

# 摩 擦 学 学 报

(Mocaxue Xuebao)

第 39 卷 第 3 期 (总第 191 期) 2019 年 5 月

## 目 次

### · 研究论文

- 自泵送流体动静压型机械密封自清洁性分析 ..... 陈 群, 孙见君 (259)
- 干气密封力学系统动态性能及其影响因素间的交互作用分析.....  
..... 陈 源, 江锦波, 彭旭东, 严天宏, 李运堂, 李孝禄, 李纪云 (269)
- 新型苯并三氮唑功能化离子液体的缓蚀与摩擦学行为研究 ..... 李 毅, 张松伟, 丁 奇, 胡丽天 (279)
- 球轴承多体弹性流体动力润滑研究 ..... 刘 宇, 马志飞, 孟凡明 (287)
- 叠片式气体箔片推力轴承热特性分析..... 李映宏, 胡小强, 张 凯, 冯 凯 (295)
- 热对流条件下考虑球形夹杂分布的材料热弹接触摩擦热影响分析.....  
..... 马力, 杨万友, 王家序, 黄彦彦, 周青华, 祝晋旋 (304)
- 高速涡轮泵机械密封端面温度变化规律研究 ..... 彭旭东, 金 杰, 李 定, 江锦波, 孟祥锐, 李纪云 (313)
- 应用于高速轮轨滚动接触的蠕滑理论算法对比研究 ..... 戚 壮, 梁 钰, 王晓雷, 张千冀 (319)
- 碳纤维切向微动磨损特性研究 ..... 王梦婕, 彭金方, 庄文华, 张晓宇, 蔡振兵, 朱旻昊 (330)
- 滞后与流体动压润滑的相关性研究..... 王 茜, 韩素立, 郭 峰, 李 超 (340)
- 无氢类金刚石薄膜表面 H<sub>2</sub>O 和 O<sub>2</sub> 分子共同作用的第一性原理计算 ..... 王顺花, 霍 磊, 鞠鹏飞, 蒲吉斌 (350)
- 球化退火态重载车轮钢 CL70 磨损性能及组织演化 ..... 王文宇, 刘德义, 赵秀娟, 刘鹏涛, 任瑞铭 (357)
- MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC 配对副的摩擦磨损性能..... 颜建辉, 康 蓉, 黄金鑫, 汪 异, 康永海 (366)
- 开式热沉内冷刀具的设计及其导热性能分析 ..... 郑 伟, 孙见君, 马晨波, 於秋萍, 张玉言, 牛 韬 (357)
- γ 射线辐照对机械密封用烧结材料性能的影响 ..... 郑文凯, 刘 莹, 邬国平, 谢方民 (381)

责任编辑 周金芳

期刊基本参数 CN 62 - 1095/O4 \* 1981 \* b \* 16 \* 128 \* zh \* P \* ¥38.00 \* 2000 \* 15 \* 2019 - 05

# Tribology

Vol 39, No 3, May 2019

## Contents

- Analysis of Self-Cleaning for Self-Pumping Hydrodynamic and Hydrostatic Mechanical Seal ..... *CHEN Qun, SUN Jianjun* (259)
- Dynamic Performance of Dry Gas Seals and Analysis of Interactions among Its Influencing Factors .....  
..... *CHEN Yuan, JIANG Jinbo, PENG Xudong, YAN Tianhong, LI Yuntang, LI Xiaolu, LI Jiyun* (269)
- The Corrosion Inhibiting and Tribological Properties of Novel Benzotriazole Based Ionic Liquids .....  
..... *LI Yi, ZHANG Songwei, DING Qi, HU Litian* (279)
- Elastohydrodynamic Lubrication Study on Multiple Rolling Elements of Ball Bearing .....  
..... *LIU Yu, MA Zhifei, MENG Fanming* (287)
- A Thermohydrodynamic Analysis of Laminated Gas Foil Thrust Bearing .....  
..... *LI Yinghong, HU Xiaoqiang, ZHANG Kai, FENG Kai* (295)
- Thermal Effects of Friction on Thermoelastic Contact between Heterogeneous Materials including Spherical Inclusions  
Considering Surface Heat Convection .....  
..... *MA Li, YANG Wanyou, WANG Jiayu, HUANG Yanyan, ZHOU Qinghua, ZHU Jinxuan* (304)
- Analysis of Face Temperature in Mechanical Seal Applied in the High Speed Turbo pump .....  
..... *PENG Xudong, JIN Jie, LI Ding, JIANG Jinbo, MENG Xiangkai, LI Jiyun* (313)
- Comparative Study on the Theory of Creeping Theory Applied to High Speed Wheel-Rail Rolling Contact .....  
..... *QI Zhuang, LIANG Yu, WANG Xiaolei, ZHANG Qianji* (319)
- Fretting Wear Damage Characteristics of Carbon Fiber .....  
..... *WANG Mengjie, PENG Jinfang, ZHUANG Wenhua, ZHANG Xiaoyu, CAI Zhenbing, ZHU Minhao* (330)
- Correlation between Contact Angle Hysteresis and Hydrodynamic Lubrication .....  
..... *WANG Qian, HAN Suli, GUO Feng, LI Chao* (340)
- The First-Principles Calculations of the Interaction of H<sub>2</sub>O and O<sub>2</sub> Molecules on the Surface of Hydrogen-Free Diamond  
Films ..... *WANG Shunhua, HUO Lei, JU Pengfei, PU Jibin* (350)
- Wear Behavior and Microstructure Evolution of Spheroidized Annealed Heavy Load Wheel Steel CL70 .....  
..... *WANG Wenyu, LIU Deyi, ZHAO Xiujuan, LIU Pengtao, REN Ruiming* (357)
- Friction and Wear Properties of MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> Composite against SiC .....  
..... *YAN Jianhui, KANG Rong, HUANG Jinxin, WANG Yi, KANG Yonghai* (366)
- Design and Thermal Performance Analysis of an Open Internal Cold Cutting Tool with Heat Sinks .....  
..... *ZHENG Wei, SUN Jianjun, MA Chenbo, YU Qiuping, ZHANG Yuyan, NIU Tao* (374)
- Effect of Gamma Irradiation on the Properties of Sintering Materials .....  
..... *ZHENG Wenkai, LIU Ying, WU Guoping, XIE Fangmin* (381)

# 《摩擦学学报》第七届编委会名单

(按姓氏拼音排序)

顾 问	高万振(研究员)	李诗卓(教授)	刘家浚(教授)	齐毓霖(教授)
	温诗铸(院士)	徐滨士(院士)	谢友柏(院士)	严东生(院士)
	张嗣伟(教授)	赵 源(研究员)		
主 编	薛群基(院士)			
常务副主编	刘维民(院士)			
副 主 编	李 健(研究员)	雒建斌(院士)	周仲荣(教授)	
委 员	蔡振兵(研究员)	陈国需(教授)	陈华辉(教授)	陈建敏(研究员)
	程先华(教授)	戴振东(教授)	邓建新(教授)	丁传贤(院士)
	方 亮(教授)	冯大鹏(研究员)	葛世荣(教授)	郭东明(院士)
	郭 强(教授)	郭志光(研究员)	韩志武(教授)	胡丽天(研究员)
	胡元中(教授)	黄 平(教授)	黄伟九(教授)	贾均红(研究员)
	寇宏超(教授)	雷明凯(教授)	黎 明(教授)	李红轩(研究员)
	李 俊(院士)	李 曙(研究员)	刘 焜(教授)	刘 阳(高工)
	刘勇兵(教授)	路新春(教授)	彭旭东(教授)	钱林茂(教授)
	任露泉(教授)	任天辉(教授)	水 琳(教授级高工)	佟 金(教授)
	王成焘(教授)	王国彪(教授)	王海斗(教授)	王华明(教授)
	王黎钦(教授)	王立平(研究员)	王齐华(研究员)	王文中(教授)
	王晓雷(教授)	翁立军(研究员)	乌学东(研究员)	邢建东(教授)
	严新平(教授)	阎逢元(研究员)	杨 军(研究员)	杨沛然(教授)
	虞 烈(教授)	张建荣(教授)	张俊彦(研究员)	张绪虎(教授)
	张招柱(研究员)	张治军(教授)	周 峰(研究员)	周惠娣(研究员)
	朱旻昊(教授)	Robert JK Wood(教授)	Nikolai Myshkin(教授)	Stephen M Hsu(教授)

## 摩擦学学报 (Mocaxue Xuebao)

双月刊

第39卷 第3期(总第191期) 2019年5月  
(1981年创刊)

## Tribology

Bimonthly

Vol 39 No 3, (Sum No 191) May 2019  
(Started in 1981)

主 管 中国科学院  
主 办 中国科学院兰州化学物理研究所  
主 编 薛群基  
编 辑 《摩擦学学报》编辑部  
地 址 甘肃省兰州市天水中路18号  
邮政编码 730000, 电话 0931-4968238  
电子信箱 tribology@licp.cas.cn  
出 版 科 学 出 版 社  
(北京市东黄城根北街16号 100717)  
印刷装订 兰州万易印务有限责任公司  
总发行处 兰州市邮政局  
国外总发行 中国国际图书贸易总公司  
(中国国际书店 北京399信箱 100044)

Superintended by Chinese Academy of Sciences  
Sponsored by Lanzhou Institute of Chemical Physics,  
Chinese Academy of Sciences  
Editor-in-Chief XUE Qunji  
Edited by Editorial Office of Tribology  
Address 18 Tianshui Road, Lanzhou, 730000, China,  
Tel: 86-931-4968238, E-mail: tribology@licp.cas.cn  
Published by Science Press, Beijing, China  
(16 Donghuangchenggen, North Street, Beijing 100717)  
Printed by Wanyi Printing House of Lanzhou  
Distributed by Post Office of Lanzhou  
Distributed by China International Book Trading Corporation  
(P.O.B. 399, Beijing, China)

标准刊号: ISSN 1004-0595  
CN 62-1095/O4

国内外公开发行代号: 国内邮发 54-42  
国外发行 4504BM

国内定价: 本期 38 元  
全年 228 元



(购买本刊请扫左侧二维码)



DOI: 10.16078/j.tribology.2018180

# 自泵送流体动静压型机械密封自清洁性分析

陈群, 孙见君\*

(南京林业大学机械电子工程学院, 江苏南京 210037)

**摘要:** 流体楔入式非接触机械密封在流体动压的形成过程中, 为防止流体中固体颗粒对密封端面的损伤, 需增设辅助系统以提供洁净的阻塞流体, 这增加了密封初期建设和维护周期成本. 针对一种新型的泵出式自泵送流体动静压型机械密封, 应用Fluent中Laminar模型和DPM模型仿真研究了其在不同颗粒直径、转速、压差、液膜厚度和颗粒体积浓度下的自清洁特性. 结果表明: 排屑率整体上随着颗粒体积浓度增大而减小; 当颗粒体积浓度足够低时, 排屑率均会达到60%以上; 随着颗粒直径增大, 排屑率先增大后减小, 在直径0.7  $\mu\text{m}$ 时排屑率最高达79.35%; 随着转速增大, 排屑率先下降后显著上升, 在计算的0~6 000 r/min范围内排屑率达到94%; 排屑率受液膜厚度和压差影响较小.

**关键词:** 数值模拟; 流体计算力学; 机械密封; 自清洁性; 颗粒

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0259-10

## Analysis of Self-Cleaning for Self-Pumping Hydrodynamic and Hydrostatic Mechanical Seal

CHEN Qun, SUN Jianjun\*

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing Forestry University, Jiangsu Nanjing 210037, China)

**Abstract:** In the process of forming hydrodynamic pressure, it is necessary for fluid-wedge and non-contacting mechanical seal to prepare for an auxiliary systems to provide a clean blocking fluid, which is aimed to prevent damage to the sealing end face by solid particle in the fluid. For the pump-out self-pumping fluid dynamic mechanical seal, the self-cleaning characteristics with particle diameter, rotation speed, pressure, liquid film thickness and particle volume concentration were studied by using the DPM model and the Laminar model in Fluent. The results show that the increase of volume concentration decreased the particle chip removal rate. As the particle volume concentration was low enough, the chip removal rate was higher than 60%. As the particle diameter increased, the chip removal rate firstly increased and then decreased. When the diameter was 0.7  $\mu\text{m}$ , the chip removal was up to 79.35%. As the rotation speed increased, the chip removal rate decreased firstly and then increased significantly. The chip removal rate was 94% in the calculated range of 0~6 000 r/min. The seal pressure difference and the liquid film thickness had no obvious effect on particle chip removal rate

**Key words:** numerical simulation; CFD; mechanical seal; self-cleaning; particle

上世纪60年代末以干气密封为代表的非接触式流体动压型机械密封最先出现, 至1990年前后又衍生出一种新的代表形式: 上游泵送机械密封. 为了适应不同的工况, 许多学者又对此进行了多方面研究, 如Pecht<sup>[1]</sup>、宋鹏云等<sup>[2]</sup>和彭旭东等<sup>[3]</sup>创新设计了密封端

面结构, Green等<sup>[4]</sup>、丁雪兴等<sup>[5]</sup>、Shahin等<sup>[6]</sup>、江锦波等<sup>[7]</sup>和王衍等<sup>[8]</sup>通过理论计算或数值模拟探讨了密封的工作机理, Etsion等<sup>[9]</sup>、Lebeck<sup>[10]</sup>、王玉明等<sup>[11-13]</sup>和郝木明等<sup>[14]</sup>从工程应用与试验方面分析了密封件运行稳定性或密封性. 这类结构的流体动压机械密封是依靠高

Received 5 December 2018, revised 29 January 2019, accepted 30 January 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: sunjj65@163.com, Tel: +86-13913350626.

The project was supported by the National Key Research and Development Program Funding Project(2018YFB2000800).

国家重点研发计划项目(2018YFB2000800)资助.



压流场(流体楔入型槽,在型槽根部被密封坝阻挡形成的)和剪切流(动环旋转产生的)实现密封和减磨的。然而,当楔入流体中含有固体颗粒时,这些固体颗粒便会在流体动压形成过程中随流越上密封坝而破坏密封端面,引发密封失效。为了维持机械密封的长周期运行,需要提高楔入流体的洁净度,而建立阻塞流体供应系统,将大大提升设备的建设成本和运行成本。

美国Lawrence等<sup>[15]</sup>提出了一种可用于多种液体如水、钠或油的低泄漏螺旋槽密封,利用静环上的通道将工作流体(润滑液)引入至密封面的槽台区。当螺旋槽旋转时,工作流体在型槽的自动泵送作用下流进密封腔,并当型槽流通界面扩大时,流体流速降低并转化为流体动压的提升,这似乎降低了机械密封对工作流体洁净的敏感度;但静环通道与螺旋槽间隙性连通,一方面使得流体动压呈脉动状态,不利于机械密封的稳定运行,另一方面导致静环通道进入的流体间隙性流入密封面的台区,引发密封面磨损。基于此,孙见君等<sup>[16]</sup>提出了一种自泵送流体动压机械密封结构,周敏等<sup>[17]</sup>、Sun等<sup>[18]</sup>对该机械密封的密封性能进行了初步研究,顾东升等<sup>[19]</sup>以密封性能参数为目标优化了型槽结构,陆建花等<sup>[20]</sup>研究比较了该机械密封与传统螺旋槽机械密封的密封性能,严彦等<sup>[21]</sup>研究了动环开设引流孔的双向自泵送密封的颗粒抗干扰性,发现颗粒难以通过引流孔而滞留其中,排出性较差。可见,自泵送机械密封的自清洁性还有待进一步研究。

本文作者拟基于Fluent中DPM模型,考虑双相耦合作用(颗粒体积浓度10%以内),对一种静环设置引流孔的自泵送流体动静压机械密封的自清洁性进行定量分析,探讨颗粒直径、转速、压差、液膜厚度以及颗粒体积浓度对自泵送流体动压机械密封排屑率的影响规律,为设计出自清洁性强且无辅助循环的新型自泵送流体动静压型机械密封提供理论支撑。

## 1 型槽结构和工作机理

### 1.1 型槽结构

如图1所示,螺旋槽设在动环上,引流孔和集流环槽设在静环。密封堰、螺旋槽和密封坝3部分组成了动环端面。型槽边界线为一对螺旋线,其极坐标表达式<sup>[22]</sup>为

$$r = r_g e^{\theta \tan \alpha} \quad (1)$$

式中: $\alpha$ 为螺旋角, $\theta$ 为转角, $r_g$ 为槽根半径。

### 1.2 工作原理

工作介质正常流动状态如图2所示。利用螺旋槽

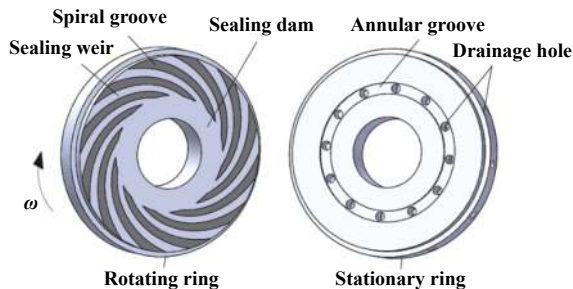


Fig. 1 3D structure of self-pumping hydrodynamic and hydrostatic mechanical seal

图1 自泵送流体动静压机械密封三维模型图

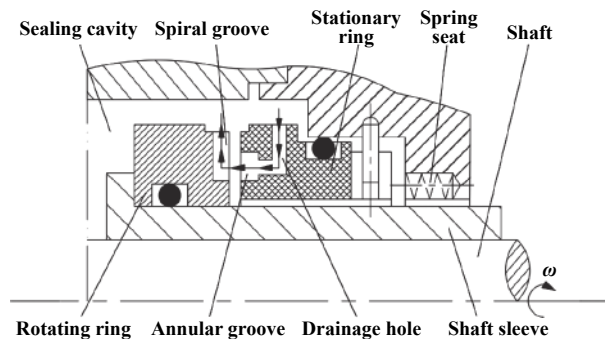


Fig. 2 Diagram of the sealing liquid flow

图2 密封流体流动示意图

旋转产生的离心力作用排出介质,使得型槽根部与引流孔形成压差作用,形成自泵送循环<sup>[16]</sup>。

## 2 数值分析模型

### 2.1 建立几何模型

动环端面的螺旋槽分布均匀且流场相对称,则理论上各型槽区域流场相同,为了降低计算成本,取其中任一周期螺旋槽区域进行数值计算<sup>[23]</sup>。如图3所示,利用solidworks建立几何流域计算模型。

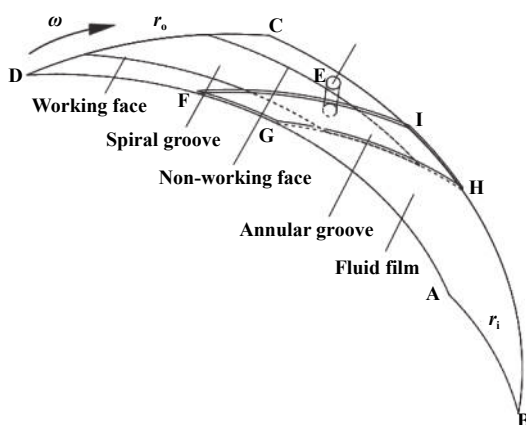


Fig. 3 Computational regions of model

图3 模型采样计算区域

### 2.2 网格划分

网格类型选择计算精度相对较高的六面体结构性网格. 网格划分采用block块映射技术. 由于密封端面间液体液膜膜厚为微米级别, 与密封环尺寸差别高达4个数量级, 使用自动划分网格技术对采样计算区域进行网格划分难以满足计算过程对网格精度的要求, 故采用ICEM手动划分网格. 将模型导入ICEM中,

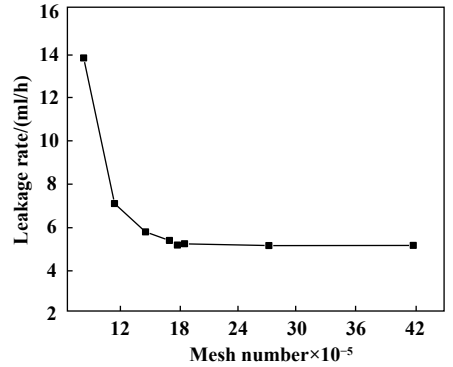
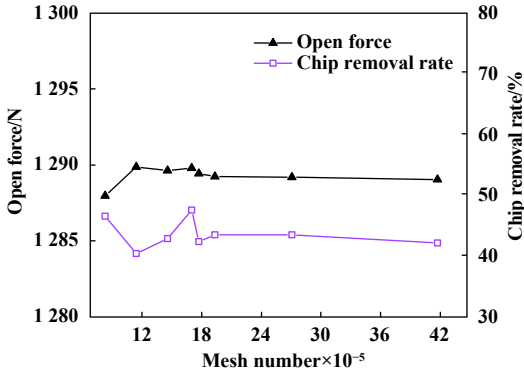


Fig. 4 Grid independence verification

图4 网格无关性验证

结果显示: 当网格单元数2 209 174, 液膜划分为4层, 螺旋槽划分为10层, 集流环槽划分为50层, 引流孔划分为80层时, 除边界层网格外, 其余纵横比 (Aspect ratio)均在1~20范围内, 之后每增加网格层数开启力、排屑率、泄漏率的变化均在3%范围内. 最终网格划分如图5所示.

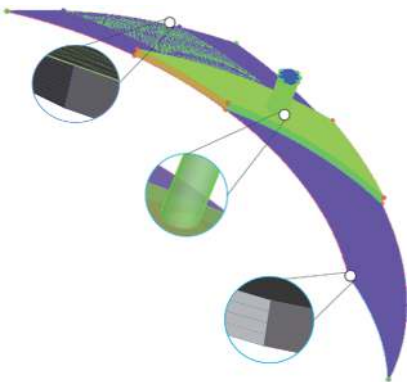


Fig. 5 Meshing figure of DPM model

图5 DPM模型的网格

### 2.3 流动状态分析

如上所示几何计算流体域模型主要分为4部分, 其中引流孔、集流环槽、螺旋槽属于内部流动. 通常针对内部流动, 利用雷诺数判断是湍流还是层流状态<sup>[24]</sup>. 雷诺数 $Re < 2300$ 为层流;  $2300 < Re < 4000$ 为层流与湍流

对模型进行拓扑以保证封闭性, 再对引流孔、集流环槽、液膜、螺旋槽进行block块划分和对每一个面进行命名, 最后对划分好block的进行vertice和edge关联以及节点数定义. 利用自清洁性指标“排屑率”以及密封性能指标“泄漏率、开启力”验证了网格无关性. 如图4所示, 不同网格数量对开启力、排屑率和泄漏率的影响.

过渡段;  $Re > 4000$ 为湍流. 公式如下:

$$Re = \frac{\rho_f u_f L}{\mu} \tag{2}$$

式中:  $\mu$ 为流体动力黏度,  $u_f$ 为平均流速,  $L$ 为流场特征长度,  $\rho_f$ 为流体密度.

针对本研究流体介质为常温水 ( $\rho_f = 998 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 1.003 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ )下, 在一些特定工况下进行Fluent仿真计算, 从而换算出各个域流体平均流速. 由文献<sup>[25-26]</sup>可确定密封间隙流态为层流. 圆管截面特征长度为4倍水力半径, 对于非圆管截面, 研究应用过程中采取当量直径近似代替<sup>[27]</sup>. 当量直径 $d$ 可用式(3)计算,

$$L = \frac{4A}{l} \tag{3}$$

式中:  $l$ 为湿周长度大小,  $A$ 为过流截面积大小.

引流孔:  $L$ 为孔直径,  $Re \approx 724 < 2300$ 为层流.

螺旋槽:  $L$ 为型槽当量直径,  $Re \approx 1157 < 2300$ 为层流.

集流环槽:  $L$ 为槽当量直径,  $Re \approx 1916 < 2300$ 为层流.

### 2.4 基本假设

流体动压型机械密封的流场计算十分复杂. 为了简化计算, 特对自泵送的端面型槽的流体膜做如下假设<sup>[28]</sup>:

- ①连续的牛顿流体, 层流流动;
- ②忽略液膜受温度的影响, 且介质的温度、黏度

不变;

③假设在液膜厚度方向上流体压力与密度始终保持一致不变化;

④密封表面和介质分子不存在滑移,液体介质不可压缩;

⑤密封环表面光滑,对密封介质无影响;

⑥忽略系统工作时对液膜的振动干扰影响。

离散相颗粒分析假设:

①假设所有颗粒相均为球形,且大小统一;

②假设颗粒间无碰撞、吸引等相互作用;

③假设颗粒绝热且无反应,不考虑颗粒的热泳力、布朗力以及热辐射;

④研究忽略Magnus力 $F_{ML}$ 、Saffman力 $F_{SL}$ 、Basset力,附加质量力 $F_V$ 。

## 2.5 基本方程

根据上述几何计算模型和基本假设,流场流态采用Laminar Model,流体计算方程满足Reynolds方程<sup>[29-30]</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial x}(h^3 \frac{\partial P}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(h^3 \frac{\partial P}{\partial y}) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

对式(2)进行量纲1化处理得

$$\frac{\partial}{\partial X}(H^3 \frac{\partial P}{\partial X}) + \frac{\partial}{\partial Y}(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y}) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (5)$$

式中: $H=h/c$ ,  $X=x/r_i$ ,  $Y=y/r_i$ ,  $P=p/p_i$ ,  $\Lambda = 6\mu r_i U/(p_i c^2)$ ,  $A$ 为量纲1压缩数, $p_i$ 为密封环内径侧压力, $r_i$ 为密封环内半径, $c$ 为液膜膜厚, $h$ 为型槽深, $U$ 为端面平均线速度。

经上述假设分析,颗粒在固液流场中主要受到压强梯度力 $F_p$ 、绕流阻力 $F_D$ 、重力 $mg$ 及其余外力(离心力)等作用力,则列出颗粒在XYZ方向上受力控制方程<sup>[31]</sup>:

$$m_p \frac{du_p}{dt} = m_p g_x + F_D + F_{P1} + F_{P2} + F_x \quad (6)$$

$$m_p \frac{du_p}{dt} = m_p g_y + F_D + F_{P1} + F_{P2} + F_y \quad (7)$$

$$m_p \frac{du_p}{dt} = m_p g_z + F_D + F_{P1} + F_{P2} + F_z \quad (8)$$

其中: $F_D$ 为单个颗粒绕流阻力, $F_{P1}$ 为螺旋槽槽工作侧与非工作侧压差梯度力, $F_{P2}$ 为外径出口与螺旋槽根部压差梯度力, $F_x$ 、 $F_y$ 和 $F_z$ 为颗粒所受其余外力的合力(包括离心力 $F_{离}$ )。

$$F_D = C_d \frac{1}{2} \rho (u - u_p) |u - u_p| S_p \quad (9)$$

$$F_{P1} = -\frac{4}{3} \pi r_p^3 \nabla P_{P1} \quad (10)$$

$$F_{P2} = -\frac{4}{3} \pi r_p^3 \nabla P_{P2} \quad (11)$$

$$F_{离} = \omega_p^2 m_p r_p \quad (12)$$

$$S_p = \pi r_p^2 \quad (13)$$

式中: $u_p$ 为颗粒速度, $u$ 为流体速度, $\rho_p$ 为颗粒密度, $d_p$ 为颗粒直径, $g_x$ 、 $g_y$ 、 $g_z$ 为xyz方向重力加速度, $C_d$ 为曳力系数, $Re$ 为相对雷诺数, $S_p$ 颗粒迎风面积, $\nabla P_{P1}$ 、 $\nabla P_{P2}$ 为压强梯度。

## 2.6 边界条件和壁面条件

连续相以Reynolds边界作为计算单元的两类边界条件<sup>[32-33]</sup>,如图3所示。

(1)强制性边界条件:引流孔道入口 $E$ 处与密封环外径出口 $r_o$ 处压力均为 $p_o$ ( $p_o$ 为介质压力),在内径出口 $r_i$ 处压力为 $p_i$ ( $p_i$ 为大气压)。

(2)周期性边界条件:液膜边界 $BC$ 和 $AD$ 两处压力等同,集流环槽边界 $IH$ 和 $FG$ 两处压力也等同,即 $p(\theta+2\pi/N_g)=p(\theta)$ 。

根据质量流量守恒,总的出口质量流量应与引流孔入口质量流量相等: $q|E=q|AB+q|CD$ 。

壁面条件:壁面主要包括螺旋槽3个侧面和底面,液膜底面以及引流道侧面。工作时,因螺旋槽是旋转的,液膜、引流孔道、集流环槽是静止的,则将螺旋槽3个侧面和底面定义为运动旋转壁面(moving wall),其余设为静止壁面(stationary wall)。

## 2.7 DPM模型选择及求解设置

目前研究模拟固液两相流方法,主要有连续介质模型(双Eular模型)、离散介质模型(DEM、DPM)等。综合考虑本文研究的几何模型、工况条件-研究颗粒不满足双Eular模型连续相假设条件(颗粒群的控制体积大小不能满足远远小于整个流场尺寸),计算机运行性能成本(颗粒尺寸为微米级别对于Fluent-DEM耦合计算量巨大),选取DPM模型来进行本次模拟研究。

研究求解设置前,先计算连续相稳态流场直至收敛稳定,再加入离散相颗粒计算求解。考虑离散相和连续相双相耦合作用,勾选Interaction with Continuous Phase耦合选项,每计算连续相10步再进行颗粒与流体的动量、质量交换,再进行颗粒运动轨迹计算,直至流场收敛。

(1)固体颗粒参数和边界条件设置

Injection Type采取surface入射。入射速度与流体入口流速等同,平均直径大小为 $0.1 \mu\text{m}$ ,密度为 $2000 \text{ kg/m}^3$ 。Max Number of Steps为5000, Length Scale为0.1。

离散相模型边界条件: 追踪颗粒时, 需观察进出口颗粒数, 进而判断自清洁颗粒排出情况. 颗粒内径出口定义为trap边界, 其他进出口设为escape边界, 其余所有面全为reflect边界.

(2) 求解器设置

采用三维双精度求解器, 求解器基于压力速度耦合SIMPLEC算法求解, 稳态层流, 动量方程对流差值采用Quick格式, 扩散相梯度差值采用Green-Gauss Node-Based, 压力插值采用Standard格式, 收敛精度为 $10^{-5}$ .

### 3 数值结果分析

本文中的密封介质为常温水, 其黏度 $\mu=1.003 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , 密封环内圆直径 $d_i=53 \text{ mm}$ , 外圆直径 $d_o=89 \text{ mm}$ , 液膜厚 $c=1.2 \text{ }\mu\text{m}$ , 螺旋角 $\alpha=22^\circ$ , 螺旋槽深 $50 \text{ }\mu\text{m}$ , 槽数 $N_g=12$ , 槽台宽比 $\delta$ 和槽长坝长比 $\gamma$ 均为0.5, 集流环槽宽 $b=4 \text{ mm}$ , 环槽深 $h=1 \text{ mm}$ 引流孔直径 $d=2 \text{ mm}$ , 中心孔距为 $l=2 \text{ mm}$ . 操作参数主轴转速 $N=3000 \text{ r/min}$ , 动环外径侧压力 $p_o=0.4 \text{ MPa}$ , 内径侧为大气压力.

一定量的颗粒杂质由引流孔进入模型, 当自泵送机械密封运行到稳定状态时会有部分颗粒从出口流入密封腔中, 还有一部分残留在模型中. 采用DPM模型仿真计算, 捕捉从出口流出的颗粒数与从入口进入的总颗粒数, 两者之比为颗粒排屑率, 表示机械密封的自清洁性能.

#### 3.1 颗粒体积分数对排屑率影响

由图6可知, 在体积分数1%~5%和7%~10%阶段内, 随着颗粒体积分数增大, 排屑率呈缓慢下降趋势. 主要因为是随着颗粒体积浓度增大, 颗粒群整体受阻力增大, 使得颗粒群速度与流体速度差异变大( $u-u_p$ 变大), 颗粒所受流体阻力 $F_D$ 增大, 速度降低, 排屑率降低, 即如图6所示在颗粒体积分数为1%~5%和7%~10%

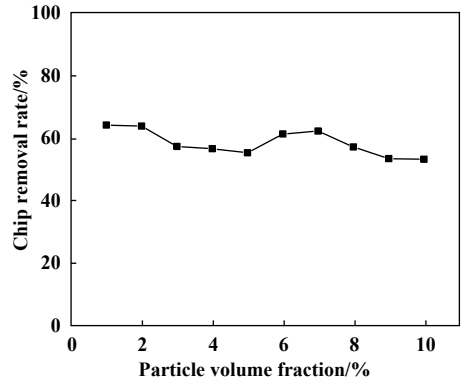


Fig. 6 Influence of solids volume concentration

图 6 颗粒体积分数对排屑率的影响

两个阶段内均表现为下降趋势.

然而, 体积分数5%~7%阶段内, 排屑率却呈缓慢上升趋势. 由文献[34]知, 可能由于引流孔到集流环槽边界突变产生漩涡, 当涡旋与涡旋进行叠加将产生新的涡旋, 致使集流环槽中层流逐渐转变为紊流. 因此颗粒运动到集流环槽时, 这种紊态流干扰颗粒运动轨迹, 使得停留于集流环槽中运动的颗粒数减少(动环旋转, 流体剪切作用相对应的会带动集流环槽的中流体同方向异步延迟流动, 使得部分颗粒停留在集流环槽中低速随流做不停息无规则运动), 螺旋槽中颗粒数增多, 进而使得颗粒排屑率出现了波动增长, 即如图7所示, 体积分数7%相比3%和9%的螺旋槽区域的颗粒动压更大些. 经上述讨论得, 随着颗粒体积浓度增大, 排屑率缓慢减小.

#### 3.2 颗粒直径对排屑率影响

选取流场中的颗粒直径为 $0.1\sim 1.1 \text{ }\mu\text{m}$ 小于液膜厚度, 即存在侵蚀密封坝的可能性, 体现其自清洁性的意义.

由图8可知, 在 $0\sim 0.7 \text{ }\mu\text{m}$ 范围内, 当颗粒直径的增大时, 排屑率也随之增大. 主要是颗粒直径增大时, 颗

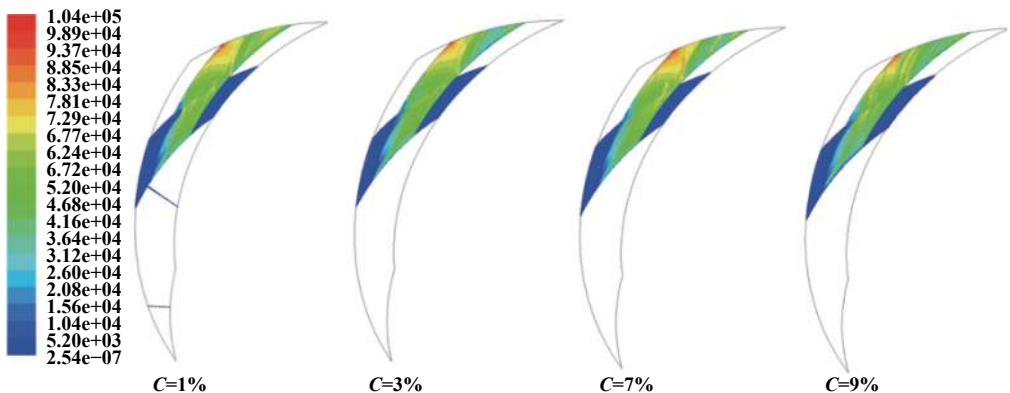


Fig. 7 Different particle volume concentration dynamic pressure cloud

图 7 不同体积浓度颗粒动压云图



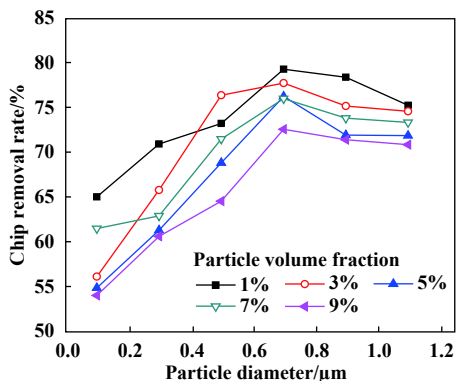


Fig. 8 Influence of granule diameter on the chip removal rate

图8 颗粒直径对排屑率的影响

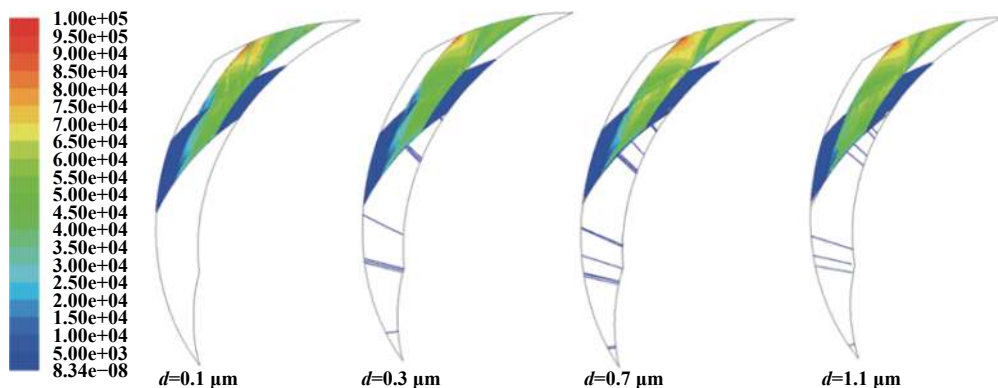


Fig. 9 Dynamic pressure nephogram of particles under different particle diameters

图9 不同颗粒直径下颗粒动压云图

### 3.3 转速对排屑率的影响

图10表明,在1 000~2 000 r/min间,排屑率随转速增大是降低的.颗粒从引流孔进入集流环槽时,受结构突变产生的漩涡影响,一部分形成涡旋运动,且当涡旋频率与螺旋槽入口交替频率一致时而滞留于集流环槽中;另一部分则进入螺旋槽中,并受离心力、压强梯度力(由高压指向低压)和流体阻力的作用而运动.转速增大时,离心力增大,螺旋槽根部与螺旋槽外径出口压差增大,则压强梯度力 $F_{P2}$ 也增大.这导致颗粒在1 000~2 000 r/min区间,离心力不足以克服阻力作用,出现 $F_{离} < F_D + F_{P2}$ ,不易排出;而2 000 r/min时机械密封的自清洁率较低于1 000 r/min的,是因为颗粒在引流孔出口的涡旋频率与螺旋槽入口交替频率一致而滞留于集流环槽中导致的.

当转速2 000~6 000 r/min时,转速明显增大,致使螺旋槽根部低压区越来越低,迫使螺旋槽根部与引流孔处压差增大,使得颗粒更容易从集流环槽中被强大的吸力吸入螺旋槽中,极大地减少了因涡旋作用滞留于集流环槽中的颗粒量,降低了浓度对排屑率的影

响;同时,转速的增大使得颗粒所受的离心力足够大,即 $F_{离} > F_D + F_{P2}$ ,成为推动颗粒运动的主要因素.可见,2 000 r/min以上的排屑率随转速增大明显增大,这从图11颗粒动压云图可以得到验证.

图10还反映了在1 000~2 000 r/min间颗粒浓度7%~9%的排屑率比1%~5%的高.之所以出现这种现象,是因为在引流孔到集流环槽突变处产生的漩涡,粒质量也增大,则离散颗粒的离心惯力 $F_{离}$ 也增大.此时颗粒所受流体阻力 $F_D$ 和压差阻碍相对离心力 $F_{离}$ 较小(动环旋转,颗粒受离心力作用、外径出口与螺旋槽根部压差作用以及流体阻力作用),则颗粒相对较容易排出,排屑率增大.在直径0.7  $\mu\text{m}$ 时,排屑率达到最佳.若继续增大颗粒直径时,相反排屑率会降低.主要由于颗粒迎风受力面积 $S_p$ 增大所受流体阻力 $F_D$ 也增大,导致离心力不足以克服压差阻碍以及流体阻力作用( $F_{离} < F_D + F_{P2}$ ),颗粒不容易排出,即如图9所示,颗粒直径1.1  $\mu\text{m}$ 相对直径0.7  $\mu\text{m}$ 时螺旋槽动压降低且从内径排出的颗粒也减少.由此可见,排屑率随着颗粒直径增大先增大后减小,在0.7  $\mu\text{m}$ 时自清洁效率最佳.

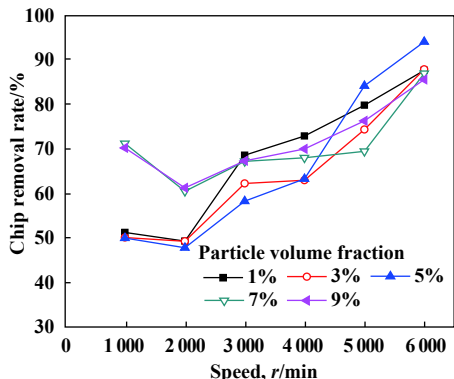


Fig. 10 Influence of speed on the chip removal rate

图10 转速对排屑率的影响

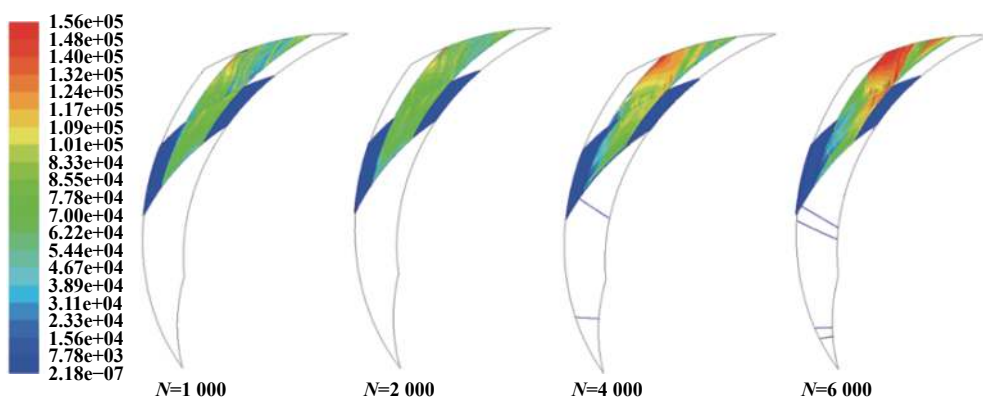


Fig. 11 Dynamic pressure nephogram of particles under different speeds

图 11 不同转速下颗粒动压云图

对流体流动的影响具有一定的局限性,即受涡旋影响而循环的颗粒只占进入集流环槽的一小部分,而大部分颗粒则伴随着螺旋槽的运动被吸入型槽中而被螺旋槽排出.故高颗粒浓度相对低浓度,进入型槽被排出颗粒相对较多,自清洁率也较高.又因低速相对高速时的型槽根部吸力作用,还不足以降低浓度对排屑率影响,即结合上述可知1 000~2 000 r/min间,颗粒浓度7%~9%的排屑率与1%~5%区别更明显.

由上述讨论得出,随着转速增大,排屑率先减小后增大,且转速6 000 r/min时排屑率最高能达到94%.

### 3.4 压差对排屑率的影响

由图12知,随着密封压差的增大,排屑率总的表现为波动的缓慢下降.主要是因为颗粒运动到螺旋槽根部时,由于固定转速不变,则离心力也不变.当压差从0.1 MPa逐渐增大到0.4 MPa时,离散相颗粒受的离心力 $F_{离}$ 不足以克服 $F_{p2}$ 压差阻碍作用和流体阻力 $F_D$ 作用( $F_{离} < F_D + F_{p2}$ ),使得颗粒速度降低,从螺旋槽泵出的颗粒减少,排屑率降低,即如图13动压云图所示,随着压差增大,型槽外径出口处的颗粒动压减小.从文献[20]

可知,密封压差的增大过程中,会出现泄漏率的增大情况.可想而知,夹含在介质中的颗粒杂质做随流运动,则从内径出口排出的颗粒增多,进而在一定微小程度上弥补了主要螺旋槽出口升排屑率降低的不足,引起排屑率的波动.由讨论总结出,随着密封压差增大,排屑率总体呈波动缓慢下降趋势,变化较小.

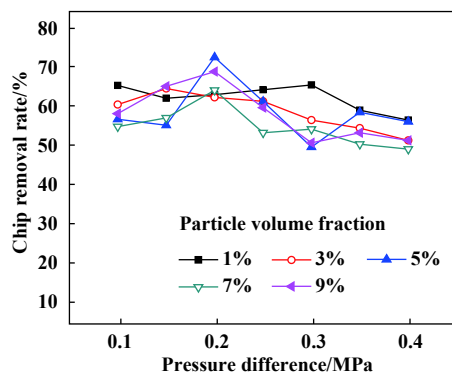


Fig. 12 Influence of pressure difference on the chip removal rate

图 12 压差对排屑率影响

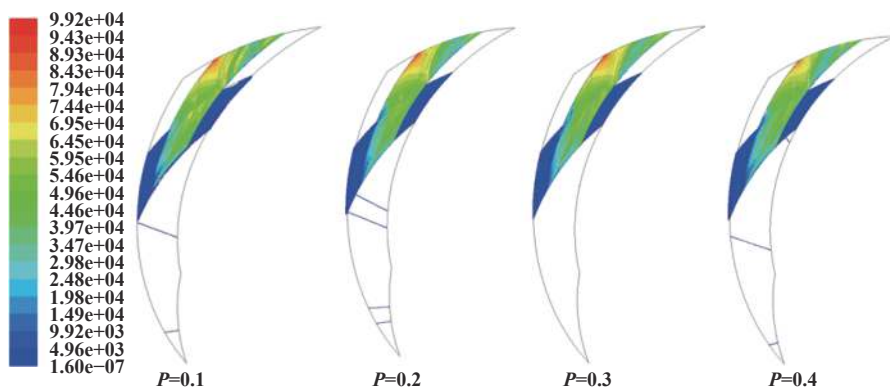


Fig. 13 Dynamic pressure nephogram of particles under different Under different pressure differences

图 13 不同压差下颗粒动压云图



### 3.5 液膜厚度对排屑率影响

液膜厚度即密封端面间隙的大小,其对机械密封的性能研究至关重要.为研究密封动态过程中的杂质颗粒的排出情况,进而为以后了解动态过程中颗粒杂质对密封面磨损状况提供理论支持,特进行研究.本文中假定8种液膜厚度来模拟研究其动态排屑情况.

由图14可知,排屑率随着膜厚的增大而波动缓慢的上升.这主要是液膜内径出口在微小程度上弥补了螺旋槽出口因膜厚增大导致的颗粒排屑率降低的不足所导致的.颗粒杂质主要排出口为螺旋槽出口,其次为液膜内、外径出口.因颗粒体积浓度很低且尺寸较小,则随介质流动性较好.由文献[20]可知,随着液膜厚度增大,介质从内径出口的泄漏量增多,进而介质中颗粒杂质从内、外径出口排出数增大.因此,当密封膜厚继续增大时,液膜内、外径出口在一定程度上提高颗粒排屑率,即如图15所示,螺旋槽颗粒动压随膜厚变大呈微小降低趋势,密封端面上从内径排出颗粒数随膜厚增大而变多.

颗粒排屑率产生的较大波动同上述一样,由文献[34]

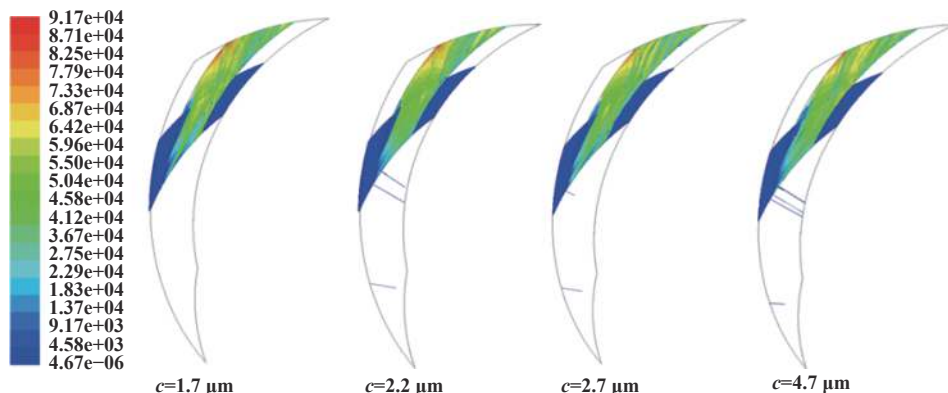


Fig. 15 Dynamic pressure nephogram of particles under different film thicknesses

图15 不同膜厚下颗粒动压云图

## 4 结论

a. 自泵送流体动静压型机械密封不同于以往的流体楔入式动压型机械密封,其具有自清洁性功能.自清洁性能得益于静环开设轴向孔道与动环开设螺旋槽的结构形成的往复自泵送泵出功能.

b. 自泵送流体动静压机械密封的排屑率随颗粒体积浓度升高呈下降趋势.当杂质颗粒体积浓度足够低时,自清洁性能效率均会达到60%以上;随着密封系统中杂质颗粒直径的增大,自清洁效率先增大后减小,在直径 $0.7\ \mu\text{m}$ 时系统自清洁性能效率最高.

c. 在一定工况范围内,当转速超过2 000 r/min并

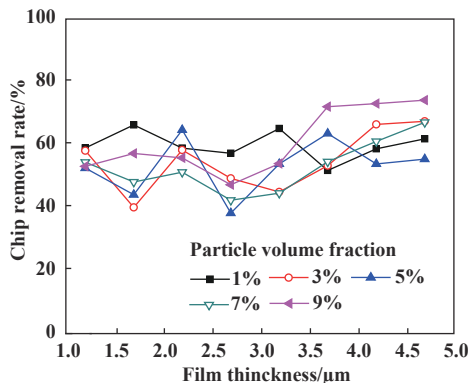


Fig. 14 Influence of film thickness on the chip removal rate

图14 液膜厚度对排屑率影响

可知,可能由于引流孔到集流环槽边界突变产生的漩涡,改变颗粒运动轨迹,使得颗粒停留在集流环槽中一直做不规则无停息运动出不来.这就导致了从螺旋槽以及液膜外径出口处的总的排出颗粒数变得波动不稳定,致使如图14所示的排屑率不停波动的状态.总体看来,液膜厚度的增大使得颗粒排屑率呈波动缓慢上升趋势,变化较小.

继续增大时,自清洁效果会更好.在计算的0~6 000 r/min范围内,自清洁效率最高能达到94%.

d. 自清洁性能受密封压差和膜厚的影响较小.

### 符号说明

$b$ —集流环槽宽, mm;

$c$ —密封端面间隙液膜厚度,  $\mu\text{m}$ ;

$d$ —引流孔直径, mm;

$h$ —集流环槽的深度, mm;

$d_i, d_o$ —分别为密封环内圆直径、外圆直径, mm;

$N$ —主轴转速, r/min;

$N_g$ —螺旋槽个数;

$r_g$ —螺旋槽槽根半径, mm;  
 $p_i, p_o$ —分别为出口压力、进口压力, MPa;  
 $u$ —液体速度, m/s;  
 $u_p$ —颗粒速度, m/s;  
 $\rho_p$ —颗粒密度,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  
 $\alpha$ —螺旋线切线与动环外圆周切线的夹角, ( $^\circ$ );  
 $\delta$ —螺旋槽周向宽度与整个槽台宽度的比值;  
 $\gamma$ —螺旋槽长度与整个密封面宽度的比值;  
 $l$ —引流孔中心距槽长坝长线距离, mm.

## 参考文献

- [1] Pecht Glenn G. Non-contacting, gap-type seal having a ring with a patterned micro dam seal face[P]: US: 5090712(A). 1992-02-25.
- [2] Song Pengyun, Chen Kuangmin, Dong Zongyu, et al. Research progress on slotted mechanical seal technology[J]. Chemical Engineering & Machinery, 1999, (2): 110–115 (in Chinese) [宋鹏云, 陈匡民, 董宗玉, 等. 端面开槽机械密封技术研究进展[J]. 化工机械, 1999, (2): 110–115].
- [3] Peng Xudong, Huyan Chenlong, et al. Design of a biomorphic groove dry gas seal based on bird wing outlines[J]. Tribology, 2012, 32(6): 563–569 (in Chinese) [彭旭东, 呼延晨龙, 等. 基于鸟翼轮廓的干式气体密封仿生型槽设计[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(6): 563–569]. doi: 10.16078/j.tribology.2012.06.008.
- [4] Miller Brad A, Green Itzhak. Numerical formulation for the dynamic analysis of spiral-grooved gas face seals[J]. Tribology Transactions, 2001, 123(2): 395–403. doi: 10.1115/1.1308015.
- [5] Ding Xuexing, Lu Junjie, Zhang Weizheng, et al. Comparison of two optimized groove shapes and performance for upstream pumping mechanical seals[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2015, 41(6): 74–78 (in Chinese) [丁雪兴, 陆俊杰, 张伟政, 等. 上游泵送机械密封两种优化槽形及性能的对比如]. 兰州理工大学学报, 2015, 41(6): 74–78]. doi: 10.3969/j.issn.1673-5196.2015.06.015.
- [6] Shahin I, Gadala M, Alqaradawi M, et al. Three dimensional computational study for spiral dry gas seal with constant groove depth and different tapered grooves[J]. Procedia Engineering, 2013, 68: 205–212. doi: 10.1016/j.proeng.2013.12.169.
- [7] Jiang Jinbo, Peng Xudong, Bai Shaoxian, et al. Performance analysis and selection of a bionic bird wing multi-array spiral groove dry gas seal[J]. Tribology, 2015, 35(3): 274–281 (in Chinese) [江锦波, 彭旭东, 白少先, 等. 仿鸟翼微列螺旋槽干气密封性能分析与选型[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(3): 274–281]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.03.005.
- [8] Wang Yan, Sun Jianjun, Hu Qiong, et al. Numerical analysis of gas seal flow orderliness based microstructure modeling[J]. Tribology, 2018, 38(6): 673–683 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 胡琼, 等. 基于微尺度造型的干气密封流动有序性数值分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(6): 673–683]. doi: 10.16078/j.tribology.2018098.
- [9] Mcnickle A D, Etsion I. Near-contact laser surface textured dry gas seals[J]. Tribology Transactions, 2004, 126(4): 788–794. doi: 10.1115/1.1792695.
- [10] Lebeck A O. Experiments and modeling of zero leakage backward pumping mechanical face seals[J]. Tribology Transactions, 2008, 51(4): 389–395. doi: 10.1080/10402000802121650.
- [11] Wang Yuming, Wang Jianli, Yang Huixia, et al. Theoretical analyses and design guidelines of oil-film-lubricated mechanical face seals with spiral grooves[J]. Tribology Transactions, 2004, 47(4): 537–542. doi: 10.1080/05698190490500743.
- [12] Wang Yuming, Yang Huixia, Wang Yading, et al. Experimental investigations and field applications of oil-film-lubricated face seals with spiral grooves[J]. Tribology Transactions, 2005, 48(4): 589–596. doi: 10.1080/05698190590948232.
- [13] Wang Yuming, Yang Huixia, Wang Jianli, et al. Theoretical analyses and field applications of gas-film lubricated mechanical face seals with herringbone spiral grooves[J]. Tribology Transactions, 2009, 52(6): 800–806. doi: 10.1080/10402000903115445.
- [14] Li Zhentao, Wang Yuanlei, Hao Muming, et al. Cavitation experiment and performance analysis of downstream pumping spiral groove seals[J]. Tribology, 2017, 37(6): 743–755 (in Chinese) [李振涛, 王赞磊, 郝木明, 等. 下游泵送螺旋槽密封空化试验及性能分析[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(6): 743–755]. doi: 10.16078/j.tribology.2017.06.005.
- [15] Lawrence P, Ludwing, Thomas N Strom, et al. Spiral groove seal[P]: US: 3782737. 1974-1-1.
- [16] Sun Jianjun, Wang Min, Zhou Min, et al. Self-pumping fluid dynamic pressure type mechanical seal[P]. China: CN103267132A, 2013-08-28(in Chinese) [孙见君, 王敏, 周敏, 等. 自泵送流体动静压型机械密封[P]. 中国: CN103267132A, 2013-08-28].
- [17] Zhou Min, Sun Jianjun, Ma Chenbo, et al. Analysis of self-pumped hydrodynamic mechanical seal performance[J]. CIESC Journal, 2015, 66(2): 687–694 (in Chinese) [周敏, 孙见君, 马晨波, 等. 自泵送流体动静压型机械密封性能分析[J]. 化工学报, 2015, 66(2): 687–694].
- [18] Sun JianJun, Ma ChenBo, Yu QiuPing, et al. Numerical analysis on a new pump-out hydrodynamic mechanical seal[J]. Tribology International, 2017, 106: 62–70. doi: 10.1016/j.triboint.2016.10.033.
- [19] Gu Dongsheng, Sun Jianjun, Ma Chenbo, et al. Orthogonal test of self-pumping mechanical seal based on numerical simulation[J]. CIESC Journal, 2015, 66(7): 2464–2473 (in Chinese) [顾东升, 孙见君, 马晨波, 等. 基于数值模拟的自泵送机械密封正交试验[J]. 化工学报, 2015, 66(7): 2464–2473].
- [20] Lu Jianhua, Sun Jianjun, Chen Wei, et al. Performance comparison of self-pumping and spiral groove mechanical seals[J]. CIESC Journal, 2016, 67(10): 4370–4377 (in Chinese) [陆建华, 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].

- [21] Yan Yan, Chen Wei, Sun Jianjun, et al. Numerical simulation of sealing performance for two-way self-pumping hydrodynamic and hydrostatic mechanical seal[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2017, 35(8): 692–699 (in Chinese) [严彦, 陈卫, 孙见君, 等. 双向自泵送流体动静压型机械密封性能数值模拟[J]. *排灌机械工程学报*, 2017, 35(8): 692–699].
- [22] Hu Jibin, Tao Wenjin, Zhao Yimin, et al. Numerical analysis of general groove geometry for dry gas seals[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, 457: 544–551. doi: [10.4028 / www.scientific.net / AMM.457-458.544](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.457-458.544).
- [23] Wang Qiang, Chen Huilong. Research on performance of upstream pumping mechanical seal with different deep spiral groove//IOP conference series: Earth and environmental science[C]. IOP Publishing, 2012, 15(7): 072019-072027. doi: [10.1088/1755-1315/15/7/072019](https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/7/072019)
- [24] Hu Guokun, Li Zhenbei. ANSYS ICEM CFD detailed engineering examples[M]. Beijing: People Post Press, 2014: 207-208(in Chinese) [胡国坤, 李振北. ANSYS ICEM CFD工程实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2014: 207-208].
- [25] Brunetiere N, Tournier B, Frene J. Influence of fluid flow regime on performances of non-contacting liquid face seals[J]. *Tribology Transactions*, 2002, 124(3): 515–523. doi: [10.1115/1.1456453](https://doi.org/10.1115/1.1456453).
- [26] Ding Xuexing, Fu Yingjie, Zhang Jing, et al. Analysis of flow field on spiral groove dry gas seal face based on CFD[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2010, 28(4): 330–334 (in Chinese) [丁雪兴, 富影杰, 张静, 等. 基于CFD的螺旋槽干气密封端面流场流态分析[J]. *排灌机械工程学报*, 2010, 28(4): 330–334].
- [27] Li Fengxiang, Yan Hua, Ding Yumei, et al. Characteristic length in tube flow turbulence heat transfer and resistance experiment[J]. *Computers and Applied Chemistry*, 2008, (7): 867–871 (in Chinese) [李锋祥, 阎华, 丁玉梅, 等. 管程扰流传热与阻力试验中的特征长度[J]. *计算机与应用化学*, 2008, (7): 867–871]. doi: [10.3969/j.issn.1001-4160.2008.07.023](https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-4160.2008.07.023).
- [28] Chan Wen, Song Pengyun, Mao Wenyun, et al. Numerical analysis of temperature field of spiral groove dry gas seal face[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2015, 33(5): 422–428 (in Chinese) [产文, 宋鹏云, 毛文元, 等. 螺旋槽干气密封端面气膜温度场的数值分析[J]. *排灌机械工程学报*, 2015, 33(5): 422–428].
- [29] Basu P. Analysis of a radial groove gas face seal[J]. *Tribology Transactions*, 1992, 35(1): 11–20. doi: [10.1080/10402009208982083](https://doi.org/10.1080/10402009208982083).
- [30] Nicolescu B N, Petrescu T C. Homogenization of the reynolds equation in the radial face seals case[J]. *Asymptotic Analysis*, 2013, 81(1): 35–52. doi: [10.3233/ASY-2012-1120](https://doi.org/10.3233/ASY-2012-1120).
- [31] Tang Xuelin, Yu Xin, Ren Songchang, et al. Solid-liquid two-phase fluid dynamics and its application in hydraulic machinery[M]. Zhengzhou: Yellow River Water Conservancy Press, 2006: 68-76(in Chinese) [唐学林, 余欣, 任松长, 等. 固-液两相流体动力学及其在水力机械中的应用[M]. 郑州: 黄河水利出版社, 2006: 68-76].
- [32] Ruan B. Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions-slip flow consideration[J]. *Tribology Transactions*, 2000, 43(3): 411–418. doi: [10.1080/10402000008982357](https://doi.org/10.1080/10402000008982357).
- [33] Hu Xiaopeng, Song Pengyun. Theoretic analysis of the effect of real gas on the performance of the T-groove and radial groove dry gas seal[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, 271: 1218–1223. doi: [10.4028/www.scientific.net/AMM.271-272.1218](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.271-272.1218).
- [34] Jin Xiaohong, Li Yuanhui. Fluid mechanics[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2011: 77-97(in Chinese) [金晓宏, 李远慧. *Fluid Mechanics流体力学*[M]. 北京: 中国电力出版社, 2011: 77-97].

DOI: 10.16078/j.tribology.2018144

# 干气密封力学系统动态性能及其影响因素间的交互作用分析

陈源<sup>1,2</sup>, 江锦波<sup>2</sup>, 彭旭东<sup>2\*</sup>, 严天宏<sup>1</sup>, 李运堂<sup>1</sup>, 李孝禄<sup>1</sup>, 李纪云<sup>2</sup>

(1. 中国计量大学 机电工程学院, 浙江 杭州 310018;

2. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310032)

**摘要:** 在考虑转轴轴向振动的情况下, 基于气体润滑和动力学相关理论, 建立了微扰膜压控制方程和挠性安装静环运动方程. 研究了介质压力、螺旋角对干气密封动态特性和瞬态响应的影响; 定义了膜厚扰动的突变峰和周期峰, 并以突变峰或周期峰最小作为动态性能的优化目标, 基于完全析因设计法, 开展了高参数螺旋槽干气密封动态性能影响因素间的交互作用分析. 研究表明: 高速条件下, 膜厚振动型态受介质压力影响较大, 当介质压力较小时, 气膜动态阻尼较小, 气膜振动初始阶段易发生波幅逐渐衰减的振荡, 而当介质压力增大到一定程度时较大的气膜动态阻尼使膜厚振动迅速衰减, 振荡现象消失; 高速高压条件下, 除挠性环质量和弹簧刚度对周期峰的影响存在显著交互作用外, 其余各影响因素对突变峰和周期峰均不存在明显的交互作用, 可独立开展优化而不牺牲其结果精度.

**关键词:** 高参数; 干气密封; 力学系统; 动态性能; 交互作用

**中图分类号:** TH117.2

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)03-0269-10

## Dynamic Performance of Dry Gas Seals and Analysis of Interactions among Its Influencing Factors

CHEN Yuan<sup>1,2</sup>, JIANG Jinbo<sup>2</sup>, PENG Xudong<sup>2\*</sup>, YAN Tianhong<sup>1</sup>, LI Yuntang<sup>1</sup>, LI Xiaolu<sup>1</sup>, LI Jiyun<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, China Jiliang University, Zhejiang Hangzhou 310018, China

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

**Abstract:** The perturbation gas film pressure governing equations and motion equation of spiral groove dry gas seals with flexibly mounted stator, which took the axial vibration of rotor into consideration, were presented based on gas film lubrication and kinetic theories. The influences of sealed pressure and spiral angle on dynamic characteristics and transient responses were researched under the condition of high-speed. It is shown that gas film sharply oscillated along a certain path when the sealed pressure was relatively low. Saltation peak and period peak of gas film thickness disturbance were defined, and their minimum values were considered as the optimization objects of seal dynamic performance. The interactions among spiral angle (typical representative of structure parameters of spiral groove), spring stiffness, secondary seal damping and stator mass were analyzed under high-speed and high-pressure conditions based on the method of full factorial design. The results show that there was an obvious interaction between spring stiffness and stator mass for period peak, and the other factors affecting dynamic performance of dry gas seal systems can be treated as independent variables to be optimized without affecting the precision of the results of seal dynamic performance.

Received 30 September 2018, revised 28 November 2018, accepted 18 December 2018, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: xdpeng@126.com, Tel: +86-13805766256.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51575490, 51705458) and the Natural Science Key Foundation of Zhejiang Province, China (LY18E050026, LQ17E050008).

国家自然科学基金项目(51575490, 51705458)和浙江省自然科学基金项目(LY18E050026, LQ17E050008)资助.



**Key words:** high parameters; dry gas seal; mechanical system; dynamic performance; interactions

干气密封(DGS)以其低泄漏、零磨损和长寿命等优越的密封性能被广泛应用于高速高压透平机械的轴端密封装置<sup>[1-2]</sup>。但随着DGS向更高参数发展,特别是更高速度情况下,转轴轴向振动加剧,易使DGS稳定性遭到破坏,严重甚至会导致DGS发生碰磨或密封环撞碎而失效。针对此问题研究者们一直致力于高速DGS的提稳设计,通过端面型槽结构参数优化或型槽创新设计来改善端面气膜稳定性是研究的重要方向,Zirkelback<sup>[3-4]</sup>研究了螺旋槽结构参数对DGS气膜刚度和阻尼的影响,给出了气膜稳定性较好的螺旋槽结构参数优化范围。彭旭东等<sup>[5-8]</sup>则将仿生学应用到端面型槽的设计,开发出系列具有较高气膜刚度的DGS仿生型槽。随着干气密封运动学研究的发展,DGS稳定性研究不再仅限于密封端面,而是针对DGS整个力学系统及其运动规律。早在20世纪80年代,Etsion等<sup>[9-12]</sup>针对静环挠性安装(FMS)非接触式机械密封进行了动力学分析,推导了静环运动表达式,并分析了密封的动态稳定性及瞬态响应规律。其后的几年中,Green等<sup>[13-14]</sup>针对FMS-DGS,用数值法求解了挠性安装静环运动方程,计算了有无弹性和阻尼支撑条件下的稳定性阈值,并系统分析了转速、弹簧支撑刚度和密封圈阻尼等参数对楔面DGS最小密封环间隙及静环章动的影响规律。2002年,Ruan<sup>[15]</sup>在考虑动环轴向振动和角向安装偏差以及端面接触的情况下,分析了螺旋槽干气密封(S-DGS)挠性安装静环的动态追随性。结果表明:端面接触仅发生在密封启停阶段的一小段时间内。2014年,刘向峰等<sup>[16]</sup>在Miller等的研究<sup>[17]</sup>基础上用半解析法研究了极端工况下S-DGS挠性安装静环对轴

向和角向扰动的动态响应,并分别以静环轴向和角向响应的最大振幅和衰减时间为目标函数优化螺旋槽结构参数。2016年,Blasiak等<sup>[18]</sup>则对比分析了收敛锥度、波度、螺旋槽和直线槽四种端面结构的FMS结构DGS的动态追随性,结果表明端面结构、转速、槽深膜厚比及弹性元件物性参数均对轴向和角向振动有较大影响,因此合理配置参数可有效减小膜厚振幅。

上述研究虽已全面分析了密封力学系统各因素对其运行稳定性的影响,但对于各影响因素之间的交互作用并未涉及。本文作者在深入讨论S-DGS动态性能的基础上,定义了膜厚扰动的突变峰和周期峰,并以突变峰或周期峰最小作为动态性能的优化目标,在高速高压条件下,以螺旋角作为螺旋槽结构参数的典型代表,基于完全析因设计法,开展螺旋角、弹簧刚度、密封圈阻尼、挠性环质量间的交互作用分析,为高参数DGS工程设计提供一定的理论依据。

## 1 计算模型

### 1.1 物理模型

图1所示为FMS结构S-DGS截面图。当动环高速旋转时,在螺旋槽的作用下密封端面间产生的气体动压将使端面打开并形成一层微米级厚度的气膜,在密封实际运行中,由于动环的轴向振动,膜厚往往会发生变化,而膜厚变化过大将会造成密封因泄漏过大或端面碰磨而失效。图2所示为FMS结构S-DGS的运动学分析模型,在密封的动态追随性分析中,气膜被视为具有一定刚度和阻尼特性的弹簧-阻尼系统<sup>[2]</sup>。一般认为气膜动态刚度和阻尼越大,密封的动态稳定性越好。

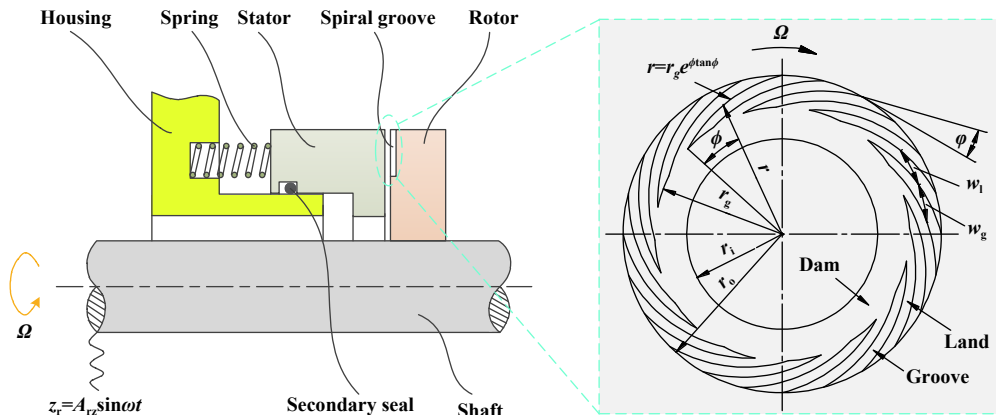


Fig. 1 Schematic cross section of S-DGSs with flexibly mounted stator

图1 FMS结构S-DGS截面图

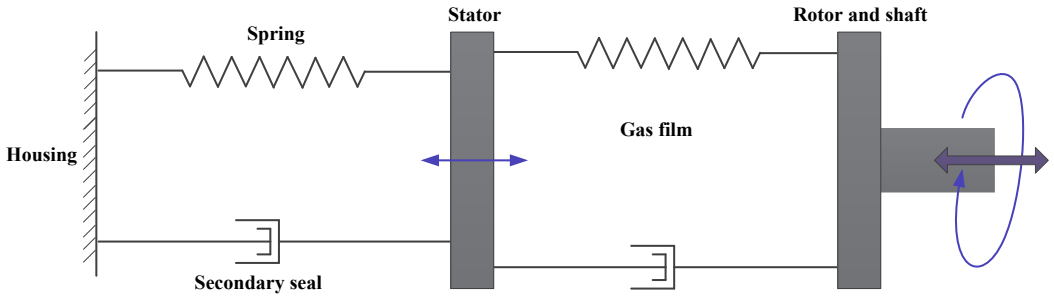


Fig. 2 Kinematic model of S-DGSs with flexibly mounted stator

图2 FMS结构S-DGS运动学模型

### 1.2 数学模型

假设S-DGS端面间为理想气体,且为层流流动,忽略离心力和惯性力的作用,不考虑端面变形的影响,则在柱坐标下的瞬态雷诺方程为<sup>[19]</sup>

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial (ph)}{\partial \theta} + \frac{\partial (ph)}{\partial t} \quad (1)$$

稳态雷诺方程为

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial (p_0 h_0)}{\partial \theta} \quad (2)$$

利用瞬态雷诺方程(1)和稳态雷诺方程(2)并运用小扰动法推导出微扰雷诺方程组(推导过程参考文献[20]),并引入无量纲变量如下:

$$P_0 = \frac{p_0}{p_i}; P_{zj} = \frac{p_{zj} h_b}{p_i} \quad (j = r, i); \Lambda = \frac{6\mu\Omega r_i^2}{p_i h_b^2};$$

$$H_0 = \frac{h_0}{h_b}; \Gamma = \frac{\omega}{\Omega}; R = \frac{r}{r_i}$$

其中: $p_0$ 为密封端面的稳态气膜压力; $p_z$ 为端面上沿 $z$ 轴方向的微扰气膜压力; $p_i$ 为端面内径处压力; $h_b$ 为非槽区平衡膜厚; $h_0$ 为端面上任意一点的平衡膜厚; $\mu$ 为气体动力黏度; $\Omega$ 为轴转动角速度; $\omega$ 为激励角频率; $r_i$ 为静环内半径; $\Lambda$ 为压缩数; $\Gamma$ 为激励频率比。

则无量纲稳态雷诺方程和无量纲微扰雷诺方程组的表达式分别如式(3)和式(4a~4b)所示<sup>[21]</sup>:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = \Lambda \frac{\partial (P_0 H_0)}{\partial \theta} \quad (3)$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{3}{2} H_0^3 \frac{\partial P_0^2}{\partial \theta} + H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zr})}{\partial \theta} \right] +$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left[ \frac{3}{2} R H_0^3 \frac{\partial P_0^2}{\partial R} + R H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zr})}{\partial R} \right] \quad (4a)$$

$$- \Lambda \frac{\partial (P_{zr} H_0 + P_0)}{\partial \theta} + 2\Lambda \Gamma P_{zi} H_0 = 0$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zi})}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left[ R H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zi})}{\partial R} \right]$$

$$- \Lambda \frac{\partial (P_{zi} H_0)}{\partial \theta} - 2\Lambda \Gamma (P_{zr} H_0 + P_0) = 0 \quad (4b)$$

方程(3)和方程组(4a~4b)的边界条件为

1) 端面内外径轮廓边界处,有

$$\begin{cases} P_0 = 1 (R = 1) \\ P_0 = p_o/p_i (R = r_o/r_i) \\ P_{zj} = 0; j = r, i (R = 1; R = r_o/r_i) \end{cases}$$

2) 周期性边界条件

$$\begin{cases} P_0(\theta + 2\pi) = P_0(\theta) \\ P_{zj}(\theta + 2\pi) = P_{zj}(\theta); j = r, i \end{cases}$$

其中: $r_o$ 为端面外半径, $p_o$ 为端面外径处的密封介质压力,在给定的边界条件下联立求解方程(3)和(4),获得无量纲微扰气膜压力分布,然后求解无量纲气膜轴向动态刚度 $K_{zz}$ 和阻尼系数 $C_{zz}$ ,如下式所示:

$$K_{zz} = - \iint_A P_{zr} dA$$

$$C_{zz} = - \frac{1}{\Gamma} \iint_A P_{zi} dA \quad (5)$$

则有量纲气膜轴向动态刚度 $k_{zz}$ 和阻尼系数 $c_{zz}$ 分别为

$$k_{zz} = \frac{K_{zz} p_i r_i^2}{h_b}; c_{zz} = \frac{C_{zz} p_i r_i^2}{h_b \Omega} \quad (6)$$

在弹簧、辅助密封圈、气膜力及转轴轴向激励的作用下,FMS结构S-DGS挠性环将沿轴向运动,其挠性环及静环运动表达式为

$$m\ddot{z} + (c_{zz} + c_s)\dot{z} + (k_{zz} + k_s)z = c_{zz}\dot{z}_r + k_{zz}z_r \quad (7)$$

式(7)中: $m$ 为静环质量, $z$ 为静环响应运动, $z_r$ 为轴系轴向激励运动, $c_s$ 为作用在静环上的辅助密封圈阻尼, $k_s$ 为作用在静环上的弹簧刚度。

不失一般性,假定S-DGS所在轴系受到正弦激励,令 $z_r = A_{zr} \sin \omega t$ 。



FMS结构S-DGS的挠性环运动初始条件分别为

$$z(0) = \dot{z}(0) = 0 \quad (8)$$

FMS结构S-DGS端面上任一点的膜厚扰动采用式(9)计算:

$$\Delta h(t) = z(t) - z_r(t) \quad (9)$$

则瞬态膜厚为

$$h(r, \theta, t) = h_0(r, \theta) + \Delta h(t) \quad (10)$$

将式(10)代入式(1)即可求得端面瞬态膜压分布, 瞬态膜压分布与稳态膜压分布的差值即为任意时刻的膜压变化量, 如式(11)所示.

$$\Delta p(r, \theta, t) = p(r, \theta, t) - p_0(r, \theta) \quad (11)$$

稳态开启力 $F_0$ 和瞬态开启力 $F$ 采用式(12)计算:

$$F_0 = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} r p_0 dr d\theta \quad (12)$$

$$F = F_0 + \Delta F = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} r p dr d\theta$$

稳态泄漏率 $Q_0$ 和瞬态泄漏率 $Q$ 采用式(13)计算:

$$Q_0 = \int_0^{2\pi} \frac{r h_0^3 p_0}{12 \mu p_i} \frac{\partial p_0}{\partial r} d\theta \quad (13)$$

$$Q = Q_0 + \Delta Q = \int_0^{2\pi} \frac{r h^3 p}{12 \mu p_i} \frac{\partial p}{\partial r} d\theta$$

定义膜厚、开启力和泄漏率的扰动变化率如式(14)所示:

$$\eta_h = \frac{\Delta h}{h_b}, \eta_F = \frac{\Delta F}{F_0}, \eta_Q = \frac{\Delta Q}{Q_0} \quad (14)$$

## 2 结果分析与讨论

本文中选取以下结构参数和操作参数作为基本计算参数. (其中螺旋槽结构参数参考论文[22])

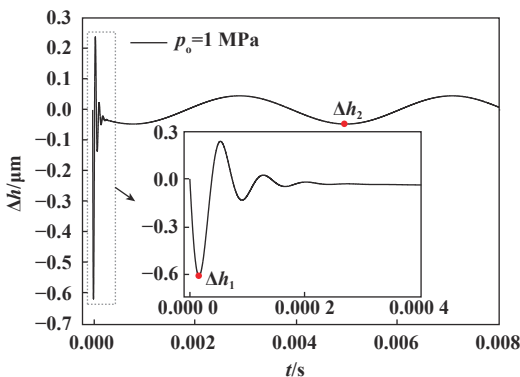
(1) 结构参数: 静环内半径 $r_i=58.42$  mm, 外半径 $r_o=77.78$  mm; 槽数 $N_g=12$ ; 槽台宽比 $\kappa=1$ ; 槽坝比 $\delta=1$ ; 螺旋角 $\varphi=15^\circ$ ; 槽深 $h_g=5$   $\mu\text{m}$ ; 非槽区的平衡膜厚 $h_b=3$   $\mu\text{m}$ ; 静环质量 $m=1.5$  kg; 弹簧刚度 $k=5 \times 10^6$  N/m; O型圈阻尼 $c=5 \times 10^2$  N·s/m.

(2) 操作参数: 密封端面内径处压力 $p_i=0.101325$  MPa, 外径处压力 $p_o=5$  MPa; 密封气体黏度 $\mu=1.8 \times 10^{-5}$  Pa·s; 轴转动角速度 $\Omega=1500$  rad/s(折合端面平均线速度为102.2 m/s, 略高于高速干气密封极限端面平均线速度100 m/s); 激励频率比 $\Gamma=1$ ; 轴向激励振幅 $A_{rz}=50$   $\mu\text{m}$ .

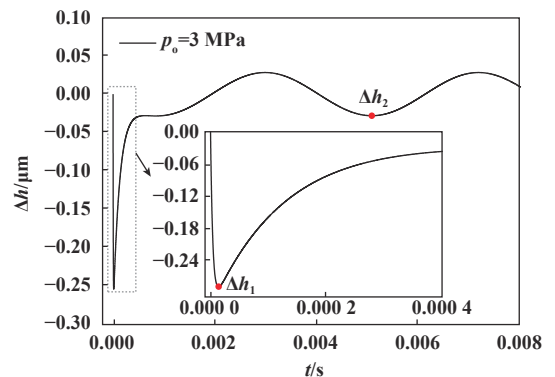
在以下分析中, 除特别说明外, 其他参数均保持不变.

### 2.1 典型气膜振动型态

本文作者在开展大量的数值试验后发现, DGS膜厚扰动在较符合工程实际的结构参数和操作参数配置下易出现两种典型的振动型态, 如图3所示. 图3(a)示出了介质压力为1 MPa时膜厚扰动随时间的变化规律(振动型态I), 可以看出, 在突然受到正弦激励的作用下, 膜厚扰动沿着响应路径上下急剧振荡且振幅依次衰减, 最后膜厚响应逐渐与正弦形式的激励运动相适应, 呈现出与激励形式类似的周期性变化规律. 图3(b)示出了介质压力为3 MPa时膜厚扰动随时间的变化规律(振动型态II), 可以看出, 膜厚扰动随时间先发生突变, 到达波谷后变化逐渐趋于缓慢, 最后呈现周期性变化规律. 振动型态II相比振动型态I而言没有出现膜厚振荡的过程. 不论振动形态I还是振动形态II都存在膜厚扰动的突变阶段和周期性变化阶段. 图3中标注的 $\Delta h_1$ 为突变阶段的最小的波谷值,  $\Delta h_2$ 为周期性变化阶段的波谷值, 定义 $\Delta h_1$ 的绝对值为突变峰 $|\Delta h_1|$ ,  $\Delta h_2$ 的绝对值为周期峰 $|\Delta h_2|$ . 则可以认为突变峰 $|\Delta h_1|$ 越



(a) Form I



(b) Form II

Fig. 3 Typical forms of gas film vibration

图3 典型膜厚扰动振动型态

小, DGS适应外界突变工况及脉冲激励的能力越强; 周期峰 $|\Delta h_2|$ 越小, DGS长周期稳定运行的能力越强.

### 2.2 气膜动态特性系数对膜厚扰动的影响探究

气膜动态刚度 $k_{zz}$ 和动态阻尼 $c_{zz}$ 是表征气膜动态特性的重要参数, 但其对膜厚扰动规律的具体影响目前并不十分明确. 针对此问题, 此部分分别研究了介质压力(研究范围为0.6~5.0 MPa)、螺旋角(研究范围为6~36°)对气膜动态特性系数( $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ )、膜厚扰动峰值( $|\Delta h_1|$ 和 $|\Delta h_2|$ )的影响, 并进行对比分析, 从而推测 $k_{zz}$ 、 $c_{zz}$ 对 $|\Delta h_1|$ 和 $|\Delta h_2|$ 的影响作用.

图4分别示出了介质压力对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响曲线. 从图4(a)中可以看出, 随着介质压力的增大,  $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 一直增大, 但 $k_{zz}$ 的变化速率逐渐减小, 而 $c_{zz}$ 的变化速率则是先增大, 到某个拐点后开始减小.  $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 变化对膜厚扰动有显著影响, 从图4(b)中可以看出, 当压力在0.6~1.4 MPa间时, 膜厚扰动呈现出与振动型态I [见图3(a)]相同的振型, 这是

因为此时 $c_{zz}$ 较小, 导致气膜在响应路径上出现明显的振荡, 且在 $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 的共同作用下 $|\Delta h_1|$ 随压力的增大呈现出先减小后增大的变化趋势; 当压力在1.4~5.0 MPa间时, 膜厚扰动则呈现出与振动型态II [见图3(b)]相同的振型, 此时 $c_{zz}$ 较大, 从而使膜厚振幅迅速衰减, 抑制了气膜振荡,  $|\Delta h_1|$ 随压力的增大呈现出减速递减的变化趋势. 在整个压力的研究范围内, 不论气膜处于何种振动型态,  $|\Delta h_2|$ 均呈现出减速递减的变化趋势.

图5分别示出了螺旋角 $\phi$ 对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响曲线. 从图5(a)中可以看出, 随着 $\phi$ 的增大,  $k_{zz}$ 先快速增大后快速减小,  $c_{zz}$ 先快速减小后缓慢增大. 从图5(b)中可以看出, 整个 $\phi$ 研究范围内, 膜厚扰动均呈现出与振动型态II相同的振型, 随着 $\phi$ 的增大,  $|\Delta h_1|$ 呈现出先快速增大后缓慢减小的变化趋势, 而 $|\Delta h_2|$ 呈现出先快速减小后快速增大的变化趋势.

结合图4和图5不难发现, 当膜厚扰动呈现出与振动型态II相同的振型时, 不论 $k_{zz}$ 如何变化,  $|\Delta h_1|$ 的变化

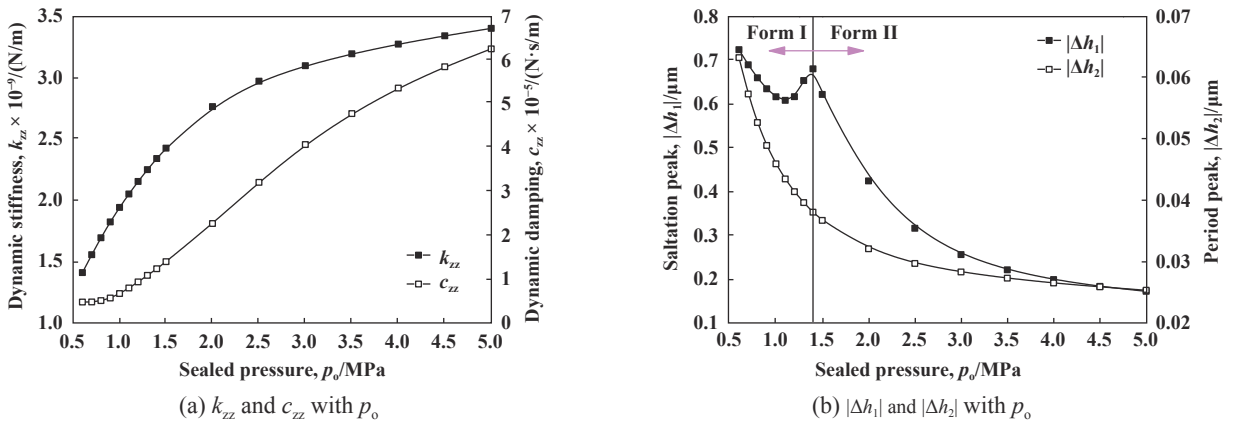


Fig. 4 The influence of sealed pressure on dynamic characteristics coefficients and gas film thickness disturbance peaks  
图4 介质压力对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响

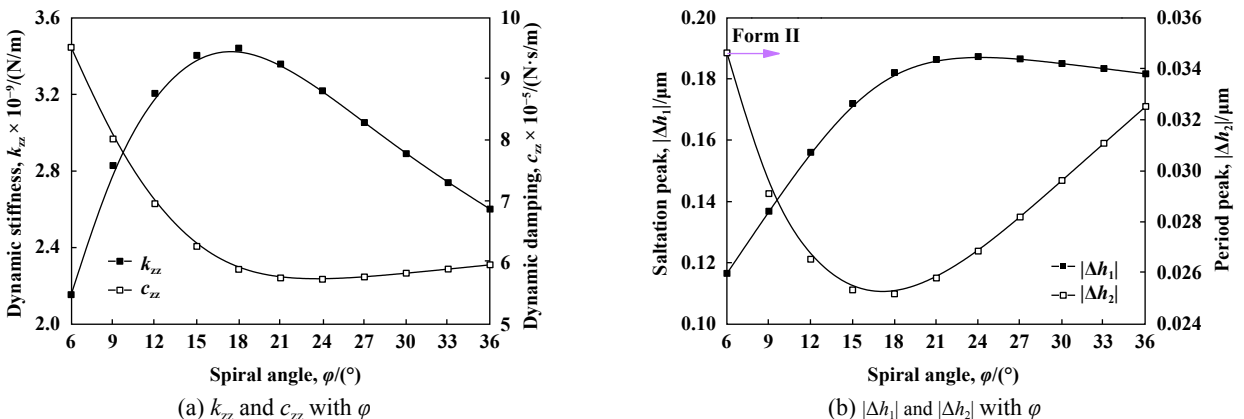


Fig. 5 The influence of spiral angle on dynamic characteristics coefficients and gas film thickness disturbance peaks  
图5 螺旋角对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响

趋势始终与 $c_{zz}$ 的变化趋势相反,这也说明此时 $c_{zz}$ 对 $|\Delta h_1|$ 的影响起到主导作用,但当膜厚扰动呈现出与振动型态I相同的振型时, $|\Delta h_1|$ 受气膜 $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 的共同作用,呈现出较复杂的变化规律.不论膜厚扰动呈现何种振动型态且 $c_{zz}$ 如何变化, $|\Delta h_2|$ 的变化趋势始终与 $k_{zz}$ 的变化趋势相反,这说明 $k_{zz}$ 对 $|\Delta h_2|$ 的影响起到主导作用且不受振型影响.

### 2.3 密封瞬态性能分析

图6和图7分别示出了不同介质压力 $p_o$ 或不同螺旋角 $\varphi$ 条件下膜厚变化率 $\eta_h$ 、开启力变化率 $\eta_F$ 和泄漏率变化率 $\eta_Q$ 的时变曲线.

可以看出,在相同的 $p_o$ 或相同的 $\varphi$ 条件下, $\eta_h$ 、 $\eta_F$ 和 $\eta_Q$ 均呈现出相似的变化规律,但由于时间效应的存在使三者间存在一定的相位差,同时由于非线性因素的存在,使 $\eta_F$ 和 $\eta_Q$ 的数值与 $\eta_h$ 的数值存在一定的差异,从变化率数值上可以看出,膜厚发生变化对泄漏率的影响要大于对开启力的影响,这主要是因为相比开启力而言,泄漏率不仅与膜压分布有关还与膜厚的三次方成正比.对比不同 $p_o$ 或 $\varphi$ 条件下 $\eta_h$ 、 $\eta_F$ 或 $\eta_Q$ 的时变曲线

可以发现, $p_o$ 或 $\varphi$ 的变化也会引起 $\eta_h$ 、 $\eta_F$ 或 $\eta_Q$ 发生明显的相位偏移.从图7可以看出 $\varphi$ 对 $\eta_F$ 和 $\eta_Q$ 的影响趋势与对 $\eta_h$ 的影响趋势有所不同,这主要是因为开启力和泄漏率不仅与膜厚有关还与膜压分布有关,而膜压分布又受到型槽结构的影响.

特别要说的是,由于开启力和泄漏率扰动随着时间的变化趋势与膜厚扰动基本一致,因此在S-DGS力学系统各影响因素的动态性能优化和交互作用分析中,主要以膜厚扰动为研究对象.

### 2.4 力学系统各影响因素间的交互作用分析

不同端面型槽结构参数和挠性环组件(挠性环组件是指弹簧、挠性安装静环及静环处O型圈所构成的组件,其结构示意图如图8所示)力学特性参数的匹配下,突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 均有不同的变化,针对DGS所处的运行环境,合理配置端面型槽和挠性环组件可有效提高DGS的抗干扰能力,因此该方面的研究具有重要的工程实际意义.考虑到《机械密封技术要求》中规定安装机械密封的泵或其他类似的旋转式机械在工作时,转子的轴向窜量不超过0.1 mm,因此在

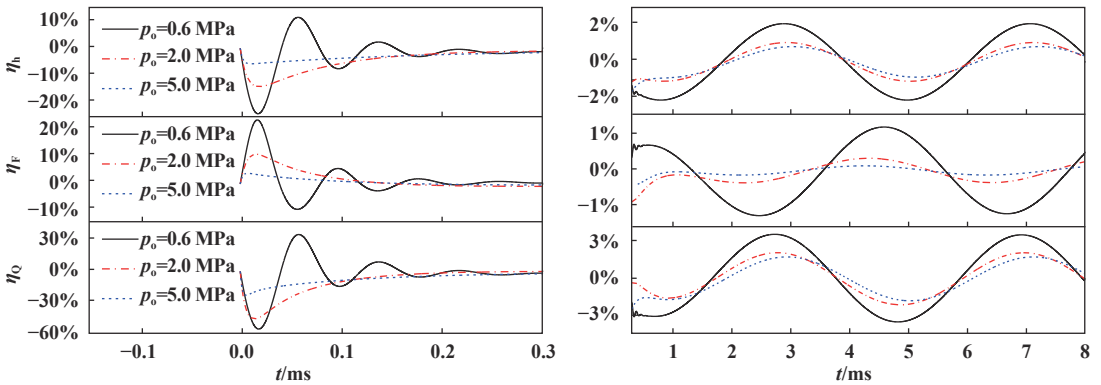


Fig. 6 Influence of sealing pressure on transient sealing performance

图6 介质压力对瞬态密封性能的影响

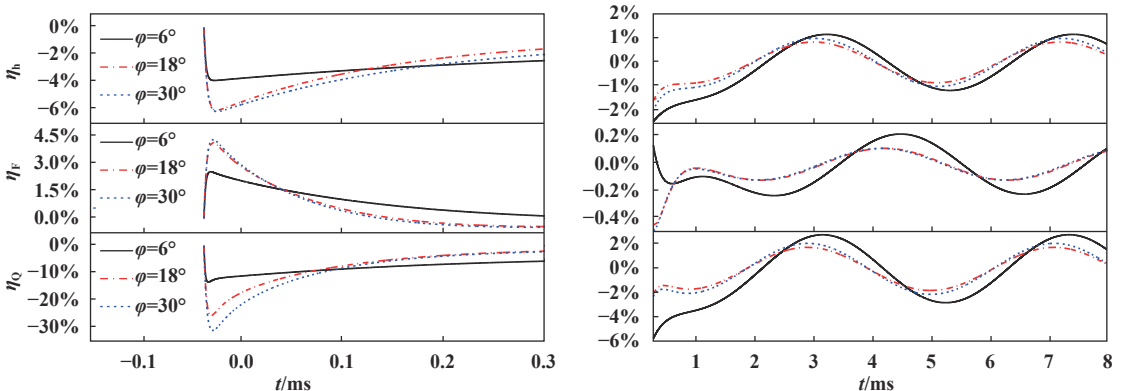


Fig. 7 Influence of spiral angle on transient sealing performance

图7 螺旋角对瞬态密封性能的影响

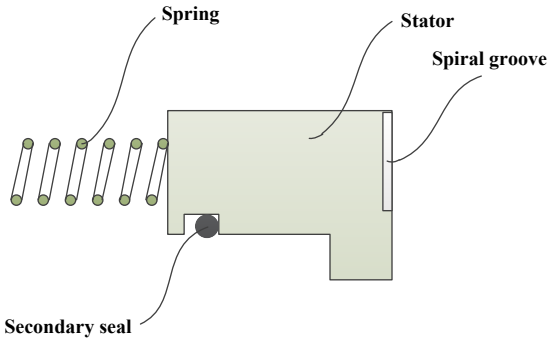


Fig. 8 Schematic diagram of flexibly mounted ring subassemblies

图8 挠性环组件结构示意图

此部分的理论研究中, 采用密封可能会承受的最大轴向激励振幅( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )来开展计算.

2.4.1 端面型槽与挠性环组件的交互作用分析

图9分别示出了不同螺旋角 $\varphi$ 和弹簧刚度 $k_s$ 配置下突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的等值线分布. 从图9(a)中

可以看出, 不论在何种 $k_s$ 的配置下 $|\Delta h_1|$ 均随着 $\varphi$ 的增大呈现出先增大后减小的变化趋势, 且 $k_s$ 对 $|\Delta h_1|$ 几乎无影响, 因此要提高干气密封抗变工况或脉冲激励的能力, 通过配置 $k_s$ 难以达到目的. 从图9(b)中可以看出,  $|\Delta h_2|$ 随 $\varphi$ 或 $k_s$ 的增大均呈现出先减小后增大的变化趋势. 图10分别示出了不同螺旋角 $\varphi$ 和密封圈阻尼 $c_s$ 配置下突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的等值线分布. 可以看出,  $c_s$ 对 $|\Delta h_1|$ 的影响较小, 但对 $|\Delta h_2|$ 的影响较大, 且 $|\Delta h_2|$ 随着 $c_s$ 的增大增速递增. 图11分别示出了不同螺旋角 $\varphi$ 和挠性环质量 $m$ 配置下突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的等值线分布. 可以看出,  $m$ 对 $|\Delta h_1|$ 和 $|\Delta h_2|$ 的影响均较显著,  $|\Delta h_1|$ 随着 $m$ 的增大呈现出线性增大的变化趋势, 而 $|\Delta h_2|$ 随着 $m$ 的增大呈现出先增大后减小的变化趋势.

结合图9~11不难发现,  $\varphi$ 与 $k_s$ 或 $c_s$ 或 $m$ 各自的变化对另一方的优化范围基本无影响. 这也说明在DGS力学系统动力学性能优化过程中, 独立开展端面型槽和挠性环组件的优化不会影响其结果的精度.

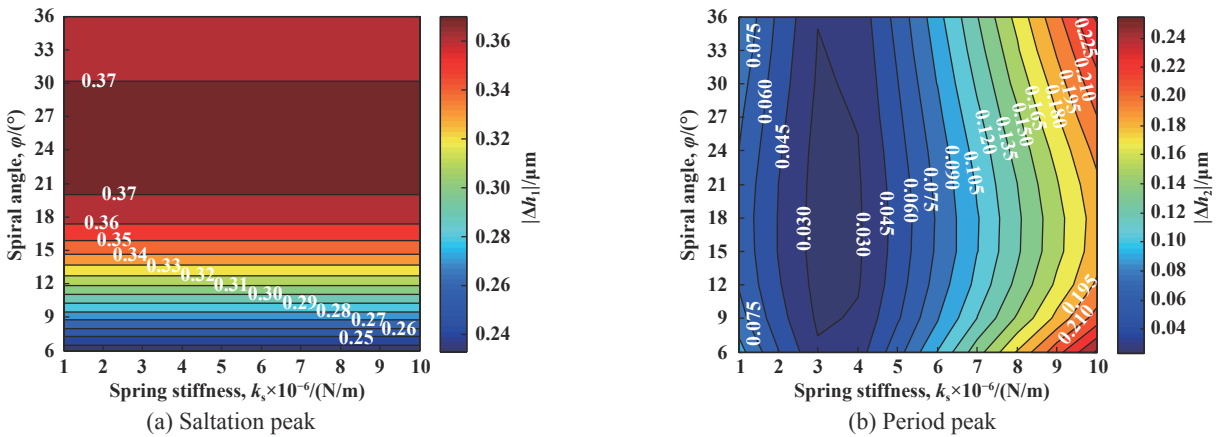


Fig. 9 Interactions between spiral angle and spring stiffness ( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

图9 螺旋角与弹簧刚度的交互作用分析( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

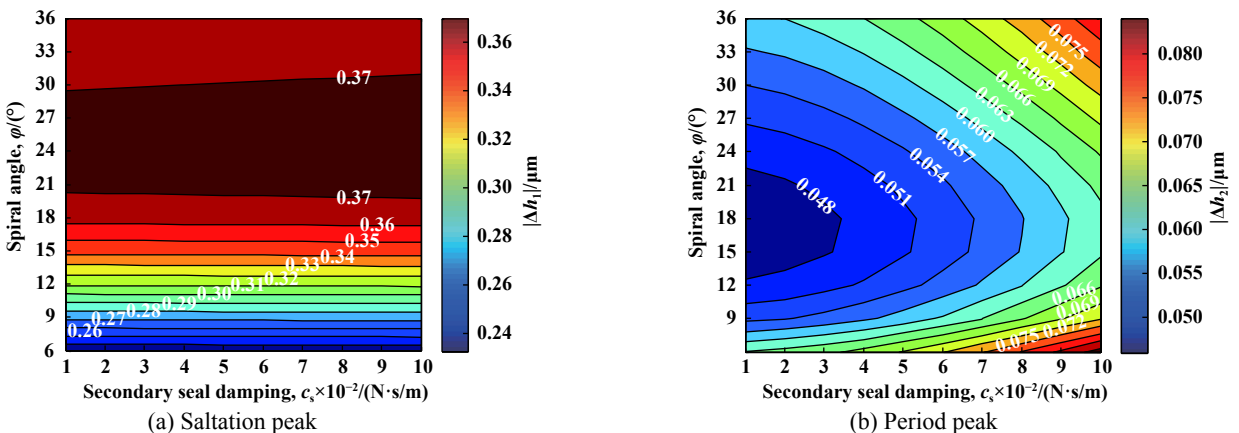


Fig. 10 Interactions between spiral angle and secondary seal damping ( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

图10 螺旋角与密封圈阻尼的交互作用分析( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

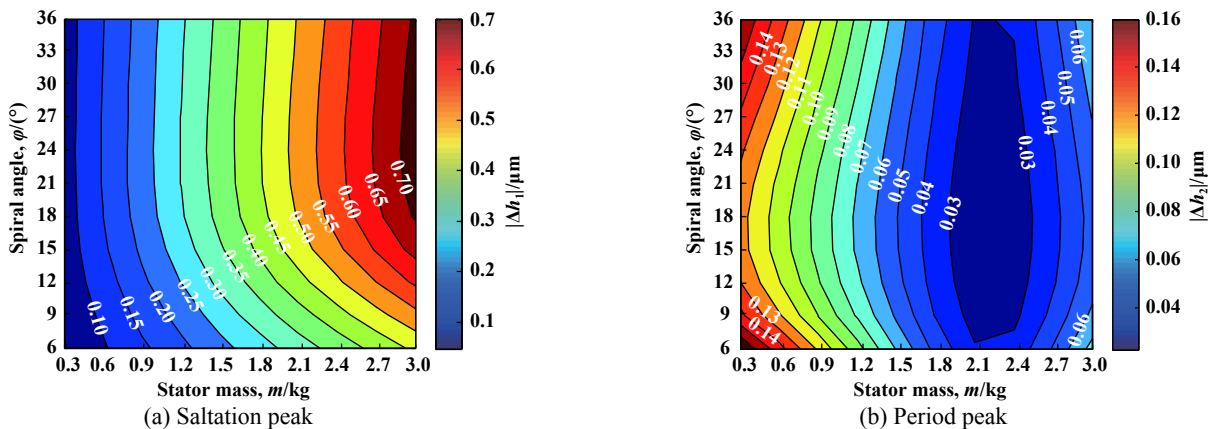


Fig. 11 Interactions between spiral angle and stator mass ( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

图 11 螺旋角与挠性环质量的交互作用分析( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

2.4.2 挠性环组件间的交互作用分析

为进一步确定挠性环组件间是否会相互影响各自的优化范围,图12~14分别进一步研究了挠性环质量 $m$ 与弹簧刚度 $k_s$ 、挠性环质量 $m$ 与辅助密封圈阻尼

$c_s$ 、弹簧刚度 $k_s$ 与辅助密封圈阻尼 $c_s$ 两组对下对突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的交互作用.可以看出,除了 $m$ 与 $k_s$ 变化对各自 $|\Delta h_2|$ 的优化范围产生明显的影响外,其余均与单因变量法得出的变化规律及优化范围一致.

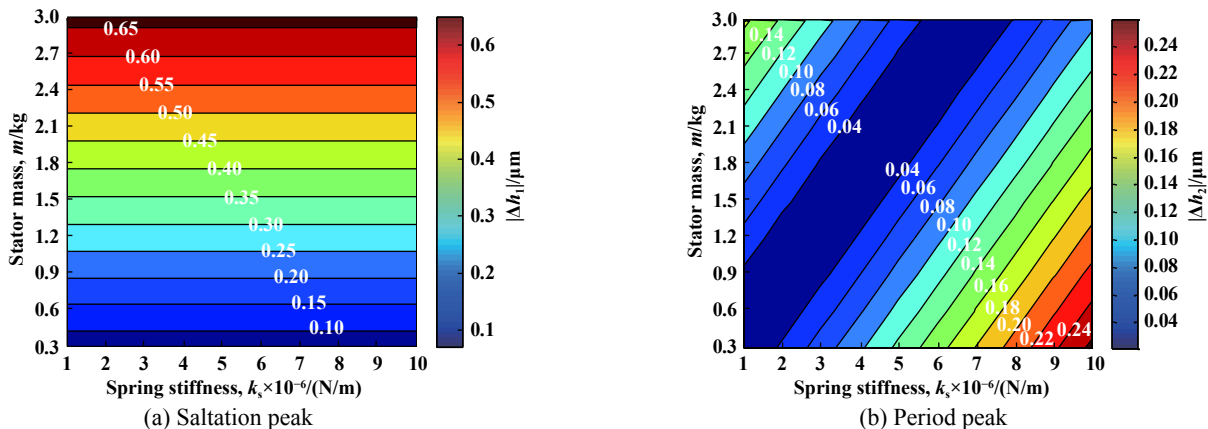


Fig. 12 Interactions between stator mass and spring stiffness ( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

图 12 挠性环质量与弹簧刚度的交互作用分析( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

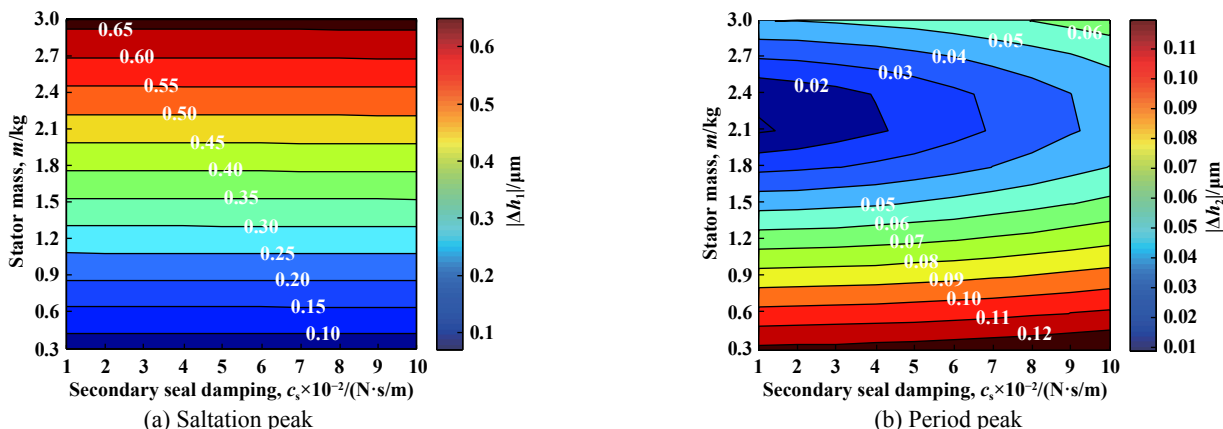


Fig. 13 Interactions between stator mass and secondary seal damping ( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

图 13 挠性环质量与辅助密封圈阻尼的交互作用分析( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )



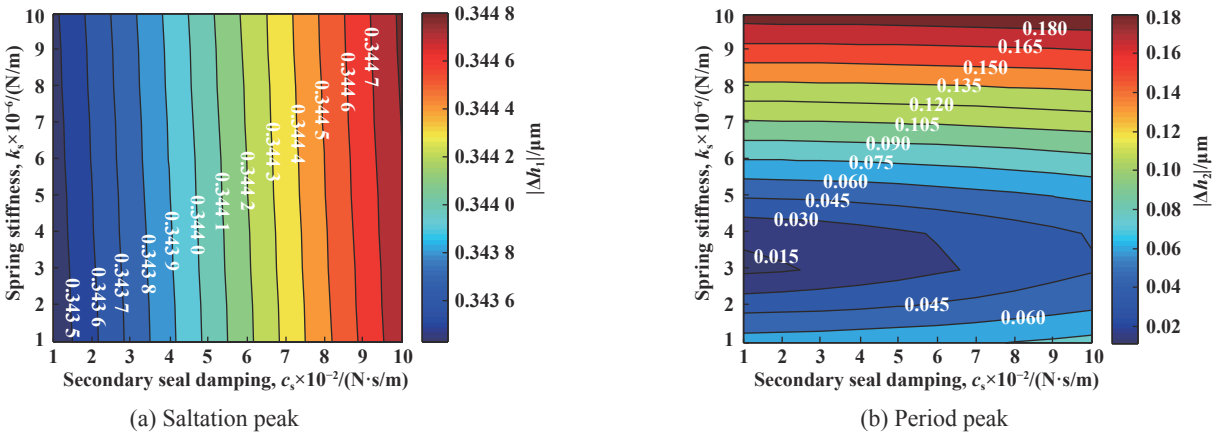


Fig. 14 Interactions between spring stiffness and secondary seal damping ( $A_{z2}=100 \mu\text{m}$ )

图 14 弹簧刚度与辅助密封圈阻尼的交互作用分析( $A_{z2}=100 \mu\text{m}$ )

以 $|\Delta h_2|$ 最小为优化目标时的 $m$ 和 $k_s$ 其各自的优化区间将随着另一方的增大而向正方向发生近乎线性的偏移. 定义线性偏移率 $C$ 为等值线上某一长度对应的 $m$ 区间宽度除以相应的 $k_s$ 区间宽度, 若 $k_s$ 的优化区间为 $[k_{s1}, k_{s2}]$ , 则挠性安装静环的质量的优化区间 $[m_1, m_2] \approx C [k_{s1}, k_{s2}] + m_0$ , 其中 $C \approx 4.5 \times 10^{-7} \text{s}^2$ ,  $m_0 \approx -4.4 \times 10^{-3} \text{kg}$ .

综合考虑力学系统各影响因素的作用, 在本算例各参数的研究范围内, 不论 $k_s$ 和 $c_s$ 如何取值, 当 $\varphi < 9^\circ$ 且 $m < 1 \text{kg}$ 时,  $|\Delta h_1|$ 较小, S-DGS具有良好的抗变工况和转轴激励中存在脉冲激励情况的能力. 若S-DGS长期运行于稳定工况且不含突变激励的环境下, 则当 $12^\circ < \varphi < 24^\circ$ 且 $c_s < 500 \text{N}\cdot\text{m}/\text{s}$ 且满足 $[m_1, m_2] \approx C [k_{s1}, k_{s2}] + m_0$ , 其中 $C \approx 4.5 \times 10^{-7} \text{s}^2$ ,  $m_0 \approx -4.4 \times 10^{-3} \text{kg}$ 时,  $|\Delta h_2|$ 较小, S-DGS保持长周期稳定运行的能力更强.

### 3 结论

a. DGS在高速条件下, 随介质压力的变化, 膜厚振动易出现两种典型振动型态, 其中当介质压力较小时, 密封在突然受到外界激励后膜厚振动将在响应路径上振荡且振幅逐渐衰减, 而当介质压力较大时, 膜厚振荡现象消失.

b. 随 $p_0$ 或 $\varphi$ 的增大,  $|\Delta h_2|$ 与 $k_{zz}$ 的变化趋势呈现高度负相关关系而与 $c_{zz}$ 的变化趋势无明显关联的现象可推知, 干气密封在动态运行过程中, 膜厚扰动的 $|\Delta h_2|$ 的变化主要受 $k_{zz}$ 的影响; 而从 $|\Delta h_1|$ 的变化趋势可以发现,  $|\Delta h_1|$ 受 $k_{zz}$ 或 $c_{zz}$ 的影响与振型有关, 其变化规律较为复杂.

c. 在本文工况条件和参数研究范围下, 要想使DGS能更好地适应变工况或存在突变激励的运行环境, 需保证 $\varphi < 9^\circ$ 且 $m < 1 \text{kg}$ ; 而当DGS长期运行于稳定工况

下, 使 $12^\circ < \varphi < 24^\circ$ 且 $c_s < 500 \text{N}\cdot\text{m}/\text{s}$ 且满足 $[m_1, m_2] \approx C [k_{s1}, k_{s2}] + m_0$ , 其中 $C \approx 4.5 \times 10^{-7} \text{s}^2$ ,  $m_0 \approx -4.4 \times 10^{-3} \text{kg}$ 时, DGS的动态追随性较好.

### 参考文献

- [1] Peng Xudong, Wang Yuming, Huang Xing, et al. State-of-the-art and future development of sealing technology[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2009(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(4): 4–11]. doi: 10.3969/j.issn.1008-0813.2009.04.002.
- [2] Ruan B. A semi-analytical solution to the dynamic tracking of non-contacting gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 196–202. doi: 10.1115/1.1398292.
- [3] Zirkelback N, San Andrés L. Effect of frequency excitation on force coefficients of spiral groove gas seals[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 853–861. doi: 10.1115/1.2834145.
- [4] Zirkelback N. Parametric study of spiral groove gas face seals[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(2): 337–343. doi: 10.1080/10402000008982349.
- [5] Peng Xudong, Huyan Chenlong, Bai Shaoxian, et al. Design of a biomorphic groove dry gas seal based on bird wing outlines[J]. Tribology, 2012, 32(6): 563–569 (in Chinese) [彭旭东, 呼延晨龙, 白少先, 等. 基于鸟翼轮廓的干式气体密封仿生型槽设计[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(6): 563–569]. doi: 10.16078/j.tribology.2012.06.008.
- [6] Peng Xudong, Huyan Chenlong, Bai Shaoxian, et al. Performance research on a bionic multi wing-like spiral grooved dry gas face seal[J]. Tribology, 2013, 33(4): 372–381 (in Chinese) [彭旭东, 呼延晨龙, 白少先, 等. 仿生多翼型槽干式气体端面密封的性能研究[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(4): 372–381]. doi: 10.16078/j.tribology.2013.04.010.
- [7] Jiang Jinbo, Peng Xudong, Bai Shaoxian, et al. Performance analysis and selection of a bionic bird wing multi-array spiral groove dry gas seal[J]. Tribology, 2015, 35(3): 274–281 (in Chinese) [江锦波, 彭旭



- 东, 白少先, 等. 仿鸟翼微列螺旋槽干气密封性能分析与选型[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(3): 274–281]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.03.005](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.03.005).
- [ 8 ] Jiang Jinbo, Peng Xudong, Bai Shaoxian, et al. Numerical analysis of characteristics of a bionic cluster spiral groove dry gas seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(15): 20–26 (in Chinese) [江锦波, 彭旭东, 白少先, 等. 仿生集束螺旋槽干式气体密封特性的数值分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(15): 20–26].
- [ 9 ] Etsion I, Dan Y. An analysis of mechanical face seal vibrations[J]. Journal of Tribology, 1981, 103(3): 428–433.
- [10] Green I, Etsion I. Fluid film dynamic coefficients in mechanical face seals[J]. Journal of Tribology, 1983, 105(2): 297–302.
- [11] Green I, Etsion I. Stability threshold and steady-state response of noncontacting coned-face seals[J]. ASLE Transactions, 1985, 28(4): 449–460. doi: [10.1080/05698198508981642](https://doi.org/10.1080/05698198508981642).
- [12] Green I, Etsion I. Nonlinear dynamic analysis of noncontacting coned-face mechanical seals[J]. ASLE Transactions, 1986, 29(3): 383–393. doi: [10.1080/05698198608981700](https://doi.org/10.1080/05698198608981700).
- [13] Green I, Barnsby R M. A simultaneous numerical solution for the lubrication and dynamic stability of noncontacting gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(2): 388–394. doi: [10.1115/1.1308020](https://doi.org/10.1115/1.1308020).
- [14] Green I, Barnsby R M. A parametric analysis of the transient forced response of noncontacting coned-face gas seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 151–157. doi: [10.1115/1.1401015](https://doi.org/10.1115/1.1401015).
- [15] Ruan B. Numerical modeling of dynamic sealing behaviors of spiral groove gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 186–195. doi: [10.1115/1.1398291](https://doi.org/10.1115/1.1398291).
- [16] Liu Xiangfeng, Xu Chen, Huang Weifeng. Analysis and parametric design of the dynamics of a dry gas seal for extreme operating conditions using a semi-analytical method[J]. Journal of Tsinghua University (Sci&Technol), 2014, 54(2): 223–228, 234 (in Chinese) [刘向锋, 徐辰, 黄伟峰. 基于半解析法的极端工况干气密封动态特性研究与参数设计[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2014, 54(2): 223–228, 234].
- [17] Miller B A, Green I. Semi-analytical dynamic analysis of spiral-grooved mechanical gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2): 403–413. doi: [10.1115/1.1510876](https://doi.org/10.1115/1.1510876).
- [18] Blasiak S, Zahorulko A V. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces[J]. Tribology International, 2016, 94: 126–137. doi: [10.1016/j.triboint.2015.08.014](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014).
- [19] Faria MTC. Finite element analysis of the misalignment effects on the dynamic force coefficients of spiral groove gas face seals[J]. JSME International Journal, 2004, 47(1): 289–296. doi: [10.1299/jsmec.47.289](https://doi.org/10.1299/jsmec.47.289).
- [20] Jiang Jinbo. Theoretical and experimental study of the bionic design of grooved surface of a high speed dry gas seal[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2016(in Chinese) [江锦波. 高速干气密封端面型槽仿生设计理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2016].
- [21] 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).
- [22] Gabriel R P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals[J]. Lubrication Engineering, 1994, 50: 215–224.

DOI: 10.16078/j.tribology.2019008

# 新型苯并三氮唑功能化离子液体的 缓蚀与摩擦学行为研究

李毅<sup>1,2</sup>, 张松伟<sup>1,3\*</sup>, 丁奇<sup>1,3</sup>, 胡丽天<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. 材料与光电研究中心, 中国科学院大学, 北京 100049;

3. 青岛市资源化学与新材料研究中心, 山东 青岛 266071)

**摘要:** 合成了3种新型苯并三氮唑(BTA)阳离子功能化的离子液体, 首先将3种离子液体作为0.5 M H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>溶液的缓蚀剂, 利用电化学测试方法考察了对铜锡合金的缓蚀性能, 电化学阻抗谱图和动电位极化曲线测试结果表明: 3种离子液体均能够有效地抑制0.5 M H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>溶液对铜锡合金的腐蚀, 起到较好的缓蚀效果. 考察了3种离子液体作为聚乙二醇(PEG)基础油添加剂时的摩擦学性能, 结果表明: 3种离子液体能够显著降低基础油的摩擦系数和磨损量, 表现出较好的减摩抗磨性能. 利用SEM-EDS和XPS对磨斑进行了分析表征, 发现摩擦化学产物和离子液体吸附膜构成的边界润滑膜是产生减摩抗磨效果的主要原因. 这种新型BTA阳离子功能化离子液体是一种兼具抗腐蚀性和优异摩擦学性能的多功能材料, 在工业上具有非常广阔的应用前景.

**关键词:** 苯并三氮唑; 离子液体; 多功能添加剂; 缓蚀性能; 减摩抗磨性能

**中图分类号:** TH 117

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)03-0279-08

## The Corrosion Inhibiting and Tribological Properties of Novel Benzotriazole Based Ionic Liquids

LI Yi<sup>1,2</sup>, ZHANG Songwei<sup>1,3\*</sup>, DING Qi<sup>1,3</sup>, HU Litian<sup>1\*</sup>

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

2. Center of Materials Science and Optoelectronics Engineering, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

3. Qingdao Center of Resource Chemistry & New Materials, Shandong Qingdao 266071, China)

**Abstract:** In present work, we synthesized three novel benzotriazole based ionic liquids firstly. The corrosion inhibiting properties were researched by electrochemical measurements using benzotriazole as corrosion inhibitors in 0.5 M H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> aqueous solution. The results concluded from electrochemical impedance spectroscopy and potentiodynamic polarization curves indicated that three ionic liquids effectively inhibited the corrosion of bronze. Then three ionic liquids were utilized as additives in PEG base oil to probe the friction reducing and antiwear properties. Results indicate that three ionic liquids reduced the friction coefficient and wear volume of PEG base oil significantly, which further demonstrate excellent tribological performances of three ionic liquids. The worn surfaces were analyzed by scanning electron

Received 10 January 2019, revised 5 March 2019, accepted 28 May 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: zhangsw@licp.cas.cn; lthu@licp.cas.cn, Tel: +86-931-4968833.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51575506 and 51705508) and Beijing Key Laboratory of Long-life Technology of Precise Rotation and Transmission Mechanisms (BZ0388201802).

国家自然科学基金项目(51575506和51705508)和“精密转动和传动机构长寿命技术北京市重点实验室开放基金课题”(BZ0388201802)资助.

microscope and X-ray photoelectron spectrometer to probe the lubrication mechanisms. It was found that boundary lubricating film consisted of ionic liquids adsorption layer and tribochemical products was responsible for the excellent tribological properties. In summary, novel benzotriazole based ionic liquids were versatile materials with two outstanding abilities, i.e. corrosion inhibiting and lubricating properties, which were of considerable significance for application of ILs in industry.

**Key words:** benzotriazole; ionic liquids; multifunctional additive; corrosion inhibition; friction-reduction and anti-wear properties

离子液体作为一种在室温下或室温附近呈现液态的、完全由阴阳离子构成的熔盐体系,一般具有极低挥发、宽液程、高热稳定性、结构可设计性和导电性等一系列高性能液体润滑材料所必需的特殊性能,很有潜力作为新型高性能液体润滑材料在航空、航天及电子信息等高技术领域得到广泛的应用<sup>[1-2]</sup>. 2001年,刘维民院士在国际上首次发现离子液体是一类性能优异的多用途润滑材料,并引起了相当多国内外科研人员的广泛重视<sup>[3-7]</sup>.

随着研究的深入,研究人员发现常规离子液体虽然润滑性能优异,但也表现出一定的腐蚀性能,特别是在水存在的条件下,一些常规离子液体会对金属摩擦部件产生较为严重的腐蚀问题,强腐蚀性离子液体不仅会损坏金属运动机构及其相关部件,同时还会加剧金属摩擦部件的腐蚀磨损,严重影响机构运转的稳定可靠性以及长效性,从而极大地限制了离子液体作为润滑材料的工业应用<sup>[8-9]</sup>.

苯并三氮唑(BTA)是一种非常有效的铜及铜类合金缓蚀剂,能够明显地降低酸、海水以及离子液体对金属的腐蚀.研究表明BTA在铜类合金表面能够形成配合物,进而形成致密的网络状聚合物膜结构,降低腐蚀性体系对金属的侵蚀<sup>[10-11]</sup>. BTA作为润滑油添加剂时还能够起到减摩抗磨的效果<sup>[11-12]</sup>. 因此为了降低离子液体的腐蚀性,提高离子液体的减摩抗磨性能,利用缓蚀剂分子对离子液体进行功能化是一种非常可行的方法.

在本工作中,利用支链化的BTA作为阳离子,苯甲酸根作为阴离子,合成了3种BTA阳离子功能化离子液体.首先通过电化学测试方法,考察了3种离子液

体作为硫酸体系的缓蚀剂时对铜锡合金的腐蚀抑制性能.然后将3种离子液体分别作为润滑油的添加剂,考察了在钢/铜锡合金摩擦副上的减摩抗磨性能.结果表明3种离子液体具有较好的缓蚀效果,并且作为润滑油添加剂时能够明显降低摩擦系数和磨损量,表现出优异的减摩抗磨性能.该工作能够对新型抗腐蚀性离子液体的设计制备起到良好的指导作用,能够促进离子液体润滑材料的工业应用.

## 1 试验部分

### 1.1 BTA阳离子功能化离子液体的合成

利用图1中的路线合成了BTA功能化的离子液体,具体的合成方法如下<sup>[13]</sup>:将BTA(20 g, 0.168 mol)与100 ml 30% NaOH水溶液混合,然后加入正溴丁烷(25.5 g, 0.186 mol)和相转移催化剂四丁基溴化铵(1 g),在50 °C下磁力搅拌反应10 h,反应结束后,体系分为两层,用分液漏斗将水相和有机相分开,用蒸馏水洗涤有机相,然后将有机相旋蒸除去残留水分(70 °C),将正溴丁烷(23.3 g, 0.17 mol)加入到上述有机相中,在70 °C下回流反应60 h以上,反应结束后,冷却到室温,加入过量的乙酸乙酯,溶解未反应的原料,在砂芯漏斗(5<sup>#</sup>)上过滤,并且用乙酸乙酯洗涤,残留白色固体放入真空干燥箱中干燥24 h,得到离子液体[C<sub>4</sub>C<sub>4</sub>BTA][Br].

取[C<sub>4</sub>C<sub>4</sub>BTA][Br](9.5 g, 0.03 mol)溶于蒸馏水中,再加入苯甲酸钠(5.76 g, 0.04 mol),在60 °C下反应24 h,反应结束后,冷却至室温,加入氯仿萃取,萃取多次后,收集氯仿相加入无水Na<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>除水3 h以上,过滤之后将滤液旋蒸,产物放入真空干燥箱中干燥12 h,得到产物离子液体[C<sub>4</sub>C<sub>4</sub>BTA][Bz]([BBTA][Bz]).

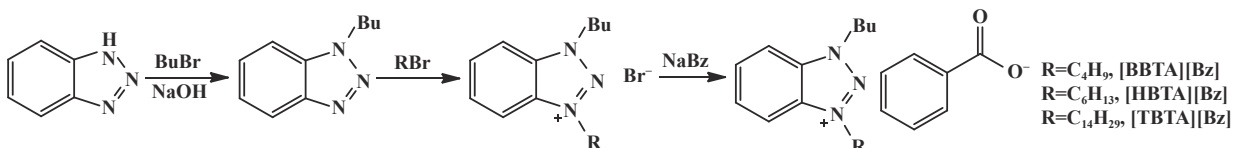


Fig. 1 Synthetic route of BTA based ionic liquids

图1 BTA类离子液体的合成路线

利用同样的方法合成了 $[C_4C_6BTA][Bz]$ ( $[HBTA][Bz]$ )和 $[C_4C_{14}BTA][Bz]$ ( $[TBTA][Bz]$ ), 利用核磁共振仪(INOVA-400MHz)对3种离子液体进行了表征, 确认了离子液体的结构。

$[BBTA][Bz]$ :  $^1H$  NMR (400 MHz,  $CDCl_3$ )  $\delta$  8.50 (m, 2H), 7.90 (m, 2H), 7.25 (m, 5H), 5.18 (t, 4H), 2.15 (m, 4H), 1.45 (m, 4H), 0.99 (t, 6H).

$[HBTA][Bz]$ :  $^1H$  NMR (400 MHz,  $CD_3OD$ )  $\delta$  8.30 (m, 2H), 7.99 (m, 2H), 7.90 (m, 1H), 7.33 (m, 4H), 5.01 (td, 4H), 2.14 (m, 4H), 1.18-1.56 (m, 8H), 1.00 (t, 3H), 0.90 (t, 3H).

$[TBTA][Bz]$ :  $^1H$  NMR (400 MHz,  $CD_3OD$ )  $\delta$  8.29 (m, 2H), 7.99 (m, 2H), 7.91 (m, 1H), 7.33 (m, 4H), 5.00 (td, 4H), 2.14 (m, 4H), 1.21-1.50 (m, 24H), 1.02 (t, 3H), 0.89 (t, 3H).

## 1.2 电化学试验

电化学阻抗和极化曲线的测试均采用传统的三电极体系, 选取打磨好的铜锡合金样块作为工作电极, 铂电极作为辅助电极, 汞-硫酸亚汞电极作为参比电极, 本文中涉及的电势数据均是相对于汞-硫酸亚汞电极。空白腐蚀性溶液为0.5 M  $H_2SO_4$ 水溶液, 向其中加入1.0 mM离子液体, 在电化学工作站Gamry Reference 3000上进行电化学阻抗谱和动电位极化曲线测试。通过测试开路电位1 h, 让电极表面达到稳定的状态。电化学阻抗谱测试是在溶液的开路电位下进行, 施加的正弦波幅值是5.0 mV, 扫描频率范围是 $10^5 \sim 10^{-1}$  Hz。动电位极化曲线扫描电位的范围为相对于工作电极开路电位的-350 mV到350 mV, 扫描速率为0.5 mV/s, 工作电极的暴露面积是1.0  $cm^2$ 。试验温度为 $20 \pm 1$   $^\circ C$ 。在电化学分析软件Gamry Echem Analyst上, 分析电化学数据, 得到相关的电化学参数。

## 1.3 摩擦学试验

在Optimol公司SRV-IV微动摩擦磨损试验机上考

察了几种离子液体的减摩抗磨性能。选用聚乙二醇200(PEG200)作为基础油, 离子液体的质量分数为3.0%。测试条件如下, 载荷100 N, 温度100  $^\circ C$ , 频率25 Hz, 振幅1 mm, 试验时间30 min, 试验上试球为AISI 52100钢球( $\Phi 10$  mm), 下试样为铜锡合金样块( $\Phi 24$  mm  $\times$  8 mm)。摩擦试验结束后, 利用MicroXAM公司非接触式三维表面轮廓仪检测磨损情况, 计算磨损量。

采用JSM-5600LV型扫描电子显微镜(SEM)观察铜锡合金样块磨斑表面的微观形貌。利用在SEM上装配的Kevex型X射线能谱仪(EDS)分析磨斑内部的元素含量。用PHI-5702型多功能X射线光电子能谱仪(XPS)分析磨斑表面特征元素的化学状态, 选用Al-K $\alpha$ 激发源, 束斑大小0.8 mm  $\times$  0.8 mm, 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。

## 2 结果与讨论

### 2.1 电化学阻抗谱图

为了考察3种BTA阳离子功能化离子液体的抗腐蚀性能, 选用了0.5 M  $H_2SO_4$ 水溶液作为腐蚀性体系, 离子液体作为缓蚀剂, 通过电化学测试方法研究了对铜锡合金的缓蚀行为。

图2是铜锡合金在硫酸体系中的电化学阻抗谱图, 在Nyquist图中[图2(a)]中可以发现, 加入了1.0 mM离子液体后, 谱图为收缩的半圆弧, 说明铜锡合金的腐蚀主要是受电极/溶液界面的电荷转移过程所控制, 铜锡合金表面的粗糙度或不均一性可能是出现不规则容抗弧的原因<sup>[14-15]</sup>。容抗弧的半径明显增大, 说明BTA离子液体抑制了铜锡合金的腐蚀。在Bode相位图[图2(b)]中, 加入了3种离子液体后的最大相位角都接近于90 $^\circ$ , 也说明离子液体在表面形成了较为完整的保护膜<sup>[16]</sup>。在Bode模量图[图2(c)]中, 加入了3种离子液

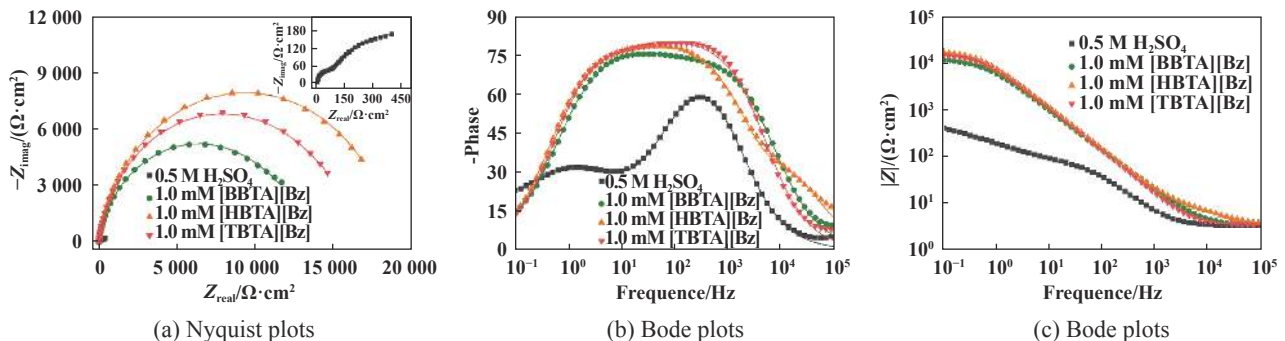


Fig. 2 Electrochemical impedance spectroscopy for bronze in 0.5 M  $H_2SO_4$  with and without 1.0 mM BTA based ionic liquids

图2 铜锡合金在硫酸体系中的电化学阻抗谱图



体后的阻抗模量值也是明显增加,增大了将近两个数量级,说明3种BTA阳离子功能化离子液体均能够在表面形成较为完整并且稳定的吸附膜,对铜锡合金起到了保护作用。

利用图3中的等效电路,在阻抗分析软件Gamry Echem Analyst上对电化学阻抗谱图进行拟合,拟合得到的电化学参数列于表1中.为了获得更好的拟合效果,在等效电路中用常相位角元件CPE代替双电层电容,CPE的阻抗可以通过式(1)来求出。

$$Z_{\text{CPE}} = \frac{1}{Y_0(j\omega)^n} \quad (1)$$

其中: $Y_0$ 是CPE常数, $j$ 是虚数单位, $\omega$ 是角频率, $n$ 是相

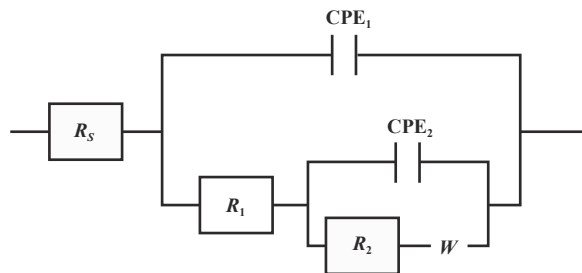


Fig. 3 Equivalent circuits models for tested solutions  
图3 测试溶液的等效电路模型

位移,当 $n=1$ 时,CPE相当于一个电容;当 $n=0$ 时,CPE可认为是一个电阻;当 $n=-1$ 时,CPE表现为电感行为; $n=0.5$ 时,CPE可代表韦伯阻抗。

表1 电化学阻抗谱图拟合得到的电化学参数

Table 1 Fitted EIS parameters for mild steel in tested solutions

Solution	$R_s/(\Omega \cdot \text{cm}^2)$	$Y_{01}/(10^{-5} \text{S} \cdot \text{s}^n \cdot \text{cm}^{-2})$	$n_1$	$R_1/(\Omega \cdot \text{cm}^2)$	$R_2/(\Omega \cdot \text{cm}^2)$	$Y_{02}/(10^{-5} \text{S} \cdot \text{s}^n \cdot \text{cm}^{-2})$	$n_2$	$W/(10^{-3} \text{S} \cdot \text{s}^{1/2} \cdot \text{cm}^{-2})$	$R_{\text{ct}}/(\Omega \cdot \text{cm}^2)$	$\eta_{\text{EIS}}/\%$
0.5 M H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	3.59	6.95	0.9	76.39	494.8	178	0.62	14.4	571.2	-
[BBTA][Bz]	3.60	2.38	0.88	845.6	11 370	0.226	0.95	1.33	12 215.6	95.32
[HBTA][Bz]	3.68	0.95	0.88	9.66	18 700	1.19	0.91	50.2	18 709.7	96.95
[TBTA][Bz]	3.73	1.7	0.94	1 949	13 620	0.651	0.83	2.23	15 111.0	96.22

在等效电路中 $R_s$ 代表溶液电阻,CPE<sub>1</sub>与高频的弛豫过程有关,代表双电层电容( $n$ 接近于1), $R_1$ 代表溶液和金属界面腐蚀过程的电荷转移电阻,CPE<sub>2</sub>代表因分子吸附而形成的膜电容,与分子在电极表面的吸附和脱附过程有关, $R_2$ 表示形成的膜电阻。 $W$ 表示扩散电阻,代表因腐蚀产生的金属离子扩散过程.通过分析拟合得到的电化学参数,可以求出电荷转移电阻 $R_{\text{ct}}$  ( $R_{\text{ct}}=R_1+R_2$ ),通过式(2)计算在硫酸溶液中加入离子液体后的缓蚀效率<sup>[17-18]</sup>。

$$\eta_{\text{EIS}} = \left(1 - \frac{R_{\text{ct},0}}{R_{\text{ct}}}\right) \times 100\% \quad (2)$$

其中: $R_{\text{ct},0}$ 代表空白溶液的电荷转移电阻, $R_{\text{ct}}$ 代表分别加入1.0 mM离子液体后体系的电荷转移电阻。

在电化学阻抗谱的拟合数据中,可以发现3种离子液体的电荷转移电阻均大于空白溶液,并且得到的缓蚀效率均在95%以上,说明体系的腐蚀性有了明显降低,3种离子液体在硫酸体系中对铜锡合金均具有很好的缓蚀效果。

## 2.2 动电位极化曲线

通过测试动电位极化曲线,可以获得阴阳极反应的动力学信息.铜锡合金在几种离子液体溶液中的动电位极化曲线如图4中所示,利用电化学分析软件Gamry Echem Analyst软件对极化曲线进行分析可以

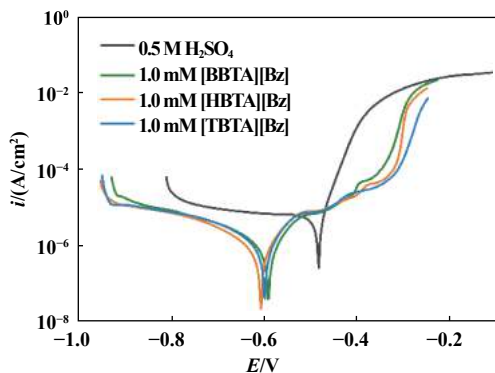


Fig. 4 Potentiodynamic polarization curves for mild steel in tested solutions

图4 测试溶液的动电位极化曲线

得到体系的腐蚀电位( $E_{\text{corr}}$ )、腐蚀电流密度( $i_{\text{corr}}$ )、阴极Tafel斜率( $\beta_{\text{c}}$ )和阳极Tafel斜率( $\beta_{\text{a}}$ ),分析得到的电化学数据列于表2中,然后通过式(3)利用腐蚀电流密度可以得到相应的缓蚀效率( $\eta_{\text{Tafel}}$ )<sup>[18]</sup>。

$$\eta_{\text{Tafel}} = \left(1 - \frac{i_{\text{corr}}}{i_{\text{corr},0}}\right) \times 100\% \quad (3)$$

其中: $i_{\text{corr}}$ 是不同离子液体溶液的腐蚀电流密度, $i_{\text{corr},0}$ 是空白溶液的腐蚀电流密度。

在动电位极化曲线图4和拟合得到的电化学参数表2中,可以发现向0.5 M H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>溶液中加入3种BTA

表2 动电位极化曲线拟合得到的电化学参数

Table 2 Fitted potentiodynamic polarization curve parameters for mild steel in tested solutions

Solution	$\beta_a/(mV/dec)$	$-\beta_c/(mV/dec)$	$i_{corr}/(\mu A/cm^2)$	$E_{corr}/mV$	$\eta_{Tafel}/\%$
0.5 M H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	34.6	105.8	5.42	-481	-
BBTA	114.0	285.0	1.56	-588	71.22
HBTA	102	229.9	1.13	-605	79.15
TBTA	88.8	206.4	1.23	-597	77.31

阳离子功能化离子液体之后, 腐蚀电位均向阴极方向移动, 并且位移大于85 mV, 说明3种离子液体在硫酸溶液中是一类阴极型缓蚀剂, 主要是通过抑制阴极析氢反应来降低体系的腐蚀性<sup>[19]</sup>. 3种离子液体的动电位极化曲线相互平行, 阴阳极Tafel斜率数值相近, 说明3种离子液体在硫酸溶液中对铜锡合金具有相同的缓蚀机理. 在表2中, 含有3种离子液体溶液的腐蚀电流密度明显低于空白溶液, 同时计算得到缓蚀效率也较高, 表现出了很好的腐蚀抑制性.

### 2.3 减摩抗磨性能

BTA阳离子功能化的离子液体具有较好的抗腐蚀性, 有潜力成为性能优异的润滑油添加剂. 我们选用PEG200作为基础油, 将3种BTA阳离子功能化的离子液体作为添加剂, 在钢/铜锡合金摩擦副上考察了它们的减摩抗磨性能.

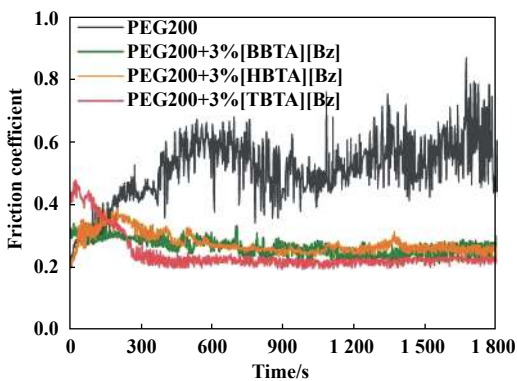
图5中是测试油样的摩擦系数曲线和磨损量对比情况, 在图5(a)中可以看出PEG基础油的摩擦系数曲线波动比较大, 并且摩擦系数比较高, 摩擦测试后期的摩擦系数在0.6左右. 加入BTA类离子液体之后, 3种曲线均具有一个磨合阶段, 大约300 s之后曲线都变得比较平稳. 3种油样的摩擦系数明显低于PEG基础油, 表现出了较好的减摩效果. 3种离子液体之间, 侧链最长的[TBTA][Bz]具有最低的摩擦系数, 这可能是由于

离子液体在表面形成了吸附膜, 使得在摩擦过程中具有更低的剪切应力, 降低了摩擦系数. 在磨损量对比图[图5(b)]中, 由于PEG基础油具有较大的摩擦系数, 润滑效果较差, 因而具有非常大的磨损量. 当向PEG基础油中分别加入3种BTA阳离子功能化离子液体之后, 油样的磨损量明显减小, 降低了约95%, 说明3种BTA阳离子功能化离子液体在PEG基础油中具有优异的抗磨性. 3种不同链长的功能化离子液体之间的磨损量差别较小.

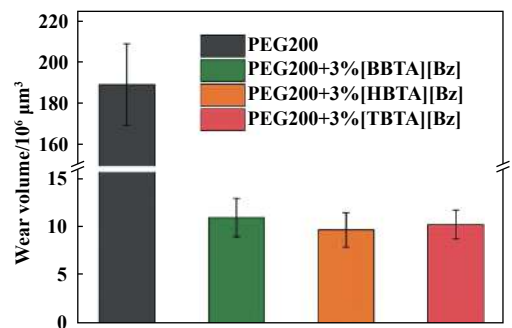
### 2.4 磨损表面分析

通过扫描电镜和三维轮廓仪对磨损形貌进行表征, 结果如图6中所示, PEG基础油的磨斑最大, 磨损表面比较粗糙, 有大面积的剥落现象, 说明在摩擦过程中发生了严重的黏着磨损. 向PEG基础油中分别加入了3种BTA阳离子功能化类离子液体之后, 磨斑明显较小, 磨损表面明显变得更为光滑, 有一些较浅的磨痕, 表面黏着现象明显减弱, 说明3种BTA离子液体在PEG基础油中均具有较好的抗磨作用.

通过EDS对磨斑内部的元素含量进行了分析, 结果列于表3中, 可以看出, PEG基础油磨损表面没有N元素, 而含有3种离子液体的油样磨损表面能够检测到少量的N元素, 可能是由于在摩擦过程中, 离子液体在表面发生了吸附作用或者发生了摩擦化学反应生



(a) Friction coefficient curves



(b) Wear volumes

Fig. 5 Evolution of friction coefficient with time and wear volumes for different oil samples

图5 几种油样的摩擦系数曲线和磨损量图



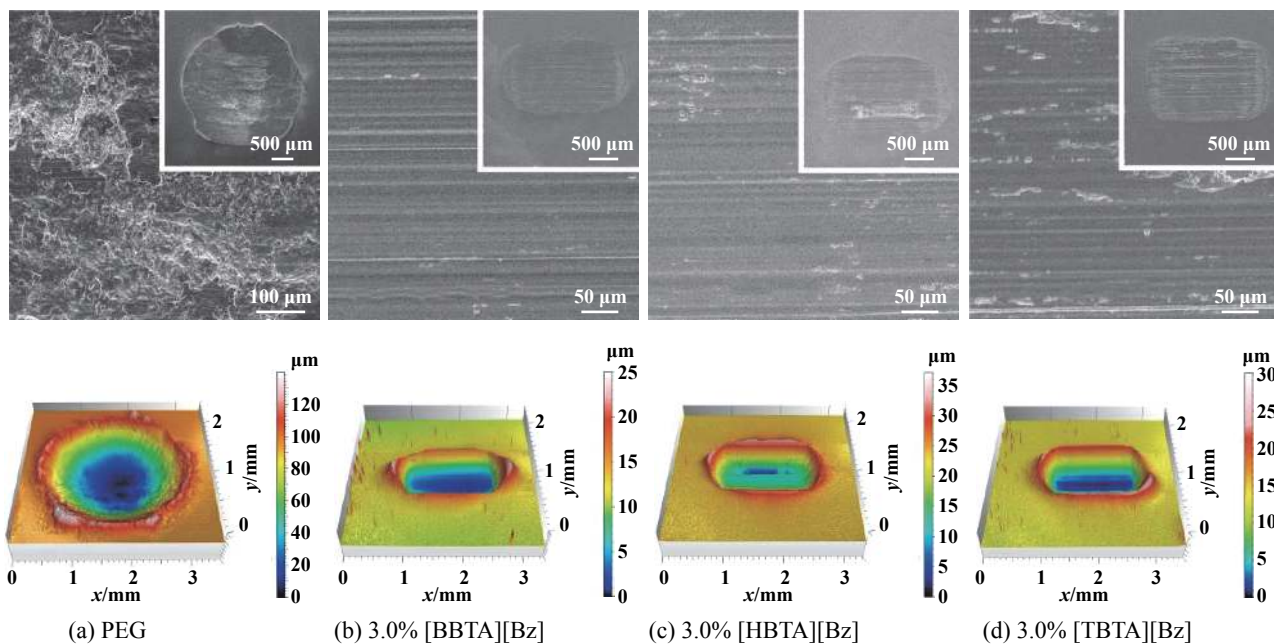


图 6 SEM 微图和 3D 形貌图 of 磨损表面由不同油样润滑

图 6 几种油样润滑下的磨斑 SEM 图和 3D 图

表 3 几种油样磨斑内部的元素含量

Table 3 Elements contents in the worn surfaces lubricated by different oil samples

Elements	C	N	O	Cu	Zn	Sn	Pb
PEG	7.05	0	4.67	75.27	3.69	3.8	5.52
3.0% [BBTA][Bz]	5.38	0.5	0.73	92.18	0.36	0.42	0.43
3.0% [HBTA][Bz]	6.17	0.55	1.15	88.96	1.31	1.63	0.23
3.0% [TBTA][Bz]	5.56	0.2	0.74	92.78	0.33	0.24	0.15

成了含氮化合物所致. PEG 基础油磨损表面的 O 元素和合金元素 Zn、Sn、Pb 含量明显较高, 这是由于 PEG 基础油的润滑性能较差, 使得表面元素氧化现象严重, 而对于含有离子液体的油样, 磨损表面上形成了离子液体吸附膜或含氮的摩擦化学产物, 这些产物覆盖在表面使得几种元素的含量相对较低. 润滑膜的形成可能就是 3 种离子液体具有优异减摩抗磨性能的重要原因.

为了进一步研究 3 种离子液体作为添加剂的润滑作用机理, 对添加了离子液体的油样润滑后的磨斑表面进行了 XPS 元素分析, 结果如图 7 中所示. 结合 Cu2p 和 C1s 的谱图, 对 O1s 的谱图进行了分峰拟合, 可以看出 O1s 的峰可以分成 531.7 和 530.6 eV 两个峰, 对应的产物分别是含 C-O 键的有机化合物和 Cu<sub>2</sub>O, 这可能是由于离子液体在表面发生了摩擦化学反应产生的摩擦化学产物<sup>[4,20]</sup>. 在 N1s 谱图中, 400 eV 左右的峰对应物质是有机含氮化合物, 可能是在金属表面吸附的离子液体<sup>[20]</sup>.

综上所述, 3 种 BTA 阳离子功能化的离子液体在硫酸体系中作为缓蚀剂时, 与铜锡合金具有较强的吸附作用, 能够在铜锡合金表面形成吸附膜, 对铜锡合金具有保护作用, 进而表现出了较优的缓蚀效果. 作为润滑油添加剂时, 在钢/铜锡合金摩擦副上, 能够有效地降低基础油的摩擦系数和磨损量. 表面分析表明, 摩擦化学产物和离子液体吸附膜构成了边界润滑膜, 起到了减摩抗磨的效果. 因此这种与铜类合金具有强吸附作用的离子液体能够兼具优异的缓蚀效果和润滑效果, 将来可以作为高性能的润滑油添加剂投入使用.

### 3 结论

a. 合成了 3 种新型 BTA 阳离子功能化的离子液体, 通过表征确认了离子液体的结构.

b. 将 3 种离子液体作为缓蚀剂加入到 0.5 M H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> 中, 通过电化学方法考察了对铜锡合金的缓蚀行为. 结果表明, 3 种离子液体能够在铜锡合金表面形

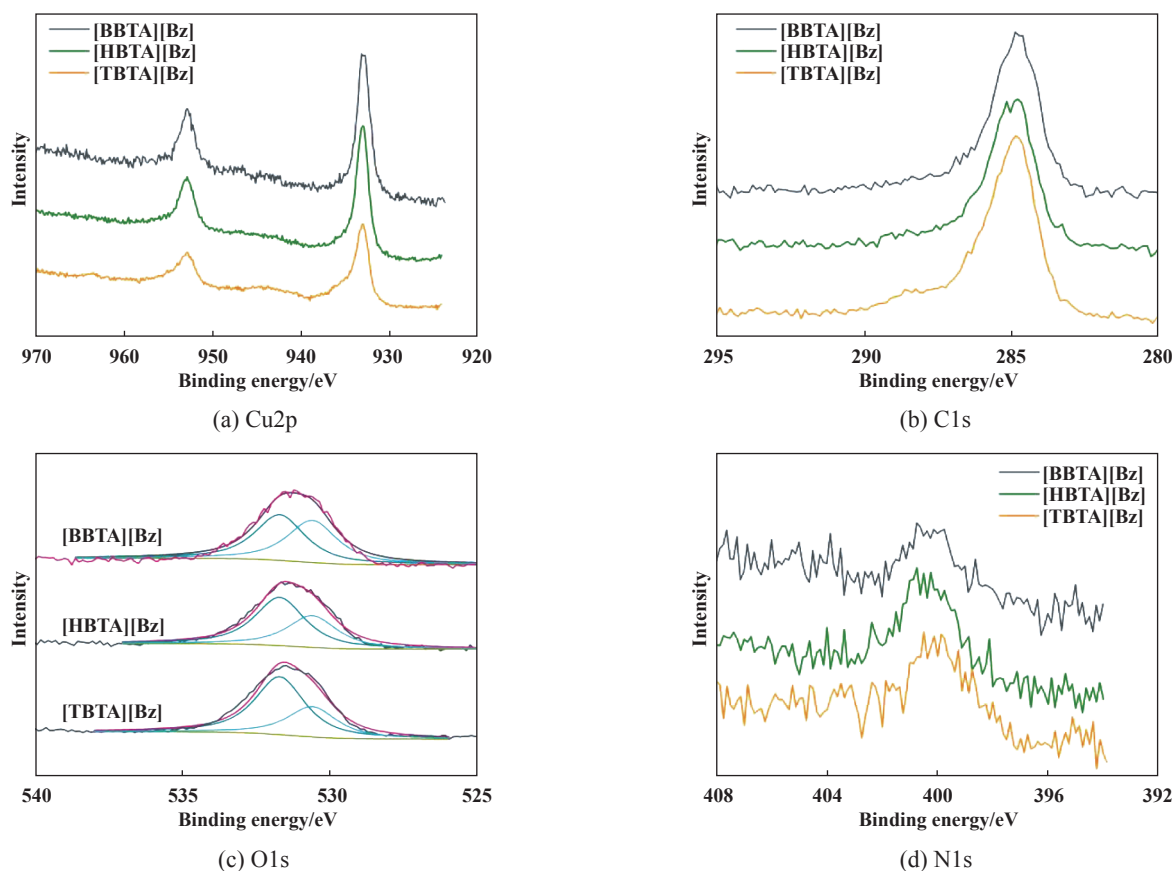


Fig. 7 XPS spectra of Cu 2p, C 1s, O 1s and N 1s on the worn surfaces lubricated by different oil samples

图7 不同油样磨斑中元素Cu2p, C1s, O1s和N1s的XPS谱图

成吸附膜, 阻止硫酸对合金的侵蚀, 在1.0 mM浓度下具有很高的缓蚀效率, 表现出优异的缓蚀性能。

c. 3种离子液体均能有效地降低摩擦系数和磨损量, 表现出优异的减摩抗磨性能。

d. 对磨斑进行分析表征发现, 离子液体能够在表面形成吸附膜, 在摩擦过程中与基底发生摩擦化学反应, 生成含C-O键的有机化合物和 $\text{Cu}_2\text{O}$ 等摩擦化学产物, 摩擦化学产物和离子液体吸附膜共同构成了边界润滑膜, 在摩擦过程中起到了减摩抗磨的效果。

## 参考文献

- [1] Han Yunyan, Qiao Dan, Guo Yuexia, et al. Tribological performance and mechanism of phosphonate ionic liquids as additives in two hydrocarbon oils[J]. Tribology, 2017, 37(1): 27–34 (in Chinese) [韩云燕, 乔旦, 郭月霞, 等. 膦酸酯离子液体作为两种碳氢润滑油添加剂的摩擦学行为及机理研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(1): 27–34]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.01.004](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.01.004).
- [2] Li Y, Zhang S, Ding Q, et al. Understanding the synergistic lubrication effect of 2-mercaptobenzothiazolate based ionic liquids and Mo nanoparticles as hybrid additives[J]. Tribology International, 2018, 125: 39–45. doi: [10.1016/j.triboint.2018.04.019](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.04.019).
- [3] Ye C F, Liu W M, Chen Y X, et al. Room-temperature ionic liquids: a novel versatile lubricant[J]. Chemical Communications, 2001, 21(21): 2244–2245.
- [4] Li Y, Zhang S, Ding Q, et al. The corrosion and lubrication properties of 2-Mercaptobenzothiazole functionalized ionic liquids for bronze[J]. Tribology International, 2017, 114: 121–131. doi: [10.1016/j.triboint.2017.04.022](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.04.022).
- [5] Zhou F, Liang Y, Liu W. Ionic liquid lubricants: designed chemistry for engineering applications[J]. Chemical Society Reviews, 2009, 38(9): 2590–2599. doi: [10.1039/b817899m](https://doi.org/10.1039/b817899m).
- [6] Zhang S, Hu L, Qiao D, et al. Vacuum tribological performance of phosphonium-based ionic liquids as lubricants and lubricant additives of multialkylated cyclopentanes[J]. Tribology International, 2013, 66: 289–295. doi: [10.1016/j.triboint.2013.06.012](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.06.012).
- [7] Guo Yuexia, Qiao Dan, Han Yunyan, et al. Tribological properties of amino acid ionic liquids as lubricants for different contacts[J]. Tribology, 2017, 37(2): 167–175 (in Chinese) [郭月霞, 乔旦, 韩云燕, 等. 氨基酸离子液体作为不同摩擦副润滑剂的性能研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(2): 167–175].
- [8] Palacio M, Bhushan B. A review of ionic liquids for green molecular lubrication in nanotechnology[J]. Tribology Letters, 2010, 40(2): 247–268. doi: [10.1007/s11249-010-9671-8](https://doi.org/10.1007/s11249-010-9671-8).

- [9] Yu B, Bansal D G, Qu J, et al. Oil-miscible and non-corrosive phosphonium-based ionic liquids as candidate lubricant additives[J]. *Wear*, 2012, 289: 58–64. doi: [10.1016/j.wear.2012.04.015](https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.04.015).
- [10] Finsgar M, Milosev I. Inhibition of copper corrosion by 1, 2, 3-benzotriazole: A review[J]. *Corrosion Science*, 2010, 52(9): 2737–2749. doi: [10.1016/j.corsci.2010.05.002](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2010.05.002).
- [11] Li Yi, Zhang Songwei, Ding Qi, et al. The structure-function relationship between the molecular structures of two heterocyclic organic compounds and their corrosion inhibiting, friction-reduction and anti-wear performances in ionic liquids[J]. *Tribology*, 2016, 36(6): 726–735 (in Chinese) [李毅, 张松伟, 丁奇, 等. 两种杂环有机物的分子结构与其在离子液体中缓蚀、减摩抗磨性能的构效关系研究[J]. *摩擦学学报*, 2016, 36(6): 726–735]. doi: [10.16078/j.tribology.2016.06.009](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2016.06.009).
- [12] Yu Bo, Cui Yifei, Wu Gensheng, et al. Tribological performances of dicationic ionic liquids at elevated temperature[J]. *Tribology*, 2018, 38(5): 595–600 (in Chinese) [于波, 崔逸飞, 伍根生, 等. 双咪唑阳离子结构离子液体的高温摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(5): 595–600]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.05.013](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.05.013).
- [13] Zhang S, Hou Y, Huang W, et al. Preparation and characterization of novel ionic liquid based on benzotriazolium cation[J]. *Electrochimica Acta*, 2005, 50(20): 4097–4103. doi: [10.1016/j.electacta.2005.01.025](https://doi.org/10.1016/j.electacta.2005.01.025).
- [14] Li X, Deng S, Lin T, et al. 2-Mercaptopyrimidine as an effective inhibitor for the corrosion of cold rolled steel in HNO<sub>3</sub> solution[J]. *Corrosion Science*, 2017, 118: 202–216. doi: [10.1016/j.corsci.2017.02.011](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2017.02.011).
- [15] Zheng X, Zhang S, Li W, et al. Investigation of 1-butyl-3-methyl-1H-benzimidazolium iodide as inhibitor for mild steel in sulfuric acid solution[J]. *Corrosion Science*, 2014, 80: 383–392. doi: [10.1016/j.corsci.2013.11.053](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2013.11.053).
- [16] Wang Z B, Hu H X, Liu C B, et al. The effect of fluoride ions on the corrosion behavior of pure titanium in 0.05M sulfuric acid[J]. *Electrochimica Acta*, 2014, 135: 526–535. doi: [10.1016/j.electacta.2014.05.055](https://doi.org/10.1016/j.electacta.2014.05.055).
- [17] Zhang B, He C, Wang C, et al. Synergistic corrosion inhibition of environment-friendly inhibitors on the corrosion of carbon steel in soft water[J]. *Corrosion Science*, 2015, 94: 6–20. doi: [10.1016/j.corsci.2014.11.035](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2014.11.035).
- [18] Huang H, Wang Z, Gong Y, et al. Water soluble corrosion inhibitors for copper in 3. 5wt% sodium chloride solution[J]. *Corrosion Science*, 2017, 123: 339–350. doi: [10.1016/j.corsci.2017.05.009](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2017.05.009).
- [19] Wang X, Yang H, Wang F. An investigation of benzimidazole derivative as corrosion inhibitor for mild steel in different concentration HCl solutions[J]. *Corrosion Science*, 2011, 53: 113–121. doi: [10.1016/j.corsci.2010.09.029](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2010.09.029).
- [20] Naumkin A V, Kraut-Vass A, Gaarenstroom S W, et al. NIST X-ray photoelectron spectroscopy database[M]. NIST Standard Reference Database 20, Version 4. 1, 2012.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018153

# 球轴承多体弹性流体动力润滑研究

刘宇<sup>1</sup>, 马志飞<sup>2,3</sup>, 孟凡明<sup>1\*</sup>

1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;
2. 上海宇航系统工程研究所, 上海 201109;
3. 上海市空间飞行器机构重点实验室, 上海 201109)

**摘要:** 为准确分析球轴承的润滑性能, 对其多个滚动体与外圈间的弹性流体动力润滑(EHL)特性进行了研究. 以深沟球轴承为例, 建立了球轴承多个滚动体同时(多体)润滑的EHL模型, 基于快速傅里叶变换(FFT)技术和低松弛迭代法对该模型进行求解, 研究了多体润滑下中心滚动体的EHL性能, 并和仅中心滚动体(单体)与外圈润滑的EHL特性进行了对比. 数值结果表明: 与单体润滑相比, 多体润滑下中心滚动体的油膜压力减小, 二次压力峰向入口区移动. 相对单体润滑的中心膜厚, 多体润滑下中心滚动体的中心膜厚会增加; 中心滚动体的径向位移由10  $\mu\text{m}$ 增大到30  $\mu\text{m}$ 时, 多体润滑下中心滚动体的承载力相对其单体润滑承载力的下降百分比由5.99%变化到9.70%.

**关键词:** 多体润滑; 球轴承; 承载力; 中心膜厚; FFT

中图分类号: TH 133.33

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0287-08

## Elastohydrodynamic Lubrication Study on Multiple Rolling Elements of Ball Bearing

LIU Yu<sup>1</sup>, MA Zhifei<sup>2,3</sup>, MENG Fanming<sup>1\*</sup>

1. *The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China*
2. *Aerospace System Engineering Shanghai, Shanghai 201109, China*
3. *Shanghai Key Laboratory of Spacecraft Mechanism, Shanghai 201109, China*

**Abstract:** In order to accurately analyze the lubrication performance for a ball bearing, the elastohydrodynamic lubrication (EHL) performance for multiple rolling elements (MRES) in the ball bearing was studied. Taking deep groove ball bearing as an example, an EHL model for the MRES was established and solved with the Fast Fourier Transform (FFT) technique and low relaxation iteration method. Then, the EHL performance for the central rolling element among the MRES was analyzed and compared with the EHL characteristics for the single rolling element (SRE). The numerical results show that, compared with the SRE EHL, the film pressure of the central rolling element among the MRES decreased, and the secondary pressure peak moved to the inlet region. Moreover, compared with the SRE EHL, the central film thickness of the central rolling element among the MRES increased, and the load-carrying capacity of the central rolling element among the MRES decreased by from 5.99% to 9.70% when the radial displacement of the central rolling element increased from 10  $\mu\text{m}$  to 30  $\mu\text{m}$ .

**Key words:** multiple elements lubrication; ball bearing; load-carrying capacity; central film thickness; FFT

Received 16 October 2018, revised 27 November 2018, accepted 18 December 2018, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: fmmeng@cqu.edu.cn, Tel: +86-13983981735.

The project was supported by the National Key R&D Program of China (2017YFB1300700) and the National Natural Science Foundation of China (51775067).

国家重点研发计划(2017YFB1300700)和国家自然科学基金项目(51775067)资助.



球轴承作为重要的支撑组件,其润滑接触特性对系统的整体性能影响显著.在球轴承接触性能分析上,孟凡明等<sup>[1]</sup>通过半解析法研究发现:粗糙度会使深沟球轴承内滚道宽度方向两端局部压力减小;洪军等<sup>[2]</sup>采用拟动力学方法研究了预紧力下角接触球轴承的接触状态.但以上研究未考虑各滚动体与滚道接触间的相互干涉,基于ANSYS软件,诸多学者对球轴承接触问题进行了有限元分析<sup>[3-5]</sup>,但未考虑润滑的影响.在球轴承弹流润滑研究方面,Richter等<sup>[6]</sup>提出了一种能预测膜厚曲线的球轴承弹流润滑有限元分析方法;Wang等<sup>[7]</sup>采用多重网格法对冲击运动下的椭圆接触进行了润滑研究;王黎钦等<sup>[8]</sup>将轴承拟动力学和润滑分析进行集成,进而研究了角接触球轴承的润滑问题;Wheeler等<sup>[9]</sup>采用有限元方法研究了椭圆率对点接触弹流润滑油膜厚度的影响;王文中等<sup>[10]</sup>试验研究了速度对球轴承润滑性能的影响,结果表明:膜厚在中速时偏离经典预测,在高速时略有下降;朱东等<sup>[11]</sup>基于低松弛迭代法研究了点接触润滑问题;吕延军等<sup>[12]</sup>采用多重网格法研究了角接触球轴承的微观润滑特性.球轴承往往含有多个滚动体,各滚动体与套圈间的油膜压力可能会影响其他滚动体与套圈润滑接触区的弹性变形,进而影响其润滑性能.

但过去的弹流润滑研究多集中在单个润滑接触区的润滑分析,考虑多个润滑接触区相互影响的润滑研究鲜有报导.针对上述问题,考虑到球轴承转速较高时滚动体与外圈之间的载荷更大,本研究以深沟球轴承为例建立球轴承多个滚动体与外圈同时润滑(即多体润滑)的多体润滑模型.基于FFT和低松弛迭代法求解上述模型,以研究中心滚动体的多体润滑特性,并与仅中心滚动体与外圈润滑(即单体润滑)的润滑特性进行对比,以期将球轴承润滑性能的准确分析提供参考.

## 1 物理模型

传统弹流润滑分析中,一般固定外载荷,在压力迭代过程中不断修正两物体接触中心的刚性间隙,即刚体中心膜厚,以使油膜承载力满足载荷平衡条件.考虑多体润滑时,球轴承现有载荷分布模型不再适用,因此不能准确获得各滚动体用以进行传统弹流润滑分析的外载荷.故本研究中固定各滚动体与外圈间接触中心的刚性间隙(即刚体中心膜厚),在弹流润滑分析中不再考虑载荷平衡和修正刚体中心膜厚,迭代求解得油膜压力,对油膜压力进行积分以获得承载力.固定间隙下单个滚动体的弹流润滑分析可参考文献<sup>[13]</sup>.

刚性支承的深沟球轴承承受单一径向载荷后,如图1所示,根据变形协调关系,任意角位置 $\varphi$ 处,内圈相对外圈的径向位移 $\delta_\varphi$ <sup>[14]</sup>为

$$\delta_\varphi = \delta_r \cos \varphi - \frac{1}{2} P_d \quad (1)$$

式中: $\delta_r$ 为 $\varphi = 0^\circ$ 处套圈的径向位移, $P_d$ 为径向游隙.

以3个滚动体为例,本研究中选择图1中1号、2号和3号滚动体与外圈进行多体润滑分析,如图2所示.定义1号、2号及3号滚动体分别为中心、左侧及右侧滚动体,其与外圈间的弹流润滑接触区分别为中心、左侧及右侧润滑接触区.不考虑径向游隙,假设各滚动体相对外圈的径向位移满足式(1),固定1号滚动体相对外圈的径向位移 $\delta_c$ ,则2号和3号滚动体相对外圈的径向位移 $\delta_L$ 和 $\delta_R$ 皆为 $\delta_c \cos \Delta\varphi$ , $\Delta\varphi$ 为相邻滚动体之间的夹角.各滚动体与外圈间接触中心的刚性间隙和各滚动体相对外圈的径向位移互为相反数,因此1号、2号和3号滚动体与外滚道间的刚性间隙 $h_{c0}$ 、 $h_{L0}$ 和 $h_{R0}$ 为

$$h_{c0} = -\delta_c, h_{L0} = -\delta_c \cos \Delta\varphi, h_{R0} = -\delta_c \cos \Delta\varphi \quad (2)$$

## 2 控制方程

以各自相应参数为参考量对各润滑接触区控制方程进行无量纲化.假设润滑剂为牛顿流体且处于层

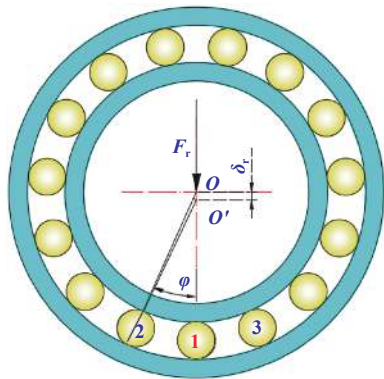


Fig. 1 Deep groove ball bearing

图1 深沟球轴承

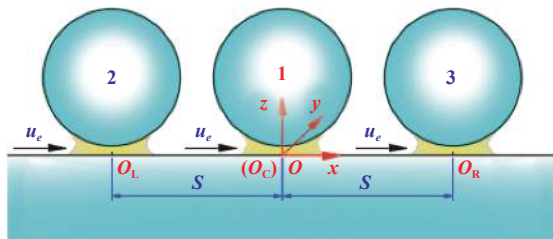


Fig. 2 Schematic of lubrication for multiple rolling elements

图2 多体润滑示意图

流,不考虑其体积力和惯性力,等温稳态条件下各润滑接触区的油膜压力可用如下无量纲Reynolds方程来求解:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( A \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( B \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} \quad (3)$$

式中:  $X$ 和 $Y$ 为各润滑接触区的无量纲坐标,  $X = x/a$ ,  $Y = y/b$ ;  $x$ 和 $y$ 为坐标,  $x$ 和 $y$ 的方向分别与滚动方向重合和垂直;  $A = \bar{\rho}H^3/(\varepsilon\bar{\eta})$ ,  $B = A/k^2$ ;  $P$ 为各润滑接触区的无量纲油膜压力,  $P = p/p_h$ ,  $p$ 为各润滑接触区的油膜压力;  $a$ 和 $b$ 为各润滑接触区径向位移对应的Hertz接触椭圆短半轴和长半轴;  $\varepsilon = 12u_e\eta_0/(ap_h)$ ;  $k$ 为椭圆率,  $k = b/a$ ;  $p_h$ 为各润滑接触区径向位移对应的最大Hertz接触压力,  $p_h = 3w/(2\pi ab)$ ,  $w$ 为各润滑接触区径向位移对应的Hertz接触载荷; 卷吸速度 $u_e$ 是外滚道速度 $u_o$ 与滚动体速度 $u_b$ 的平均值,  $u_e = (u_o + u_b)/2$ , 不考虑打滑及各滚动体间的相互影响, 各润滑接触区的 $u_e$ 一致。

$\bar{\rho}$ 为采用Dowson-Higginson公式得到的无量纲润滑油密度:

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p_h P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p_h P} \quad (4)$$

无量纲润滑油黏度 $\bar{\eta}$ 与无量纲油膜压力的关系满足Roelands黏压关系式:

$$\bar{\eta} = \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[ \left( 1 + 5.1 \times 10^{-9} p_h P \right)^5 - 1 \right] \right\} \quad (5)$$

式中: 润滑油环境黏度 $\eta_0$ 为0.033 Pa·s;  $z$ 为Roelands黏压系数,  $z = \alpha/[5.1 \times 10^{-9}(\ln \eta_0 + 9.67)]$ , Barus黏压系数 $\alpha$ 为 $1.28 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

本研究中仅考虑外滚道和球表面光滑的情况, 各润滑接触区无量纲油膜厚度 $H$ 的计算公式如下:

$$H(X, Y) = H_0 + F(X - tS)^2 + GY^2 + V(X, Y) \quad (6a)$$

$$V(X, Y) = V_L(X, Y) + V_C(X, Y) + V_R(X, Y) \quad (6b)$$

式中:  $H_0$ 是各润滑接触区的无量纲刚体中心膜厚,  $H_0 = h_0/a$ ,  $h_0$ 为各润滑接触区刚体中心膜厚;  $F = a/(2R_x)$ ,  $G = b^2/(2aR_y)$ ;  $R_x$ 和 $R_y$ 分别为 $x$ 和 $y$ 向等效曲率半径;  $S$ 为相邻滚动体与外圈间的接触中心在 $X$ 方向上的无量纲距离,  $S = s/a$ ,  $s$ 为相邻滚动体与外圈间的接触中心在 $x$ 方向上的距离。

全局坐标系 $oxyz$ 的坐标原点 $o$ 位于中心滚动体与外滚道的接触中心, 但在计算各滚动体与外滚道表面间的距离 $F(X - tS)^2 + GY^2$ 时, 需以各滚动体与外滚道间的接触中心( $tS, 0$ )为参考。当分别计算中心(图1中1号滚动体)、左侧(图1中2号滚动体)和右侧滚动体(图1

中3号滚动体)润滑接触区的 $H$ 时,  $(X, Y)$ 分别属于中心1号滚动体、左侧2号滚动体及右侧3号滚动体润滑接触区的计算域,  $t$ 分别为0、-1和1。

待求润滑接触区的弹性变形为自身润滑接触区油膜压力和其他润滑接触区油膜压力在该区域产生的弹性变形之和, 所以各润滑接触区的无量纲综合弹性变形 $V$ 由 $V_C$ 、 $V_L$ 和 $V_R$ 组成。  $V_C$ 、 $V_L$ 和 $V_R$ 分别为中心的1号滚动体、左侧的2号滚动体及右侧的3号滚动体润滑接触区油膜压力作用下的待求润滑接触区的无量纲综合弹性变形,  $V_C = v_C/a$ ,  $V_L = v_L/a$ ,  $V_R = v_R/a$ 。  $v_C$ 、 $v_L$ 和 $v_R$ 分别为中心、左侧及右侧滚动体润滑接触区油膜压力作用下的待求润滑接触区的综合弹性变形,  $a$ 为待求润滑接触区的Hertz接触椭圆短半轴。  $v_C$ 、 $v_L$ 和 $v_R$ 可分别由以下积分得到:

$$v_C(x, y) = \gamma \iint_{\Omega_C} \frac{p_C(x_C, y_C)}{\sqrt{(x - x_C)^2 + (y - y_C)^2}} dx_C dy_C \quad (7)$$

$$v_L(x, y) = \gamma \iint_{\Omega_L} \frac{p_L(x_L, y_L)}{\sqrt{(x - x_L)^2 + (y - y_L)^2}} dx_L dy_L \quad (8)$$

$$v_R(x, y) = \gamma \iint_{\Omega_R} \frac{p_R(x_R, y_R)}{\sqrt{(x - x_R)^2 + (y - y_R)^2}} dx_R dy_R \quad (9)$$

式中:  $\gamma = 2/(\pi E')$ , 当量弹性模量 $E'$ 为仅与滚动体和外圈的材料有关的常量;  $\Omega_C$ 、 $\Omega_L$ 和 $\Omega_R$ 分别为中心1号滚动体、左侧2号滚动体及右侧3号滚动体润滑接触区的计算域。为使各润滑接触区皆处于充分润滑状态, 本研究中取 $-2.5a_C \leq x_C \leq 1.5a_C$ ,  $-2b_C \leq y_C \leq 2b_C$ ;  $-2.5a_L \leq x_L + s \leq 1.5a_L$ ,  $-2b_L \leq y_L \leq 2b_L$ ;  $-2.5a_R \leq x_R - s \leq 1.5a_R$ ,  $-2b_R \leq y_R \leq 2b_R$ 。  $a_C$ 和 $b_C$ 、 $a_L$ 和 $b_L$ 及 $a_R$ 和 $b_R$ 分别为中心、左侧和右侧润滑接触区的Hertz接触椭圆短半轴和长半轴。当 $(x, y)$ 分别属于 $\Omega_C$ 、 $\Omega_L$ 和 $\Omega_R$ , 式(3~9)分别为中心、左侧和右侧润滑接触区的控制方程。

基于线弹性叠加原理, 将式(7~9)离散为

$$v_C(x_i, y_j) = \gamma \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N K_C(x_i - x_{Cm}, y_j - y_{Cn}) p_C(x_{Cm}, y_{Cn}) \quad (10)$$

$$v_L(x_i, y_j) = \gamma \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N K_L(x_i - x_{Lm}, y_j - y_{Ln}) p_L(x_{Lm}, y_{Ln}) \quad (11)$$

$$v_R(x_i, y_j) = \gamma \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N K_R(x_i - x_{Rm}, y_j - y_{Rn}) p_R(x_{Rm}, y_{Rn}) \quad (12)$$

式中:  $K_C$ 、 $K_L$ 和 $K_R$ 为影响系数。

因为3个滚动体的径向位移大小不一,导致接触半宽不等,若无量纲计算区域和网格数一致,则各润滑接触区的有量纲网格尺寸不一致.故当 $(x_i, y_j)$ 属于 $\Omega_C$ 时, $v_C$ 可使用FFT<sup>[15]</sup>进行计算,如式(13)所示, $v_L$ 和 $v_R$ 则采用多重积分求得.当 $(x_i, y_j)$ 分别属于 $\Omega_L$ 和 $\Omega_R$ 时, $v_C$ 、 $v_L$ 和 $v_R$ 的求解可依此类推,不再赘述.

$$v_C = \text{IFFT}\left(\hat{K}_C \cdot \hat{p}_C\right) \quad (13)$$

式中:符号“ $\hat{\cdot}$ ”表示二维离散FFT,“IFFT”表示其逆变换.

各润滑接触区无量纲油膜承载力 $Q$ 为

$$Q = \frac{p_n ab \sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N P(i, j) \Delta X \Delta Y}{E' R_x^2} \quad (14)$$

式中: $\Delta X$ 和 $\Delta Y$ 分别为 $X$ 向和 $Y$ 向无量纲网格尺寸,其大小由无量纲计算域和网格数决定.

### 3 数值求解

取各滚动体润滑接触区的计算域为 $-2.5 \leq X-tS \leq 1.5$ ,  $-2 \leq Y \leq 2$ ,对中心、左侧和右侧润滑接触区, $t$ 分别为0、-1和1.当网格数达到 $128 \times 128$ 时,继续增加网格数,数值计算精度已无明显提高,而且还会显著增加计算时间,因此,本研究中采用 $128 \times 128$ 网格系统.

采用有限差分法离散无量纲Reynolds方程,采用影响系数法计算弹性变形,各润滑接触区在自身油膜压力作用下的弹性变形的计算可采用FFT进行加速,然后采用低松弛迭代法对控制方程进行求解.求解流程如图3,具体求解步骤如下:

步骤1:给定各滚动体与外圈间的相对径向位移;

步骤2:计算各滚动体与外圈间的无量纲Hertz接触压力 $P$ ,并将其作为各润滑接触区的压力迭代初值;

$$P(i, j) = \sqrt{1 - (X_i - tS)^2 - Y_j^2} \quad (15)$$

步骤3:分别计算3个润滑接触区的无量纲膜厚 $H$ 、无量纲润滑油密度 $\bar{\rho}$ 及黏度 $\bar{\eta}$ ;

步骤4:采用低松弛迭代法对各润滑接触区的无量纲Reynolds方程进行求解;

步骤5:判断各润滑接触区压力分布是否收敛,收敛判据为

$$\frac{\sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N |P_{(i,j)}^n - P_{(i,j)}^o|}{\sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N P_{(i,j)}^n} \leq \xi_p \quad (16)$$

式中: $P_{(i,j)}^o$ 为前一次迭代的压力计算值, $P_{(i,j)}^n$ 为本次迭代的压力计算值, $\xi_p = 0.0005$ 为压力分布收敛精度.若

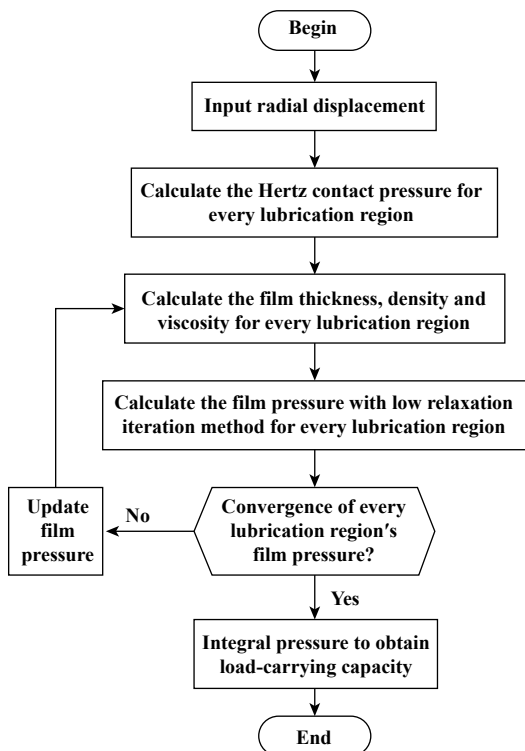


Fig. 3 Calculation flow chart

图3 计算流程图

各润滑接触区的压力分布未同时满足收敛条件,则根据式(17)对各润滑接触区的压力进行低松弛修正,然后返回步骤3,直至压力收敛;

$$P_{(i,j)}^n = P_{(i,j)}^o + \omega_p (P_{(i,j)}^n - P_{(i,j)}^o) \quad (17)$$

式中: $\omega_p$ 为压力松弛因子,本研究中取 $\omega_p$ 为0.1.

步骤6:根据式(14)对各润滑接触区压力积分以获得其无量纲油膜承载力 $Q$ .

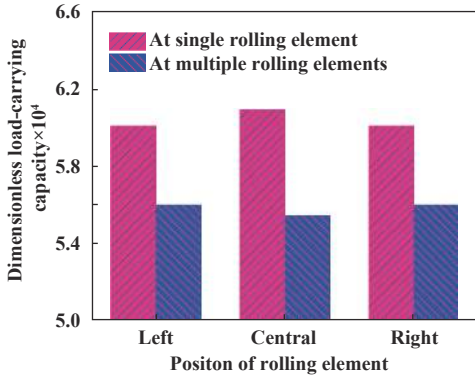
### 4 结果与讨论

本研究中以深沟球轴承61830为研究对象,内圈旋转,外圈固定,假设滚动体与外滚道间为纯滚动.其外滚道沟底直径 $d_o$ 为180 mm,滚动体直径 $D_b$ 为10 mm,外滚道沟曲率半径 $r_o$ 为5.2 mm,滚动体数 $Z$ 为45.滚动体所用材料与外圈材料一致,其弹性模量 $E$ 为207 GPa,泊松比 $\mu$ 为0.3.环境温度为25 °C,润滑油环境密度为850 kg/m<sup>3</sup>.如无特殊说明,以下计算结果均在上述参数下获得.

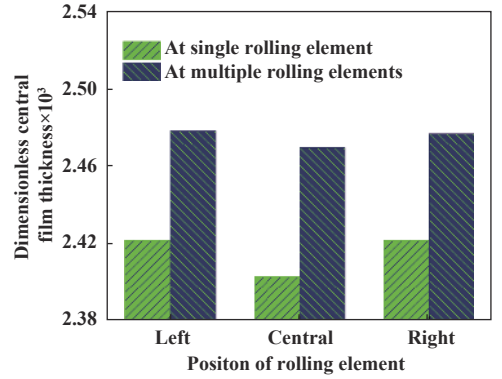
#### 4.1 滚动体润滑特性对比

图4为3个滚动体无量纲润滑结果的对比.由图4可知,单体润滑下,中心滚动体的无量纲油膜承载力大于左侧和右侧滚动体的无量纲油膜承载力,而无量纲中心膜厚规律正好相反.但考虑多体润滑后,3个滚动体的无量纲油膜承载力皆减小,无量纲中心膜厚皆





(a) Dimensionless load-carrying capacity



(b) Dimensionless central film thickness

Fig. 4 Comparison of dimensionless lubrication results for different rolling element ( $\delta_c=25 \mu\text{m}$ ,  $u_e=15 \text{ m/s}$ )

图 4 不同滚动体无量纲润滑结果对比( $\delta_c=25 \mu\text{m}$ ,  $u_e=15 \text{ m/s}$ )

增大,且相对两侧滚动体,中心滚动体无量纲油膜承载力的减小和无量纲中心膜厚的增大更明显.这是因为中心滚动体的径向位移大于左侧和右侧滚动体的径向位移,故单体润滑下,中心滚动体的膜厚最小,油膜承载力最大.考虑多体润滑后,由公式(6~9)可知,中心滚动体因距离各滚动体均较近,其膜厚相对单体润滑膜厚的变化最大,从而使得中心滚动体的油膜压力变化最大.所以本研究中主要讨论中心滚动体的多体润滑结果,并与其单体润滑结果进行比较.

### 4.2 模型验证

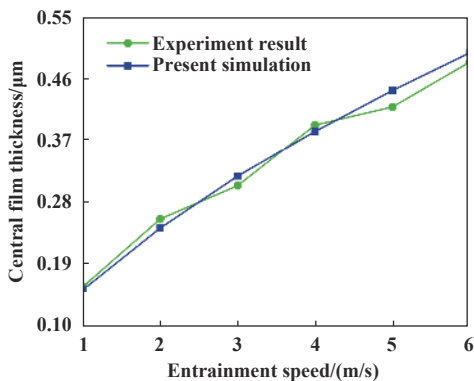
为验证本模型的有效性,本研究中将程序仿真所得中心膜厚与TFM-150型润滑膜厚&摩擦系数测量仪所测中心膜厚进行了对比.试验中考虑了载荷平衡,其接触模型为球-盘接触.在波长610 nm单色光的照射下,球-盘间润滑膜上下界面的反射光将产生干涉.进一步通过润滑膜厚测量系统采集润滑膜的干涉图像以获得各点的光强值,并基于相对光强原理计算各点的润滑膜厚.球和盘的材料分别为SUJ2钢和K9玻璃,其弹性模量分别为210和88 GPa,其泊松比分别为

0.3和0.22,球的直径为22.225 mm.试验所用润滑油的参数与程序仿真一致.

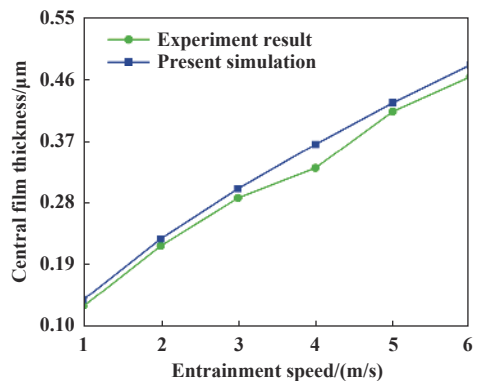
当相邻滚动体相距较远时,两侧滚动体对中心滚动体润滑性能的影响可以忽略,故试验测试了单个钢球的中心油膜厚度.载荷为30和60 N时,程序仿真所得中心膜厚与试验所测中心膜厚的对比分别如图5(a)和图5(b)所示.由图5可知,当卷吸速度较大时,试验所测中心膜厚略小于程序仿真所得中心膜厚,因为随着卷吸速度的增大,球与盘之间的润滑油量将因其本身离心力的增大而减少.但程序仿真结果与试验测试结果总体吻合较好,验证了本模型和程序的有效性.

### 4.3 单多体润滑解比较

中心滚动体无量纲多体与单体润滑油膜压力、油膜厚度及弹性变形在滚动方向中截面( $y=0$ 截面)和轴向中截面( $x=0$ 截面)上的对比如图6所示.由图6(a~b)可知,在 $y=0$ 截面和 $x=0$ 截面上,相比单体润滑,多体润滑下中心滚动体的无量纲油膜压力有所减小, $y=0$ 截面上的二次压力峰向入口区移动.这是因为在左侧和右侧润滑接触区油膜压力的作用下,中心润滑接触区产生



(a) 30 N

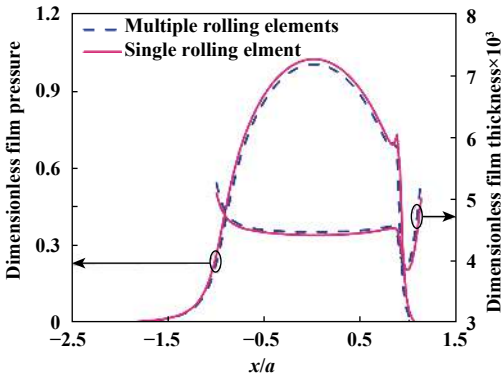


(b) 60 N

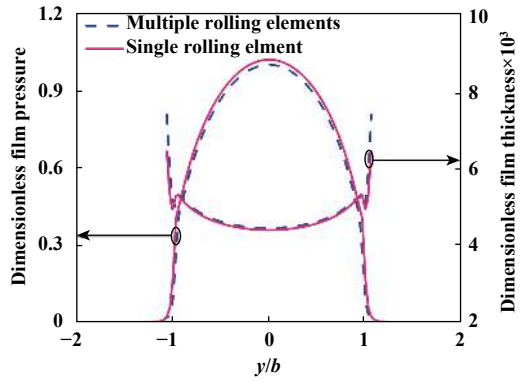
Fig. 5 Comparison of center film thickness between present simulation and experiment result

图 5 程序仿真与试验中心膜厚对比

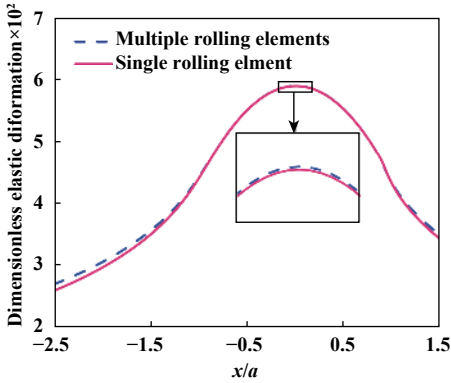




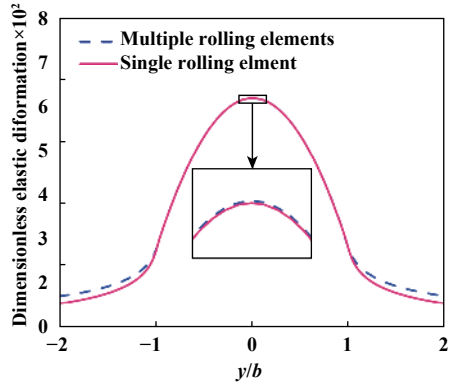
(a) Dimensionless film pressure and film thickness ( $y=0$ )



(b) Dimensionless film pressure and film thickness ( $x=0$ )



(c) Dimensionless elastic deformation ( $y=0$ )



(d) Dimensionless elastic deformation ( $x=0$ )

Fig. 6 Comparison of dimensionless results between multiple and single rolling elements lubrication ( $\delta_c=9 \mu\text{m}$ ,  $u_e=14 \text{ m/s}$ )

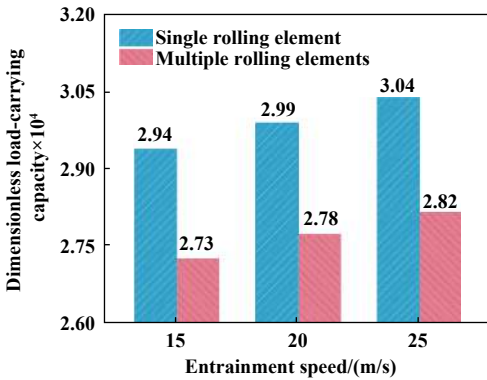
图6 无量纲多体与单体润滑结果对比( $\delta_c=9 \mu\text{m}$ ,  $u_e=14 \text{ m/s}$ )

了更大的弹性变形, 如图6(c~d)所示, 从而使中心润滑接触区的膜厚增加, 如图6(a~b)所示, 最终导致中心润滑接触区油膜压力减小. 而因为出口区油膜压力的降低, 油膜收缩处向入口区靠近, 二次压力峰向入口区移动.

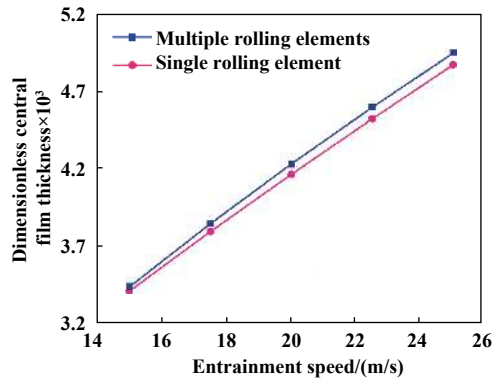
#### 4.4 不同卷吸速度下多体润滑解

图7为不同卷吸速度 $u_e$ 下, 中心滚动体无量纲多体

与单体润滑结果的对比. 由图7(a)可知, 当中心滚动体的径向位移不变时, 随着 $u_e$ 的增大, 润滑剂动压效应增强, 中心滚动体无量纲多体与单体润滑承载力皆增大; 但在左侧和右侧润滑接触区油膜压力的作用下, 多体润滑下中心滚动体的无量纲承载力小于其无量纲单体润滑承载力. 由图7(b)可知, 中心滚动体无量纲



(a) Dimensionless load-carrying capacity



(b) Dimensionless central film thickness

Fig. 7 Comparison of dimensionless lubrication results at different entrainment speeds between multiple and single rolling elements ( $\delta_c=15 \mu\text{m}$ )

图7 不同卷吸速度下无量纲多体与单体润滑结果对比( $\delta_c=15 \mu\text{m}$ )

多体与单体润滑中心膜厚皆随 $u_e$ 的增大而增大, 且多体润滑下中心滚动体的无量纲中心膜厚大于其无量纲单体润滑中心膜厚; 而 $u_e$ 增大, 油膜压力也随之增大, 故左侧和右侧润滑接触区油膜压力对中心润滑接触区的影响增大, 多体润滑下中心滚动体的无量纲中心膜厚与其无量纲单体润滑中心膜厚的差异增大。

#### 4.5 不同径向位移下多体润滑解

图8给出了不同中心滚动体径向位移 $\delta_C$ 下, 中心滚动体无量纲多体与单体润滑结果的对比。由图8(a)可知, 随着 $\delta_C$ 的增加, 中心滚动体无量纲多体与单体润滑承载力增大; 且左侧和右侧润滑接触区油膜压力对中心润滑接触区的影响增大, 因此中心滚动体无量纲多体与单体润滑承载力之间的差异增大。当 $\delta_C$ 分别为10、20和30  $\mu\text{m}$ 时, 与单体润滑相比, 多体润滑下中心滚动体的无量纲承载力 $Q_C$ 分别下降5.99%、8.14%和9.70%。

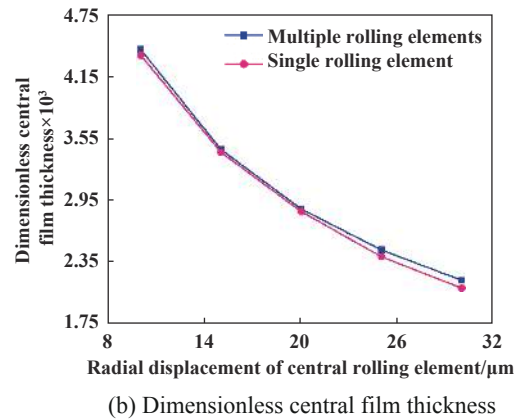
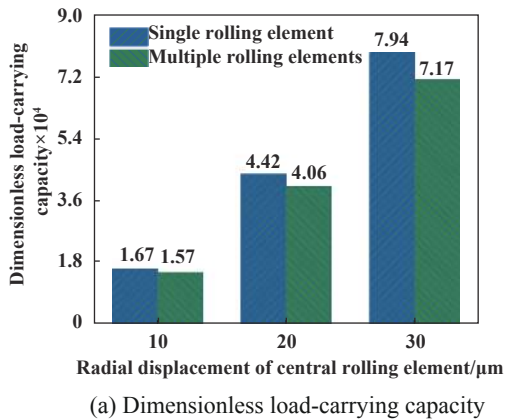


Fig. 8 Comparison of dimensionless lubrication results under different radial displacements between multiple and single rolling elements ( $u_e=15$  m/s)

图 8 不同径向位移下无量纲多体与单体润滑结果对比( $u_e=15$  m/s)

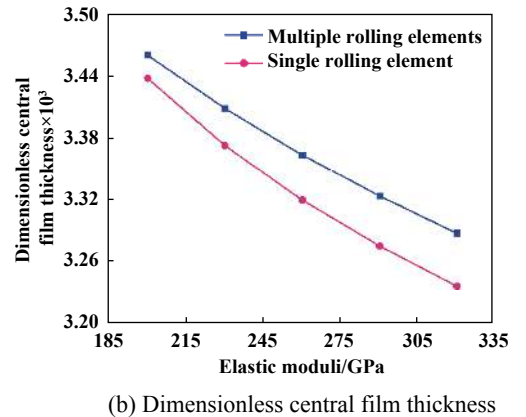
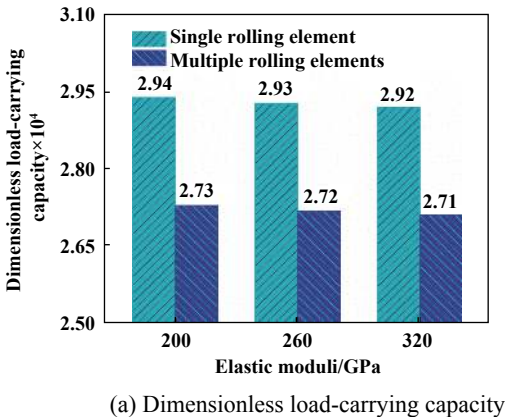


Fig. 9 Comparison of dimensionless lubrication results under different elastic moduli between multiple and single rolling elements ( $\delta_C=15$   $\mu\text{m}$ ,  $u_e=15$  m/s)

图 9 不同弹性模量下无量纲多体与单体润滑结果对比( $\delta_C=15$   $\mu\text{m}$ ,  $u_e=15$  m/s)

由图8(b)可知, 随着 $\delta_C$ 的增加, 中心滚动体无量纲多体及单体润滑中心膜厚皆减小, 但多体润滑下中心滚动体的无量纲中心膜厚始终大于其无量纲单体润滑中心膜厚, 中心滚动体无量纲多体与单体润滑中心膜厚的差异先减小后增大。这是因为, 随着 $\delta_C$ 的增加, 油膜承载力增大, 故中心滚动体的中心膜厚减小, 但在左侧和右润滑接触区油膜压力的作用下, 中心润滑接触区的中心膜厚增大。故当油膜承载力增大造成的中心润滑接触区中心膜厚的减小量占主导时, 中心滚动体无量纲多体与单体润滑中心膜厚的差异减小; 当左侧和右侧润滑接触区油膜压力造成的中心润滑接触区中心膜厚的增大量占主导时, 中心滚动体无量纲多体与单体润滑中心膜厚的差异增大。

#### 4.6 不同弹性模量下多体润滑解

图9为不同弹性模量 $E$ 下, 中心滚动体无量纲多体与单体润滑结果的对比。由图9(a)可知, 随着 $E$ 的增大,

中心滚动体无量纲多体与单体润滑承载力基本不变,且多体润滑下中心滚动体的无量纲承载力小于其无量纲单体润滑承载力. 但由式(14)可知,中心滚动体有量纲多体与单体润滑承载力会随 $E$ 的增大而增大. 由图9(b)可知,随着 $E$ 的增大,中心滚动体无量纲多体与单体润滑中心膜厚皆减小,多体润滑下中心滚动体的无量纲中心膜厚相对其无量纲单体润滑中心膜厚的增量在变大. 因为随着 $E$ 的增大,材料更难产生弹性变形,因而中心滚动体的径向位移固定时,压力将随着 $E$ 的增大而升高,故左侧和右侧润滑接触区油膜压力对中心润滑接触区的影响随着 $E$ 的增加而增大.

## 5 结论

a. 相比单体润滑,多体润滑下中心滚动体的油膜压力减小,二次压力峰向入口区移动.

b. 随着卷吸速度的增加,多体润滑下中心滚动体的中心膜厚相对其单体润滑中心膜厚的增加会更加明显.

c. 相对单体润滑的中心膜厚,多体润滑下中心滚动体中心膜厚的增量与径向位移有关;中心滚动体的径向位移由 $10\ \mu\text{m}$ 增大到 $30\ \mu\text{m}$ 时,相对单体润滑的承载力,多体润滑下中心滚动体承载力的下降百分比由5.99%变化到9.70%.

d. 随着弹性模量的增加,多体润滑下中心滚动体的中心膜厚相对其单体润滑中心膜厚的增量会变大.

e. 针对润滑剂处于层流状态且充分润滑情况下球轴承的多体弹流润滑特性进行了研究,所得结论为球轴承层流充分润滑性能的准确分析提供了参考,相关方法也可用于滚子轴承的层流充分润滑性能分析,今后可对乏油条件下的球轴承多体弹流润滑特性进行研究.

## 参考文献

[1] Pu Chao, Du Minggang, Meng Fanming, et al. Analysis of elastoplastic contact performances for deep groove ball bearing considering roughness[J]. Journal of Chongqing University(Natural Science Edition), 2017, 40(10): 12–22 (in Chinese) [浦超, 杜明刚, 孟凡明, 等. 计入粗糙度的深沟球轴承弹塑性接触性能分析[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2017, 40(10): 12–22].

[2] Zhang J, Fang B, Hong J, et al. Effect of preload on ball-raceway contact state and fatigue life of angular contact ball bearing[J]. Tribology International, 2017, 114: 365–372. doi: 10.1016/j.triboint.2017.04.029.

[3] Deng S, Hua L, Han X, et al. Finite element analysis of fatigue life for deep groove ball bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part L: Journal of Materials Design & Applications, 2013, 227(1): 70–81.

[4] Deng C, Yang G H. Finite element analysis of 6300 deep groove ball

bearing[J]. Computer Aided Drafting, Design and Manufacturing, 2013, 23(3): 41–45.

[5] Xu Tao, Zhao Yujie, Shao Qing, et al. Analysis of static contact characteristics of angular contact ball bearing under combined loads[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2017, 47(4): 1114–1120 (in Chinese) [徐涛, 赵玉洁, 邵晴, 等. 联合载荷下角接触球轴承静态接触特性分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2017, 47(4): 1114–1120].

[6] Knauf S, Frei S, Richter T, et al. Towards a complete numerical description of lubricant film dynamics in ball bearings[J]. Computational Mechanics, 2014, 53(2): 239–255. doi: 10.1007/s00466-013-0904-1.

[7] Wang J, Yang P R, Lubrecht A A, et al. Numerical investigation of thermal EHL in elliptical contact under impact motion[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(9): 1125–1131. doi: 10.1177/1350650115574534.

[8] Shi X J, Wang L Q, Mao Y Z, et al. Coupling study on dynamics and TEHL behavior of high-speed and heavy-load angular contact ball bearing with spinning[J]. Tribology International, 2015, 88: 76–84. doi: 10.1016/j.triboint.2015.03.011.

[9] Wheeler J D, Fillot N, Vergne P, et al. On the crucial role of ellipticity on EHD film thickness and friction[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(12): 1503–1515. doi: 10.1177/1350650116637583.

[10] Zhang Y G, Wang W Z, Zhang S G, et al. Experimental study of EHL film thickness behaviour at high speed in ball-on-ring contacts[J]. Tribology International, 2017, 113: 216–223. doi: 10.1016/j.triboint.2017.02.040.

[11] Wang X, Liu Y, Zhu D. Numerical solution of mixed thermal elastohydrodynamic lubrication in point contacts with three-dimensional surface roughness[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(1): 011501. doi: 10.1115/1.4032963.

[12] Lu Zunyou, Lü Yanjun, Zhang Yongfang, et al. Micro thermal elastohydrodynamic lubrication analysis of angular contact ball bearing considering thermal elastic deformation[J]. Tribology, 2018, 38(3): 299–308 (in Chinese) [路遵友, 吕延军, 张永芳, 等. 考虑热弹性变形的角接触球轴承微观热弹流分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(3): 299–308]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.03.007.

[13] Liu Guangyuan, Guo Feng, Li Xinming. Point contact elastohydrodynamic lubrication in confined gap[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(13): 122–128 (in Chinese) [刘广媛, 郭峰, 栗心明. 限制间隙条件下的点接触EHL特性分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(13): 122–128].

[14] Harris T A, Kotzalas M N. Rolling bearing analysis fifth edition: Essential concepts of bearing technology[M]. Boca Raton: CRC Press, 2007.

[15] Liu S B, Wang Q, Liu G. A versatile method of discrete convolution and FFT (DC-FFT) for contact analyses[J]. Wear, 2000, 243(1): 101–111.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018193

# 叠片式气体箔片推力轴承热特性分析

李映宏, 胡小强, 张凯\*, 冯凯

(湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南长沙 410082)

**摘要:** 叠片式气体箔片推力轴承具有制造工艺简单、散热能力强等优点, 针对该新型轴承提出了相应的热特性分析模型, 通过数值仿真分析得到轴承气膜及各元件的温度, 并对关键影响参数进行了重点分析. 研究表明: 由于气膜在半径较大位置处的线速度大, 其剪切产热效果明显, 温度越高, 气膜的高温区分布在靠近周向末端和顶箔侧; 气膜、顶箔和推力盘温度均会随推力盘转速和轴承载荷的增大而升高; 向箔片结构中通入冷却气流可以获得良好的降温效果, 轴承温度随着箔片内通入冷却气流量的增大, 先迅速下降后趋于平缓.

**关键词:** 气体箔片推力轴承; 非等温Reynolds方程; 能量方程; 热特性分析; 热管理

中图分类号: TH133.5

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0295-09

## A Thermohydrodynamic Analysis of Laminated Gas Foil Thrust Bearing

LI Yinghong, HU Xiaoqiang, ZHANG Kai\*, FENG Kai

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Hunan Changsha 410082, China)

**Abstract:** Laminated gas foil thrust bearing has the advantages of simple manufacturing process and strong heat dissipation capability and a thermohydrodynamic model is proposed for this gas foil thrust bearing in this study. The temperature of the film and each component were obtained through numerical simulation analysis, and the key parameters were analyzed. The research shows that the higher the velocity of the film at the larger radius, the more obvious the energy dissipation and the higher the temperature. The high temperature region of the film was distributed near the circumferential end and the top foil. The temperature of the film, top foil and thrust plate increased with a rise in the speed of the thrust disk and the bearing load. The temperature of the bearing first dropped rapidly and then tended to be stable with the increase of the cooling airflow inside the foil, and the cooling effect of the airflow was obvious.

**Key words:** gas foil thrust bearing; non-isothermal reynolds equation; energy equation; thermohydrodynamic analysis; thermal management

气体箔片轴承由于具有加工精度要求低、无油润滑、耐高温以及不需要外部供气等优点<sup>[1-2]</sup>, 在小型高速无油鼓风机、压缩机、高速电机、飞机用空气循环机以及微型燃气轮机等涡轮设备中有着广泛的应用<sup>[3-5]</sup>.

随着涡轮机械朝着高速、高温、直驱和高功率密度方向发展<sup>[6-9]</sup>, 其设备转速越来越高. 超高的工作转速将使得气体箔片轴承的温升不可忽略. 在超高转速工况下, 气体在箔片轴承中旋转时会受到气膜剪切力

Received 18 December 2018, revised 30 January 2019, accepted 30 January 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: zhangkai04061121@163.com, Tel: +86-13875963001.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51575170), Research Program of Equipment, Ministry of Education of China (6141A02033503) and Science and Technology Commission of Shanghai Municipality, China (17DZ1201000).

中国国家自然科学基金项目(51575170), 中国教育部装备联合研究计划(6141A02033503)和上海市科学技术委员会(17DZ1201000)资助.



的作用而产生大量的热量,低效的冷却技术和轴承自身有限的散热能力可能会使得轴承温度过高,而过高的轴承温度会损坏顶箔表面涂层,导致轴承失效,进而给整个轴承-转子系统带来灾难性故障.此外,轴承温度的上升将降低轴承结构的材料性能,也会对轴承的静态性能具有一定的影响.因此,对气体箔片轴承进行热特性分析,研究有效的冷却方法,能够有效防止由于温度的升高而导致的故障,从而保证机器的正常运行.

近年来,气体箔片轴承热特性受到诸多学者的关注,并进行了相关研究.最初, Salehi等<sup>[10]</sup>利用Couette Approximation方法耦合Reynolds方程和能量方程,并首次求解出箔片轴承内的气膜温度分布. Peng等<sup>[11]</sup>针对波箔式径向气体箔片轴承提出了相应理论模型,并对比分析了箔片轴承和刚性轴承的温度预测结果. Feng等<sup>[12-13]</sup>则基于自己提出的箔片刚度模型,进一步研究箔片轴承的温度特性,并与参考试验数据进行了对比,计算结果与试验结果能够很好的吻合.另外, Kim等<sup>[14]</sup>通过理论与试验测量相结合,对应用于旋翼飞行器推进系统中的径向箔片轴承进行了详细的热分析. Lee等<sup>[15-17]</sup>对于波箔式气体箔片推力轴承进行了详细的热分析,并研究了冷却通道对轴承温度特性的影响. 刘良军<sup>[18]</sup>针对波箔型气体箔片推力轴承建立了热特性分析模型,并研究冷却气流等参数对轴承温度的影响. 冯凯等<sup>[19]</sup>则基于试验研究了转速与载荷对箔片轴承温度特性的影响.

与普通波箔型气体箔片推力轴承相比,叠片式气体箔片推力轴承在制造过程中工艺大为简化,无需冲压和焊接等一系列工艺,只需利用定位孔将各箔片按照顺序定位对齐即可.此外,在每个箔片的进气口处加工有小孔,具有便于气体吸入和增强散热效果等好处.

本文将针对该新型叠片式气体箔片推力轴承,建立能量方程、传热模型和非等温Reynolds方程,利用数值计算获得轴承气膜及各元件的温度情况;并通过参数化分析,研究各主要参数对轴承温度的影响.

## 1 热特性理论模型

叠片式气体箔片推力轴承结构如图1所示,该轴承共由4层箔片叠加而成,最上层箔片与推力盘配合形成收敛楔形,在推力盘旋转情况下通过动压效应产生气膜压力;顶箔下的3层箔片共同构成弹性支承结构,为轴承提供阻尼与支承刚度.整个轴承在圆周方向均匀分成10瓣,每瓣结构相同.图中 $r$ 、 $\theta$ 和 $z$ 表示轴承的3个坐标方向.

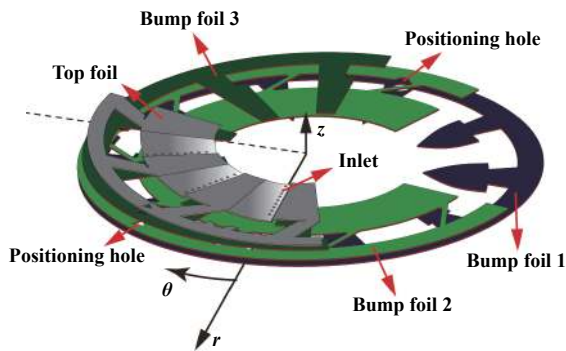


Fig. 1 Structure of gas foil thrust bearing  
图1 轴承结构示意图

### 1.1 气膜的非等温Reynolds方程

与轴承的静动态特性研究有所不同,进行轴承热分析时,需要考虑由于气体粘性剪切耗能导致气膜温度升高的现象,而气膜温度变化又会造成气体黏度参数的改变,因此稳定状态下的气膜压力分布需求解下面的非等温可压缩气体Reynold<sup>[20]</sup>方程:

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left( \bar{r} \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中:  $\bar{r} = \frac{r}{R_0}$ ,  $\bar{h} = \frac{h}{h_c}$ ,  $\bar{p} = \frac{p}{p_a}$ ,  $\Lambda = \frac{6\mu(T)\omega R_0^2}{p_a h_c^2}$ , 气体黏度系数 $\mu$ 为气膜温度 $T$ 的函数.  $\bar{r}$ 、 $\bar{h}$ 、 $\bar{p}$ 分别为径向位置 $r$ 、气膜厚度 $h$ 、气膜压力 $p$ 的无量纲项;  $\omega$ 为推力盘旋转角速度;  $R_0$ 为推力盘外半径;  $p_a$ 为大气压;  $h_c$ 为楔形区域高度.

### 1.2 气膜能量方程

为了便于后续试验结果与仿真计算结果进行对比,本文所预测的是单个叠片式气体箔片推力轴承与推力盘匹配工作时的温度特性.

在图1所示的圆柱坐标系下,推力轴承气膜的简化能量方程<sup>[21-22]</sup>如下:

$$\rho c_p \left( v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \left( v_r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \mu \left[ \left( \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

式中:  $\rho$ ---气体密度;

$c_p$ ---气体比热容;

$v_r$ ---气体径向流速;

$v_\theta$ ---气体周向流速;

$v_z$ ---气体轴向流速;

$k_a$ ---气体导热系数;

$\mu$ ---气体黏度;

气体黏度对轴承整体温度特性具有较大影响,其

随温度的上升而增大, 计算模型<sup>[10]</sup>为

$$\mu = \lambda(T - T_{\text{ref}}) \quad (3)$$

式中  $\lambda = 4 \times 10^{-8}$ ;  $T_{\text{ref}}$  为参考温度值, 当气膜温度  $T$  的单位为  $^{\circ}\text{C}$  时,  $T_{\text{ref}} = -458.75$ .

联立式(2)、式(3), 并令:  $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$ ;  $\bar{r} = \frac{r}{R_0}$ ;  $\bar{v}_r = \frac{v_r}{\omega R_0}$ ;  $\bar{v}_\theta = \frac{v_\theta}{\omega R_0}$ ;  $\bar{v}_z = \frac{v_z}{\omega R_0 h_t}$ ;  $\bar{z} = \frac{z}{h_t}$ ;  $\bar{p} = \frac{p}{p_a}$ ;  $\bar{T} = \frac{T - T_0}{T_0 - 273.15 - T_{\text{ref}}}$ , 得到无量纲化能量方程:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \left( \bar{v}_r \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \frac{\bar{v}_z}{h} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} \right) = \\ k_2 \frac{1}{\bar{h}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} + k_3 \left( \bar{v}_r \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \\ k_4 \mu \frac{1}{\bar{h}^2} \left[ \left( \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \bar{z}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (4)$$

其中:  $T_0$  为环境气体温度;  $\rho_0$  为环境气体密度;

$$\begin{aligned} k_2 &= \frac{k_a}{h_t^2 \rho_0 c_p \omega}; \\ k_3 &= \frac{p_a}{\rho_0 c_p (T_0 - 273.15 - T_{\text{ref}})}; \\ k_4 &= \frac{\omega R_0^2}{h_t^2 \rho_0 c_p (T_0 - 273.15 - T_{\text{ref}})}. \end{aligned}$$

### 1.3 气膜速度场

为求解无量纲化能量方程(4), 需要得到气膜各点三个方向的速度分量及其变化梯度.

根据气膜运动方程:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial p}{r \partial \theta} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) \end{cases} \quad (5)$$

速度边界条件:

$$\begin{aligned} z = 0: \quad v_r = 0, v_\theta = 0 \\ z = h: \quad v_r = 0, v_\theta = r\omega \end{aligned} \quad (6)$$

将式(5)对  $z$  进行两次积分, 代入速度边界条件(6)后, 通过无量纲化得到:

$$\begin{cases} \bar{v}_r = k_5 \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} (\bar{z}^2 - \bar{z}) \\ \bar{v}_\theta = k_5 \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \bar{h}^2 (\bar{z}^2 - \bar{z}) + \bar{r} \bar{\omega} \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $k_5 = \frac{p_a h_t^2}{2\mu \omega R_0^2}$ .

根据连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho r v_r)}{r \partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

将式(7)进行无量纲化, 并代入式(8)中可得到轴向速度分量  $\bar{v}_z$ :

$$\begin{aligned} \bar{v}_z = -k_5 \bar{h}^2 \left( \frac{\bar{z}^3}{3} - \frac{\bar{z}^2}{2} \right) \left[ \frac{\bar{h}}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \bar{h} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial r^2} + 2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} + \right. \\ \left. \frac{1}{\bar{r}^2} \left( \bar{h} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \theta^2} + 2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \right) \right] - \frac{\bar{h}}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \theta} \frac{\bar{z}^2}{2} - \frac{1}{\bar{\rho}} k_5 \left( \frac{\bar{z}^3}{3} - \frac{\bar{z}^2}{2} \right) \\ \left[ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \theta} \right] \end{aligned} \quad (9)$$

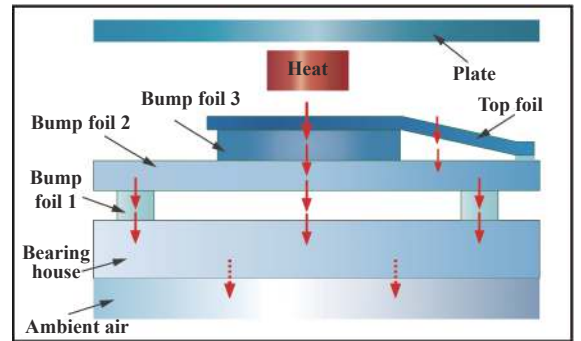
### 1.4 轴承元件传热模型

由于推力盘的高速转动, 带动气膜剪切耗能, 产生的热量一部分使气膜和各轴承元件升温, 另一部分通过复杂的传热路径扩散出去. 在特定工况下, 当温度达到稳定时, 气膜产生的热量与扩散到外界的热量相等. 由于气膜厚度很小, 所以热量主要通过顶箔侧和推力盘侧散发出去.

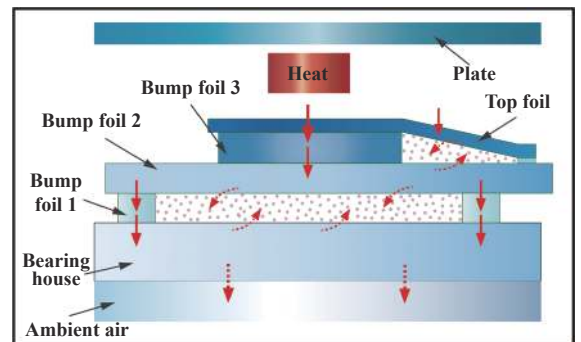
#### 1.4.1 顶箔侧传热模型

顶箔侧的传热分两种情况, 一种是箔片内无冷却气流的情况, 另一种为箔片内通入冷却气流的情况. 两种情况的传热路径如图2所示. 其中, 由于各箔片的厚度较其他方向的尺寸较小, 所以忽略其横向上的导热.

当箔片内未通入冷却气流时, 由气膜剪切效应产生的部分热量通过顶箔的热传导后, 一部分经过箔片3传导到箔片2, 另一部分通过箔片楔形区域的空气间隙传导到箔片2; 箔片2的热量一部分通过箔片1传导



(a) Without cooling flow



(b) With cooling flow

— Heat conduction      ..... Heat conduction

Fig. 2 Heat transfer paths near the top foil

图 2 顶箔侧传热路径

到轴承基座,另一部分通过箔片2和轴承基座之间的空气间隙传导到轴承基座;基座的热量则是通过基座与外界环境气体的自然热对流扩散出去。

当箔片内通入冷却气流时,由气膜进入顶箔的热量,一部分通过箔片3传导到箔片2,另一部分由于箔片楔形区域内冷却气流的强制对流而被带走;进入箔片2的热量一部分通过箔片1的热传导转移到轴承基座,另一部分被箔片2与轴承基座之间的冷却气流带走;轴承基座的热量则一部分通过与环境气体的自然对流扩散出去,另一部分被箔片2与基座间的冷却气流带走。

根据图2所示的顶箔侧传热路径,建立其导热的热阻模型,如图3所示:

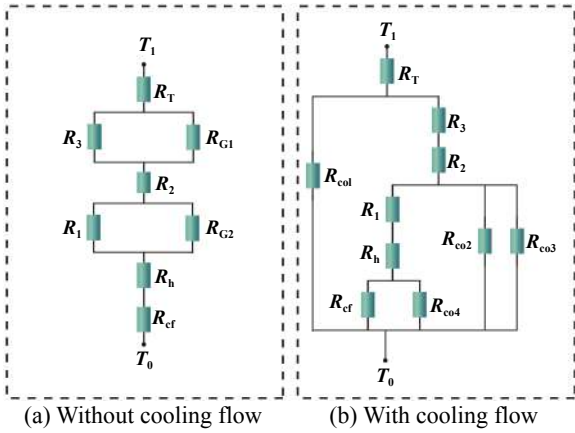


Fig. 3 Detailed heat transfer model near the top foil

图3 顶箔侧热阻模型

上图中 $T_1$ 为靠近顶箔的气膜温度值,各热阻的计算公式列于表1中.当没有冷却流时,顶箔侧的总热阻为

$$R_{tot} = R_T + \frac{1}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{G1}}} + R_2 + \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_{G2}}} + R_h + R_{cf} \quad (10)$$

表1 各热阻参数的计算

Table 1 Summary of thermal resistance formulas

Parameter	Formula	Description
$R_T$	$t_T/k_T A$	Thermal resistance of top foil
$R_1$	$t_1/k_1 A$	Thermal resistance of bump foil 1
$R_2$	$t_2/k_2 A$	Thermal resistance of bump foil 2
$R_3$	$t_3/k_3 A$	Thermal resistance of bump foil 3
$R_h$	$t_h/k_h A$	Thermal resistance of bearing housing
$R_{cf}$	$1/h_{cf} A$	Thermal resistance of free convection
$R_{co}$	$1/h_{co} A$	Thermal resistance of cooling flow
$R_G$	$t/k_a A$	Thermal resistance of air gap between top foil and housing without cooling flow

当箔片内部通入冷却流时,顶箔侧的总热阻可表示为

$$R_{tot} = R_T + \frac{1}{\frac{1}{R_{co1}} + \frac{1}{R_3 + R_2 + R_{x2}}} \quad (11)$$

式中:

$$R_{x2} = \frac{1}{\frac{1}{R_1 + R_h + R_{x1}} + \frac{1}{R_{co2}} + \frac{1}{R_{co3}}}$$

$$R_{x1} = \frac{1}{R_{cf} + R_{co4}}$$

在有冷却流的情况下,顶箔侧热阻将会较无冷却流情况的热阻更低,并且总热阻随着通入的冷却流量增大而下降。

表1中:

- $t$ —在传热方向的厚度;
- $k$ —材料的导热系数;
- $h$ —热对流系数;
- $A$ —传热面积;

当轴承温度达到稳定时,由气膜传进顶箔的热量将和顶箔侧传到外界的热量达到动态平衡状态.因此靠近顶箔侧的气膜温度梯度和顶箔侧总热阻将构成热平衡方程:

$$-k_a A \frac{\partial T_1}{\partial z} = \frac{T_0 - T_1}{R_{tot}} \quad (12)$$

经过无量纲化后得:

$$\bar{T}_1 + \gamma \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial \bar{z}} = 0 \quad (13)$$

上式中:  $\gamma = -\frac{k_a A R_{tot}}{h}$

### 1.4.2 推力盘传热模型

当轴承温度达到平衡之后,由气膜传向推力盘的热量,一部分通过推力盘的背面扩散出去;一部分向半径小的方向传导,并传到旋转轴上,最终扩散到外界;还有一部分从推力盘外径的圆柱面通过热对流方式扩散出去.由于推力盘的厚度相对较小,因此可将推力盘温度情况简化为沿径向分布的一维温度模型<sup>[16]</sup>.各节点温度可由下面平衡方程求得:

$$k_{a2} A_e \frac{\partial T}{\partial z} + k_d A_{c1} \frac{T_d(i+1) - T_d(i)}{\Delta r} - \frac{T_d(i) - T_0}{R_b} - k_d A_{c2} \frac{T_d(i) - T_d(i-1)}{\Delta r} = 0 \quad (14)$$

式中:  $k_{a2}$ 为气膜在靠近推力盘位置的导热系数;  $k_d$ 为推力盘导热系数;  $A_e$ 为气膜与推力盘的接触面积;  $A_{c1}$ ,

$A_{c2}$ 分别为节点*i*处和节点*i+1*处的横向截面面积;  $T_d$ 为推力盘温度;  $R_b$ 为沿推力盘背面传热热阻。

## 2 热特性分析

### 2.1 温度边界条件及计算流程

气体箔片推力轴承的气膜上层与推力盘直接接触, 下层与顶箔直接接触, 且气膜前端温度与楔形入口温度相等, 因此能量方程计算的边界条件为

$$\begin{cases} T(0, r, z) = T_{in} \\ T(\theta, r, h) = T_d \\ T(\theta, r, 0) = T_1 \end{cases} \quad (15)$$

式中:  $T_{in}$ 为楔形入口温度, 其值可由下式求得:

$$T_{in} = \frac{Q_{rec} T_{rec} + Q_{suc} T_{suc}}{Q_{rec} + Q_{suc}} \quad (16)$$

上式中:  $Q_{rec}$ 、 $T_{rec}$ 为循环气体的流量和温度;  $Q_{suc}$ 、 $T_{suc}$ 为楔形入口位置吸入气体的流量和温度。

根据叠片式气体箔片推力轴承的非等温气体 Reynolds方程及其能量方程, 并结合式(15)中的温度边界条件, 利用matlab可求出推力轴承的气膜温度分布情况, 计算流程如图4所示:

- (1)输入轴承结构尺寸和工作条件等初始参数;
- (2)求解Reynolds方程和箔片变形方程, 得到轴承气膜压力分布;
- (3)求解能量方程, 得到轴承气膜温度分布;
- (4)判断推力盘热量是否平衡;
- (5)根据轴承温度分布重新计算气体黏度, 并代入Reynolds方程中计算气膜压力分布;
- (6)Reynolds方程和能量方程不断循环迭代, 直到满足收敛精度条件;
- (7)得到气膜压力和温度分布。

### 2.2 轴承温度分布

根据表2所列的气体箔片推力轴承参数, 可预测出在特定工况下轴承的气膜压力和温度分布情况。

当工作转速为50 000 r/min, 轴承载荷为200 N, 环境温度为20 ℃, 大气压力为101.3 kPa时, 气膜压力的分布情况与箔片变形如图5和图6所示。

由图5~6可见, 每瓣上的气膜压力与箔片变形会出现两个峰值。这是因为每瓣弹性支承箔片在周向上刚度先降后升, 导致箔片变形量在中部更大, 两端较小, 并且双峰现象在低转速、小载荷情况下不会出现, 在高转速、高载荷工况下更为明显。另外, 从图5中可看出气膜压力在周向上具有周期分布规律, 所以在无特殊说明情况下, 后续分析结果都是指单瓣的预测结果。

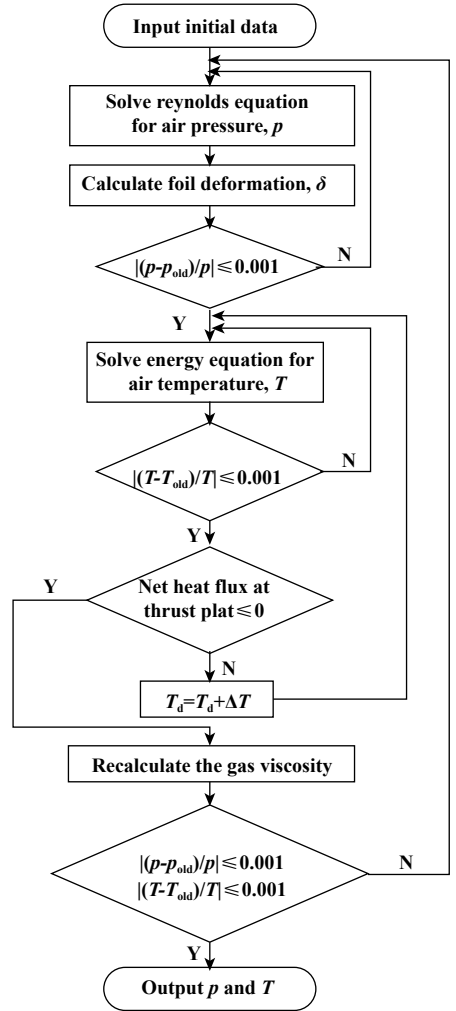


Fig. 4 Flow chart of computational scheme

图4 温度计算流程图

表2 气体箔片推力轴承主要参数

Table 2 Main parameters of the gas foil thrust bearing

Parameters	Specification	Unit
Pad number	10	
Inner diameter of bearing, $R_i$	25.4	mm
Outer diameter of bearing, $R_o$	50.8	mm
Top foil thickness, $t_T$	0.15	mm
Bump foil 1 thickness, $t_1$	0.2	mm
Bump foil 2 thickness, $t_2$	0.35	mm
Bump foil 3 thickness, $t_3$	0.4	mm
Young's modulus of foil structure	214 000	N/mm <sup>2</sup>
Thermal conduction coefficient of foil	16.9	W/(m·K)
Thermal conduction coefficient of housing	16.2	W/(m·K)

图7表示的是在半径方向上3层气膜的温度情况, 分别为靠近轴承外半径气膜层、气膜径向中间层、靠近轴承内半径气膜层, 由图7可知, 在半径较小的气膜层上温差越小, 并且随着半径增大, 气膜层上的高温区更为集中, 且向周向末端和顶箔侧移动。图8表示的



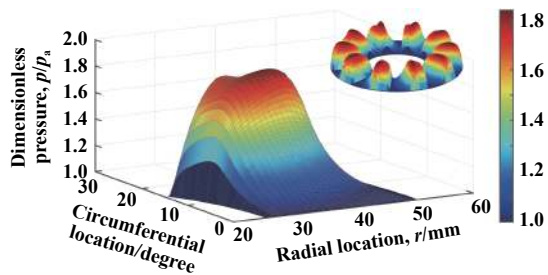


Fig. 5 Gas film pressure distribution  
图5 气膜压力分布图

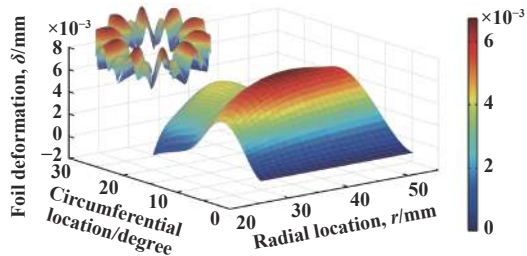
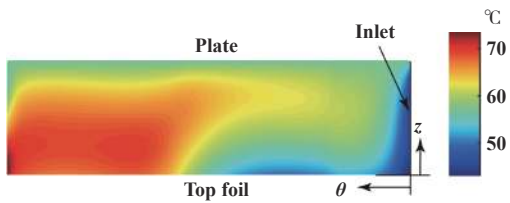
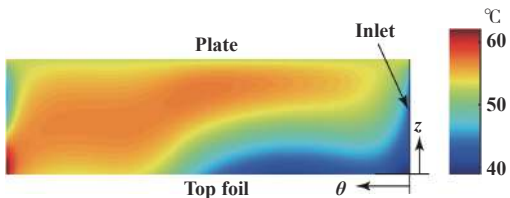


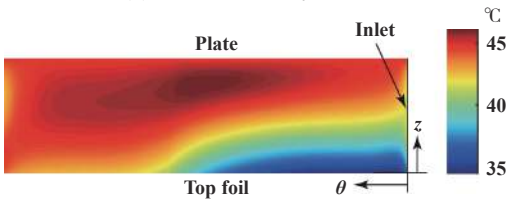
Fig. 6 Top foil deformation distribution  
图6 箔片变形分布



(a) Outer radius of the bearing

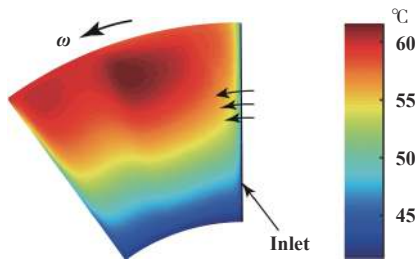


(b) Intermediate layer

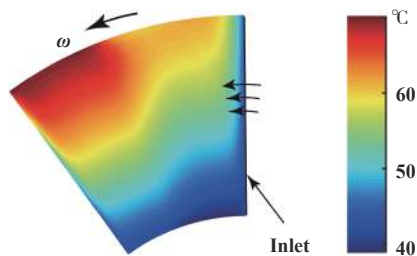


(c) Inner radius of the bearing

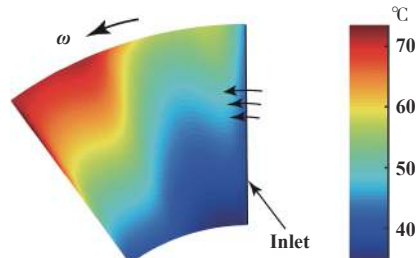
Fig. 7 Gas film temperature distribution in the radial direction  
图7 径向三层气膜温度分布



(a) Close to the thrust disk



(b) Intermediate layer



(c) Close to the top foil

Fig. 8 Gas film temperature distribution in the film thickness direction  
图8 膜厚方向3层气膜温度分布

增大趋势, 由于随着半径的增大, 气体线速度上升, 气膜剪切产热效果更明显. 另外, 沿着推力盘旋转方向, 靠近顶箔气膜层的温度升高现象明显, 而靠近推力盘气膜层的温升没有太大变化. 图9表示的是在圆周方向上3层气膜的温度情况, 分别是靠近周向末端气膜层、气膜周向中间层、靠近进气端气膜层, 从图9中可以看出, 沿着推力盘旋转方向, 气膜高温区向顶箔侧和半径更大处移动.

### 2.3 温度特性的参数化分析

为充分研究叠片式气体箔片推力轴承的温度特性, 将分析工作转速、轴承负载和冷却气流等多方面要素对叠片式气体箔片推力轴承温度分布的影响.

当载荷为200 N时, 推力盘温度分布情况与转动速度之间的关系如图10所示. 由图10可知推力盘温度在径向上先增加后减小, 最高温度靠近轴承外半径. 这是由于随着半径的增大, 气体线速度上升, 气膜剪切产热效果更明显导致气膜温度上升, 但在推力盘外

是在气膜厚度方向3层气膜的温度情况, 分别为靠近推力盘气膜层、气膜厚度中间层、靠近顶箔气膜层, 由图8可知, 虽然气膜厚度较小, 但沿膜厚方向仍存在一定温差. 由图8可见沿半径增大方向, 气膜温度整体呈

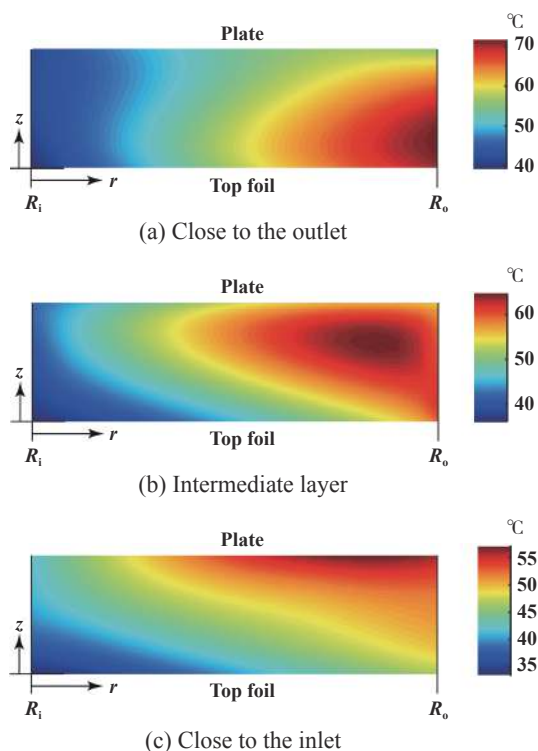


Fig. 9 Gas film temperature distribution in the circumferential direction  
图9 周向3层气膜温度分布

半径处, 部分热量从推力盘外径的圆柱面通过热对流方式扩散出去, 所以气膜温度会有所下降. 随着转速的增加, 推力盘温度不断升高, 且沿着半径增大方向不同转速之间的温度差值也会增大.

图11表示的是轴承温度与轴承载荷之间的关系, 转速为50 000 r/min, 其中取顶箔平均温度、气膜最高温度和推力盘平均温度作为分析参数. 从图中可以明显看出3个温度随着载荷的增大几乎呈线性递增; 当轴承载荷增大时, 气膜最高温度与其他两个温度的差值也在不断增大; 另外可以发现, 在低载荷时, 顶箔温

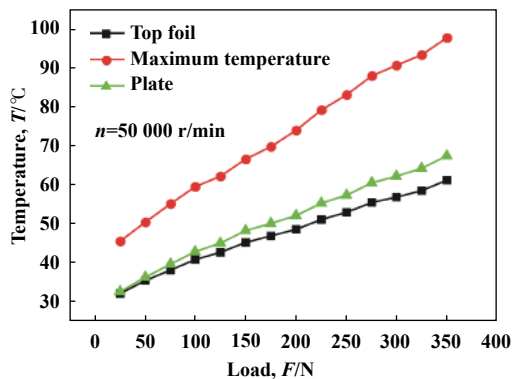


Fig. 11 Bearing temperature with respect to static load  
图11 轴承温度与载荷的关系

度与推力盘温度几乎相等, 当载荷增加时, 推力盘温度大于顶箔温度, 且载荷越大, 差值越大.

图12表示的是转速对轴承温度的影响, 载荷为200 N, 从图12中可以看出, 随着转速从30 000r/min增加到70 000 r/min, 气膜的剪切产热效果加剧, 各轴承元件温度都迅速上升, 且增速都略有增大; 顶箔与推力盘温度相差不大, 且随转速增加, 两个温度的差值几乎不变, 而这两个参数与气膜最高温度的差值则不断增加; 当转速从30 000 r/min上升到60 000 r/min时, 轴承最高温度上升了1倍左右, 可见转速对轴承温度的影响十分显著. 因此, 在对轴承进行设计的过程中, 应认真核算额定载荷与转速下的轴承温度, 避免因载荷过大或转速过高而引起过高的轴承温升, 进而损坏顶箔表面涂层, 导致轴承热失效. 此外, 从图7~9的分析中可知, 高温区域主要集中在轴承外半径靠近顶箔一侧, 因此可在顶箔上使用耐高温的固体自润滑涂层, 如聚四氟乙烯、二硫化钼和PS304, 可承受250 °C高温, 最高可达800 °C.

图13表示轴承温度随箔片内冷却气流量的变化

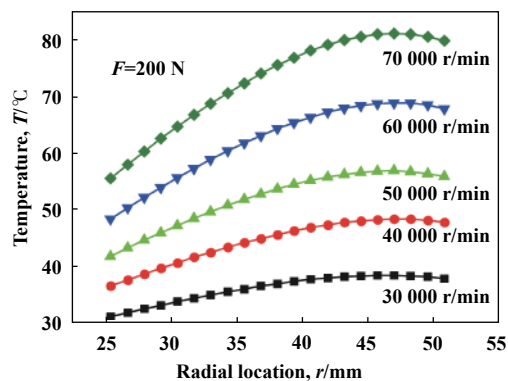


Fig. 10 Temperature distribution of thrust plate with respect to rotational speed  
图10 推力盘温度分布与转速的关系

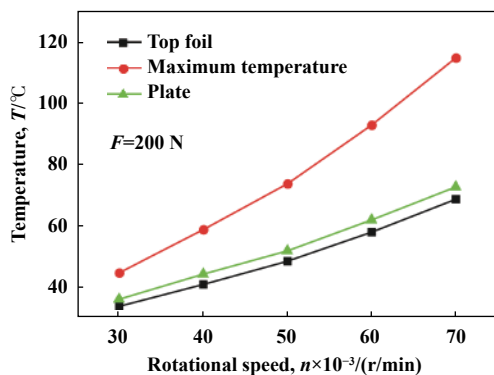


Fig. 12 Bearing temperature with respect to rotational speed  
图12 轴承温度与转速的关系

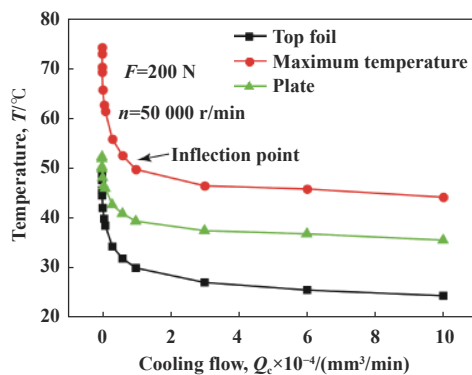


Fig. 13 Bearing temperature with respect to cooling flow

图 13 轴承温度与冷却气流量的关系

情况, 转速为 50 000 r/min, 载荷为 200 N. 计算结果表明, 在箔片结构中通入冷却气流能够大量带走气膜产生的热量, 显著降低轴承温度. 当冷却气体流量从 0 增大到 20 000  $\text{mm}^3/\text{min}$  时, 随着通入气体流量的逐渐增大轴承温度迅速下降, 当再进一步增大冷却气体流量时轴承温度逐渐趋于稳定, 即当冷却流量增加到一定大小时, 再增加流量将对轴承几乎没有进一步的冷却效果, 这是由于随着冷却流量的不断增加, 气流对轴承的冷却已达到饱和状态. 可见, 在工程应用中可通过在箔片结构中通入冷却气流的方法对叠片式气体箔片推力轴承进行温度控制, 并可通过计算确定最佳冷却气流量的范围, 如图 13 中曲线拐点位置处, 即可对轴承进行有效的降温处理, 又能避免造成不必要的能量损耗.

### 3 结论

为了研究叠片式气体箔片推力轴承的温度特性, 提出了相应的整套热特性模型, 包括气膜能量方程、各轴承元件的传热模型和稳定状态下的非等温可压缩气体 Reynolds 方程, 并运用数值仿真模拟的方法求出推力轴承气膜温度分布情况. 通过详细分析轴承温度分布特点及主要参数对轴承温度的影响, 获得如下结论:

a. 沿轴承半径增大方向, 气膜温度整体呈增大趋势; 沿着推力盘旋转方向, 靠近顶箔气膜层的温度升高现象明显, 而靠近推力盘气膜层的温升变化不大; 气膜高温区分布在较大半径、靠近周向末端、且接近顶箔侧的位置.

b. 当轴承载荷增大时, 各轴承元件温度呈线性增加; 且在低载荷时, 推力盘温度与顶箔温度接近, 增大载荷时, 推力盘温度大于顶箔温度, 且差值在增大.

c. 随着推力盘转速的增加, 各轴承元件的温度逐渐增加, 增速都略有增大; 且推力盘与顶箔的温差几乎与转速无关.

d. 往气体箔片推力轴承的箔片内通入冷却气流可以明显起到降温效果, 随着通入的冷却气流流量增加时, 各轴承元件温度先迅速下降, 后逐渐趋于平缓.

### 参考文献

- [1] Shu Xingjun, Xu Gang, Zhen Yueqing, et al. Engineering experimental investigation on the performance of large load capacity air foil bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42(4): 125–131 (in Chinese) [舒行军, 徐刚, 郑越青, 等. 大承载波箔型空气动压轴承性能的工程试验研究[J]. *润滑与密封*, 2017, 42(4): 125–131]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.04.024.
- [2] Xu Gang, Shu Xingjun, Zhen Yueqing, et al. Engineering application experimental investigation of air foil journal bearing[J]. *Bearing*, 2017(3): 31–35 (in Chinese) [徐刚, 舒行军, 郑越青, 等. 气体动压箔片径向轴承工程应用试验研究[J]. *轴承*, 2017(3): 31–35].
- [3] Emerson T P. Application of foil air bearing turbomachinery in aircraft environmental control systems[J]. *Control Systems*, 1978, 100(11): 111–111.
- [4] Walton J F, Heshmat H. Application of foil bearings to turbomachinery including vertical operation[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME*, 2002, 124(4): 1032–1041. doi: 10.1115/1.1392986.
- [5] Wang Wei, Li Xiaojiang, Zeng Qiang, et al. Stability analysis for fully hydrodynamic gas-lubricated protuberant foil bearing in high speed turbomachinery[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(8): 84–89 (in Chinese) [王伟, 李晓疆, 曾强, 等. 高速透平机械全金属鼓泡箔片动压气体轴承稳定性研究[J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(8): 84–89].
- [6] Childs D W. Discussion: “Advancements in the performance of aerodynamic foil journal bearings: high speed and load capability” (Heshmat, H., 1994, *ASME J. Tribol.*, 116, pp. 287–294)[J]. *Journal of Tribology*, 1994, 116(2): 294–294.
- [7] Heshmat H. Advancements in the performance of aerodynamic foil journal bearings: high speed and load capability[J]. *Journal of Tribology*, 1994, 116(2): 287–294. doi: 10.1115/1.2927211.
- [8] Dellacorte C. A new foil air bearing test rig for use to 700  $^{\circ}\text{C}$  and 70, 000 rpm[J]. *Tribology Transactions*, 1998, 41(3): 335–340. doi: 10.1080/10402009808983756.
- [9] Dellacorte C, Fellenstein J A, Benoy P A. Evaluation of advanced solid lubricant coatings for foil air bearings operating at 25 $^{\circ}$  and 500  $^{\circ}\text{C}$ [J]. *Tribology Transactions*, 1999, 42(2): 338–342. doi: 10.1080/10402009908982226.
- [10] Salehi M, Swanson E, Heshmat H. Thermal features of compliant foil bearings - theory and experiments[J]. *Journal of Tribology-*

- Transactions of the Asme, 2001, 123(3): 566–571. doi: [10.1115/1.1308038](https://doi.org/10.1115/1.1308038).
- [11] Peng Z C, Khonsari M M. A Thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(3): 534–541. doi: [10.1115/1.2197526](https://doi.org/10.1115/1.2197526).
- [12] Feng K, Kaneko S. Thermohydrodynamic study of multiwound foil bearing using lobatto point quadrature[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(2): 021702–021702. doi: [10.1115/1.3070579](https://doi.org/10.1115/1.3070579).
- [13] Feng K, Kaneko S. A Thermohydrodynamic sparse mesh model of bump-type foil bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(2): 022501–022501. doi: [10.1115/1.4007728](https://doi.org/10.1115/1.4007728).
- [14] Kim T H, San Andrés L. Thermohydrodynamic model predictions and performance measurements of bump-type foil bearing for oil-free turboshaft engines in rotorcraft propulsion systems[J]. Journal of Tribology, 2009, 132(1): 011701–011701-11.
- [15] Lee D, Kim D. Thermohydrodynamic analyses of bump air foil bearings with detailed thermal model of foil structures and rotor[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 021704–021704-12. doi: [10.1115/1.4001014](https://doi.org/10.1115/1.4001014).
- [16] Lee D, Kim D. Three-dimensional thermohydrodynamic analyses of rayleigh step air foil thrust bearing with radially arranged bump foils[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(3): 432–448. doi: [10.1080/10402004.2011.556314](https://doi.org/10.1080/10402004.2011.556314).
- [17] Lee D, Kim D, Sadashiva R P. Transient thermal behavior of preloaded three-pad foil bearings: modeling and experiments[J]. Journal of Tribology, 2011, 133(2): 021703–021703-11. doi: [10.1115/1.4003561](https://doi.org/10.1115/1.4003561).
- [18] Liu Liangjun. Theoretical considerations of hydrodynamic and thermal characteristics of gas foil thrust bearings[D]. Changsha: Hu Nan University. 2015(in Chinese) [刘良军. 弹性箔片气体动压推力轴承的静动态特性和热特性研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.].
- [19] Feng Kai, Deng Zhihong, Zhao Xueyuan, et al. Test on static and temperature characteristics of gas foil bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1394–1399 (in Chinese) [冯凯, 邓志洪, 赵雪源, 等. 箔片气体轴承静态特性和温度特性试验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1394–1399].
- [20] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647–655. doi: [10.1115/1.3254697](https://doi.org/10.1115/1.3254697).
- [21] Khonsari M M, Jang J Y, Fillon M. On the generalization of thermohydrodynamic analyses for journal bearings[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(3): 571–579. doi: [10.1115/1.2831576](https://doi.org/10.1115/1.2831576).
- [22] Dowson D, Hudson J D, Hunter B, et al. Paper 3: An experimental investigation of the thermal equilibrium of steadily loaded journal bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 1966, 181(2): 70–80. doi: [10.1243/PIME\\_CONF\\_1966\\_181\\_034\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_CONF_1966_181_034_02).



DOI: 10.16078/j.tribology.2018194

# 热对流条件下考虑球形夹杂分布的材料 热弹接触摩擦热影响分析

马力, 杨万友, 王家序, 黄彦彦\*, 周青华, 祝晋旋  
(四川大学空天科学与工程学院, 四川成都 610065)

**摘要:** 机械传动关键活动零部件接触副往往受到力载荷和摩擦热载荷的耦合作用, 使得接触界面间的接触力学行为的分析变得极其复杂. 利用基于等效夹杂方法建立的考虑热对流非均质材料热弹接触力学分析模型研究不同摩擦系数、夹杂位置和材料属性等参数对材料表面及内部温升及热应力分布影响规律. 此外, 进一步分析了接触副材料中含分布球形夹杂时摩擦热造成的影响. 结果表明: 接触副表面温升梯度受热对流系数的影响较大; 下表面温升和热应力随摩擦系数增大而增大; 分布夹杂则将接触副材料下表面温升及热应力分布变得更为复杂.

**关键词:** 热弹接触; 热对流; 摩擦热; 非均质材料; 等效夹杂方法

中图分类号: TB330.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0304-09

## Thermal Effects of Friction on Thermoelastic Contact between Heterogeneous Materials including Spherical Inclusions Considering Surface Heat Convection

MA Li, YANG Wanyou, WANG Jiaxu, HUANG Yanyan\*, ZHOU Qinghua, ZHU Jinxuan

(School of Aeronautics & Astronautics, Sichuan University, Sichuan Chengdu 610065, China)

**Abstract:** Contact pairs of mechanical transmission parts are usually subjected to coupled effects of both mechanical and frictional heating loads, which makes it extremely complicated to analyse mechanical behaviours of contact interface. A thermoelastic contact model considering heat convection of heterogeneous materials was established via equivalent inclusion method (EIM) and utilized to investigate influences of frictional coefficients, inclusion locations and material properties on temperature and thermal stress distributions on the surface or subsurface of material. In addition, thermal effects of friction on contact pairs material with embedded disperse spherical inclusions were analysed. The results show that surface temperature rise of contact pairs was influenced by coefficient of heat convection. Subsurface temperature rise and thermal stress of contact pairs increased as an augment of the friction coefficient. Temperature and thermal stress distributions in contact pairs material involving disperse inclusions were complicated in compared with a single inclusion case.

**Key words:** thermal contact; heat convection; frictional heating; heterogeneous material; equivalent inclusion method

Received 18 December 2018, revised 14 January 2019, accepted 28 January 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: yyashleyhuang@foxmail.com, Tel: +86-28-85404829.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China(51875373, 51435001), Aeronautical Science Foundation of China (20160219001), China Postdoctoral Science Foundation (2017M623026) and Fundamental Research Funds for the Central Universities (2017SCU12021).

国家自然科学基金项目(51875373、51435001), 航空科学基金项目(20160219001), 中国博士后科学基金(2017M623026)和中央高校基本科研业务费(2017SCU12021)资助.

齿轮、轴承和凸轮等机械传动零部件接触界面往往受到力载荷和摩擦热载荷的耦合作用, 其接触副力学行为及材料力学性能受到严重影响<sup>[1]</sup>. 此外, 工程材料不可避免地含有夹杂物、杂质和裂纹等缺陷, 在耦合载荷作用下将产生应力集中和表面变形不协调等不利条件, 进一步影响传动零部件的接触性能、材料力学性能和传动平稳性, 甚至产生接触疲劳失效<sup>[2-3]</sup>.

对于机械传动零部件中的接触问题, 无论是学术界和工程界都给予了极大关注, 并开展了许多相关研究和建立了许多接触力学数值分析模型. 在所有的接触力学数值分析方法中, 有限元法(Finite Element Method, FEM)因其通用性和易于操作变得最为常用. Holmberg等<sup>[4]</sup>对TiN和DLC涂层材料接触时的摩擦学行为进行三维FEM建模和应力分析. Liu等<sup>[5]</sup>利用FEM开展了滚动接触载荷作用下火车轮轨下表面的裂纹扩展研究. 赵等<sup>[6]</sup>基于FEM, 建立了弹塑性单峰接触模型, 并将其扩展到了三维粗糙面接触问题中. 类似的研究在文献[7-8]中也有报道. 然而, 有限元法存在如耗时长、难收敛和结果过度依赖网格尺寸和类型等缺点<sup>[9-10]</sup>. 为了克服有限元法存在的问题, Liu等<sup>[11]</sup>通过在半解析法(Semi-analytical method, SAM)中引入离散卷积-快速傅里叶变换(Discrete Convolution and Fast Fourier Transform, DC-FFT)方法来加速求解过程, 以提高效率. 基于Liu等<sup>[11]</sup>的工作, 其他的学者们提出了许多基于半解析法的接触力学分析模型. 如Zhou等<sup>[12]</sup>提出了含夹杂材料接触力学分析模型并研究了接触载荷作用下多夹杂材料弹性场分布规律. Zhou等<sup>[13]</sup>基于等效夹杂方法发展了一个考虑粗糙面和材料微观结构的接触模型, 并分析了不同夹杂属性和粗糙面对接触性能的影响. Yang等<sup>[14]</sup>发展了Zhou等<sup>[13]</sup>接触模型, 并开展了分布杂质和粗糙面对非均质材料下表面体积应力积分的影响, 以分析其滚动接触疲劳性能. 类似的研究在文献[15-16]中也有报道.

然而, 上述研究只考虑非均质材料弹性接触问题, 对摩擦热影响未开展研究. 近来, Zhang等<sup>[17]</sup>推导了多层材料的热弹场的频率响应函数, 并建立了多层材料的热弹接触模型, 但该模型并不能模拟含夹杂非均质材料的热弹场分布. 此外, Liu等<sup>[18]</sup>提出了非均质材料点接触情况下的温升分布求解模型, 但是在其模型中, 计算域单边长度是接触半径的22倍, 极大地影响了计算效率. Yang等<sup>[19]</sup>建立了滑动球与含多球形杂质均质材料的热弹接触模型, 并利用其模型分析了不同杂质参数和不同工况条件对非均质材料滚动接

触疲劳性能的影响. 本文作者基于Yang等<sup>[19]</sup>提出的非均质材料热弹接触力学分析模型, 进一步考虑了材料表面与外部环境之间的热对流条件, 以期分析结果更贴近工程实际. 本文的模型采用数值化等效夹杂方法(亦即半解析法)求解非均质材料的扰动应力场和温度场, 并利用DC-FFT算法提高求解效率<sup>[11]</sup>. 摩擦热作为传动接触副运动过程中的伴随载荷, 掌握其对机械零部件接触性能的影响机制具有一定的工程应用价值.

## 1 考虑表面热对流的非均质材料热弹接触模型

### 1.1 接触模型简介

如图1所示, 笛卡尔坐标系中, 半无限体基体材料表面位于 $x-y$ 平面,  $z$ 轴正方向指向基体内部. 基体材料中分布有直径为 $d$ 的球形夹杂, 球心位于 $z$ 轴且到表面的距离为 $h$ . 一半径为 $R$ 的球受到法向载荷 $P$ 和切向载荷 $S(S=fP, f$ 为摩擦系数)作用与基体接触于 $O$ 点, 并以速度 $v_s$ 沿着 $x$ 轴方向滑动.  $K_{ij}^*$ 、 $E_i$ 和 $\nu_i$ 分别表示杂质的热传导系数、弹性模量和泊松比, 基体和滑动球的热传导系数、弹性模量和泊松比可将相应上标/下标“\*”或“i”改写为“m”和“b”得到.  $q$ 为滑动球在基体材料表面滑动时产生的摩擦热, 可由式(1)计算.

$$q = f \cdot P \cdot v_s \quad (1)$$

在本文所提模型中, 假设所有的摩擦热都流入到滑动球( $q_2$ )和基体( $q_1$ )中, 没有热量损失. 此外, 该模型中还做了以下假设: 1) 所有的热分析都是在稳态时进行; 2) 球杂质之间不重叠; 3) 为了避免滑动球和基体各自热对流带来的相互影响, 滑动球非接触区设置为绝热边界.

图2给出了本文中所采用热弹接触力学模型的求

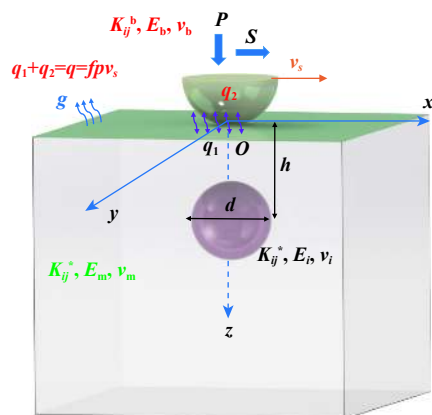


Fig. 1 A thermoelastic contact model considering both mechanical and thermal loads of material inhomogeneity

图1 考虑材料夹杂的热弹接触模型

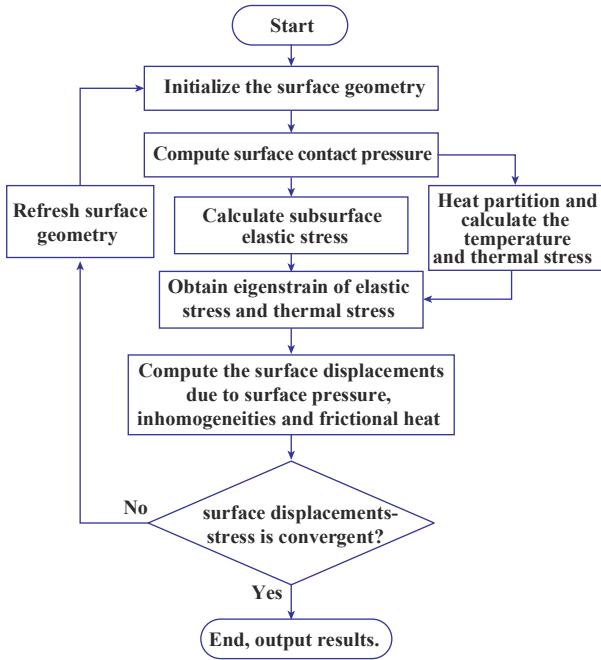


Fig. 2 Flowchart of solving thermoelastic contact considering both mechanical and thermal loads  
图2 热弹接触求解流程示意图

解过程. 具体求解过程为进行表面形貌的初始化, 进一步利用赫兹接触预估接触压力和接触区大小. 得到初始接触压力后, 一方面计算接触副材料下表面弹性应力, 另一方面将由表面压力产生的摩擦热通过文献[1]中的方法分配给两个接触体, 并进行下表面温升和热应力计算. 然后通过等效夹杂方法<sup>[20]</sup>计算由弹性应力和热应力产生的本征应变. 基于此, 再求解由表面压力、本征应变和摩擦热导致的表面变形. 最后, 判断表面位移与应力是否收敛. 若收敛, 则结束程序输出结果; 若不收敛, 则重复上述过程直至收敛. 关于该模型具体详情可参见文献[19], 在此不再赘述.

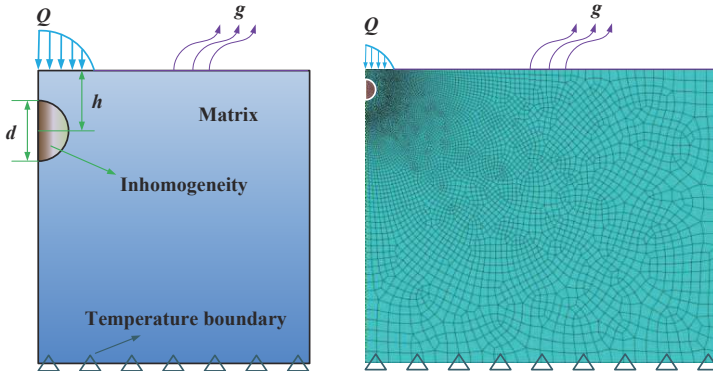


Fig. 3 2D axisymmetric finite element model of heterogeneous material including a spherical inhomogeneity for steady state heat conduction  
图3 含单一球形杂质非均质材料二维有限元对称稳态热传导模型

### 1.2 考虑热对流条件的热传导模型验证

在Yang等<sup>[19]</sup>的研究工作中, 假设两接触体除接触区之外都是绝热的. 然而在某些特定工况下, 热对流严重影响温度分布, 且绝热边界条件在需冷却的切削加工中并不合理<sup>[17]</sup>. 根据文献[21], 均质材料考虑热对流边界条件时接触体表面热通量可用式(2)表示.

$$Q_n(x, y) = \begin{cases} Q & \text{for } (x, y) \in S \\ -gT & \text{for } (x, y) \notin S \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $Q$ 为施加在接触区域 $S$ 上的热通量,  $g$ 为表面传热系数,  $T$ 为表面温升. 上式中表面温升 $T$ 包含于表面热通量 $Q_n$ , 而表面热通量 $Q_n$ 又决定基体材料温升(包含表面温升 $T$ ). 因此, 需求解关于温升 $T$ 的如下线性方程组, 见式(3).

$$T^{mn} + \sum_{(i,j) \notin S} \sum g T^{(i,j)} D^{(m-i)(n-j)} = \sum_{(i,j) \in S} \sum Q^{(i,j)} D^{(m-i)(n-j)} \quad (3)$$

$(m, n) \in \text{表面}$

式中:  $D$ 为温升分布影响系数. 利用LU分解, 可求得表面温升 $T$ , 然后根据式(2)得到表面热通量. 由此, 可进一步求得考虑热对流条件下温升场和热应力场.

为了验证所提方法的有效性, 此处采用有限元法来进行对比验证. 图3为对称有限元模型(ABAQUS), 施加热通量为 $Q = 1000 \sqrt{r^2 - x^2 - y^2} \text{ W}$ ,  $r$ 为接触半径, 表面传热系数 $g$ 为 $200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ , 半径为 $d = r$ 的球形杂质中心到表面距离 $h = r$ . 模型计算区域大小设定为 $6r \times 6r \times 3r$ , 等距离散为 $128 \times 128 \times 64$ 个网格点. 其余分析参数设定列于表1中.

图4(a~b)为有限元法和本文所提方法计算得到的下表面温升分布, 对比文献[19]中未考虑热对流影响的结果, 温升数值上发生了一定的减小. 而且, 从温升分布云图来看, 图4中结果充分说明了热对流对表面

表1 模型参数和相关材料属性

Table 1 Parameters and material properties in simulation

Parameters and material properties	Specification
Young's moduli of the matrix, ball, $E_m, E_b/\text{Pa}$	$2.1 \times 10^{11}$
Poisson's ratios of the matrix, ball and inhomogeneity, $\nu_m, \nu_b, \nu_i$	0.3
Thermal conductivities of the matrix and ball, $K^m_{ij}, K^b_{ij}/[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$	50.2
Thermal expansion coefficients of the matrix, ball and inhomogeneity, $\alpha_m, \alpha_b, \alpha_i/[\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$	$1.17 \times 10^{-2}$
Thermal diffusivities of the matrix, ball and inhomogeneity, $\kappa_m, \kappa_b, \kappa_i/(\text{m}^2/\text{s})$	$10^{-4}$
Convection heat transfer coefficient of the matrix surface, $g/[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$	200
Characteristic length, $l/\text{m}$	$10^{-3}$
Sphere radius, $R/\text{mm}$	$1.5 \times 10^{-2}$
Friction coefficient, $f$	$10^{-1}$
Diameter of the inhomogeneity, $d/\text{m}$	$10^{-4}$
Depth of the inhomogeneity, $h/\text{m}$	$10^{-4}$
Sliding velocity, $v_s/(\text{m}/\text{s})$	1
Normal load, $W/\text{N}$	10

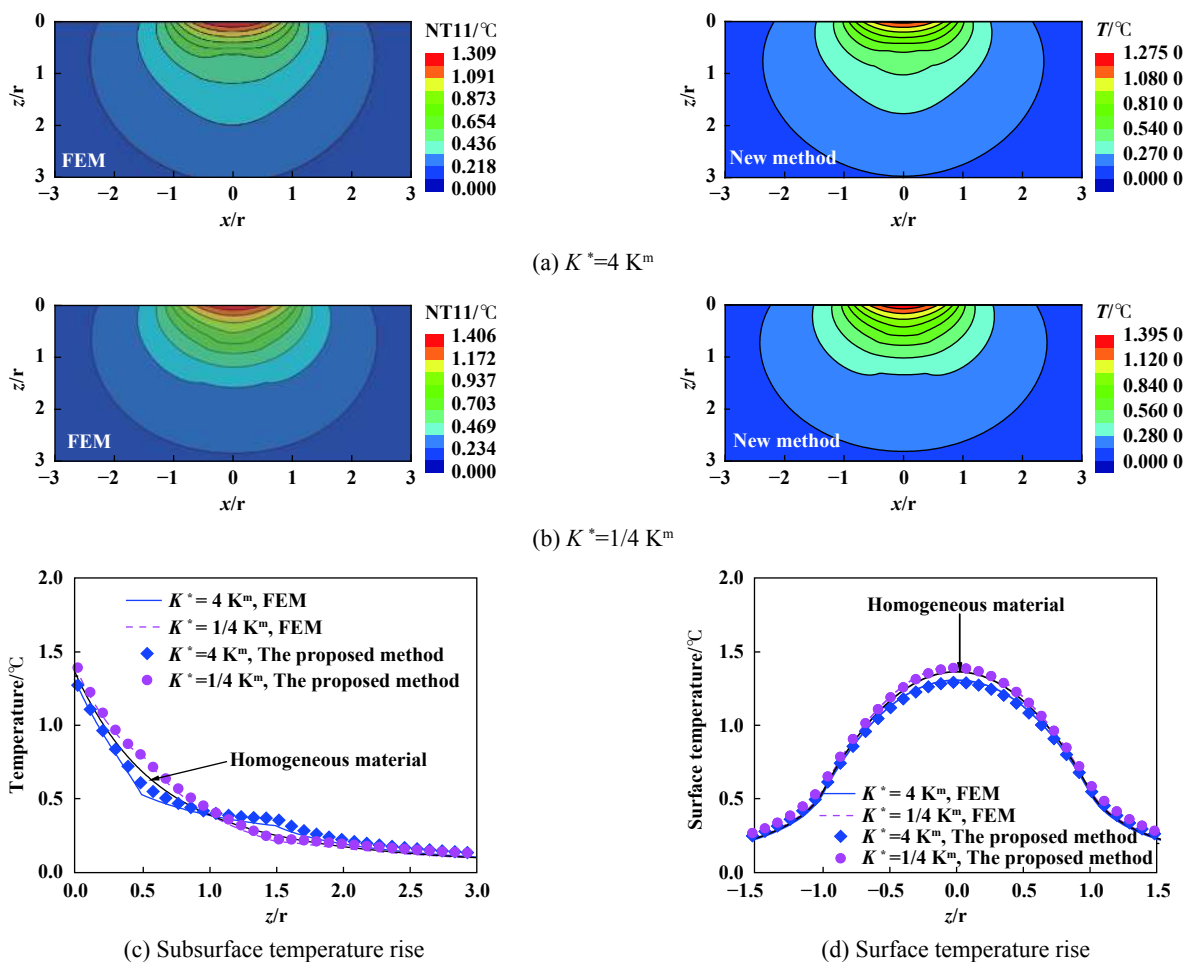


Fig. 4 Subsurface and surface temperature rise distribution of heterogeneous material including a spherical inhomogeneity

图4 含单一球形杂质非均质材料下表面温升分布和表面温升分布

温升梯度有着较大影响。图4(c)和图4(d)分别为由上述两种方法得到的沿z轴温升和表面温升分布数据。无论从温升云图分布还是数值方面,均表明本文方法结果与有限元能够较好地吻合,从而验证了本文中所提方法的有效性。

## 2 含单球形杂质材料热弹接触摩擦热影响参数化分析

利用上述考虑热对流的非均质材料热弹接触力学模型来研究不同摩擦系数、杂质深度及材料属性等



参数时的含单球形杂质材料表面/下表面温升、热应力分布规律,从而阐明热弹接触时由摩擦热带来的影响.

### 2.1 热对流系数

杂质材料参数设定如下: $E_i=E_m, K^*=4K^m, K^*=1/4K^m$ . 其余参数参见表1. 设定表面热对流系数分别为0、100、200和400,研究热弹接触时非均质材料表面及内部温升变化规律. 图5(a)为不同表面热对流系数时基体表面温升分布,图中曲线表明,随着表面热对流系数的增大,基体表面温升逐渐减小. 在滑动方向上,接触区前方区域受对流系数影响造成的表面温升差异显著小于接触区后方区域,原因是接触区前方是滑动球还未到达的区域,因此不同热对流系数时摩擦热产生的表面/下表面温升相近且小于接触区后方,如图5(b)所示,故而产生此差异. 图5(b)为不同表面热对流系数时基体材料下表面温升分布. 将其云图数值调至同一刻度标准后,可以发现随着表面热对流系数的增大,接触区之外的近表层温升梯度逐渐增大.

### 2.2 摩擦系数

杂质材料参数同上例,滑动球和基体接触界面间

摩擦系数 $f$ 分别为0.10和0.25时,计算得到热弹接触下含单球形杂质材料下表面温升、Von Mises热应力分布如图6所示. 图6(a)为摩擦系数 $f$ 分别为0.1和0.25时含不同杂质材料基体下表面温升分布,从图中可以看出,不同热传导系数杂质对基体温升分布都造成一定的扰动,然而不同摩擦系数对下表面温升的分布规律改变较小,只改变了其数值大小. 图6(b)为图6(a)对应的基体下表面Von Mises热应力分布. 由于不考虑杂质与基体之间弹性模量差异时,热应力主要取决于温度分布,因此,此处可得到与图6(a)中类似的结论.

### 2.3 杂质材料属性

杂质材料参数设定如下: $E_i=2E_m$ (硬杂质), $E_i=1/2E_m$ (软杂质), $K^*=4K^m, K^*=1/4K^m$ . 图7(a)为不同杂质材料时基体下表面沿z轴Von Mises热应力分布. 硬、软杂质都会对基体Von Mises热应力场造成扰动,且硬杂质内部即周边Von Mises热应力明显大于基体为均质材料时的情况,而软杂质与硬杂质产生的结果相反. 当杂质为硬杂质时,不同热传导系数造成基体下表面Von Mises热应力分布差异较大,然而对于软杂

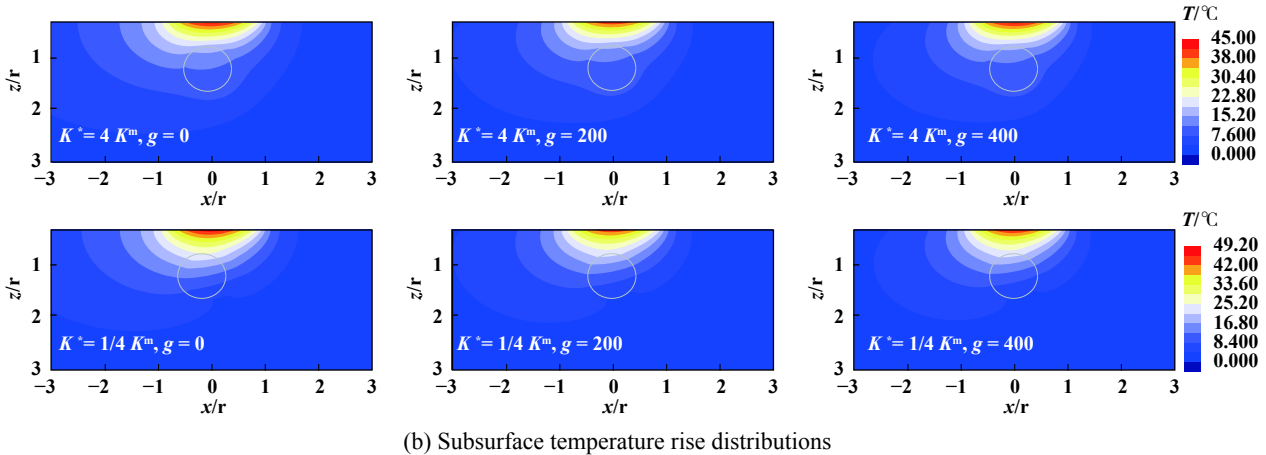
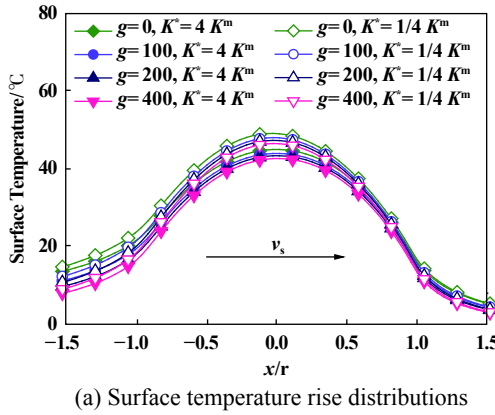
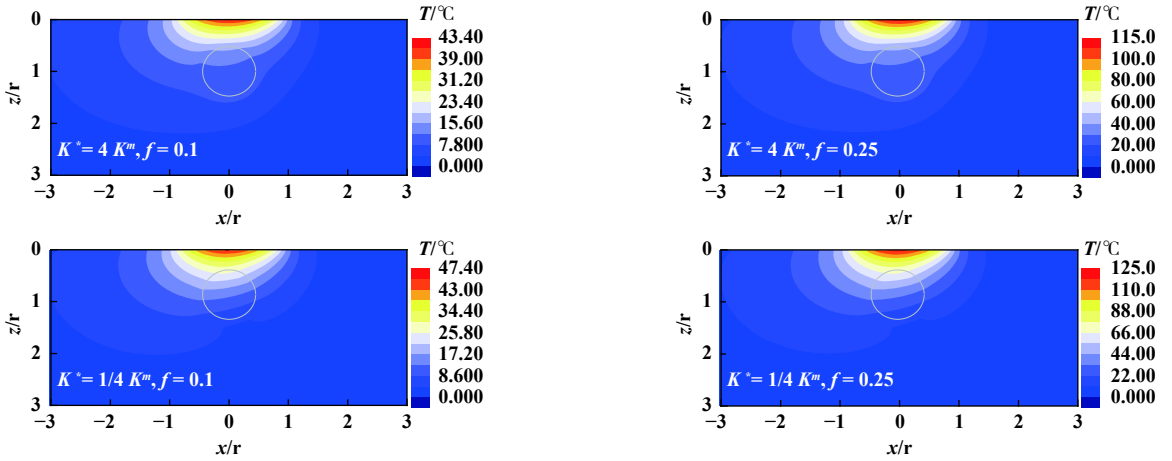
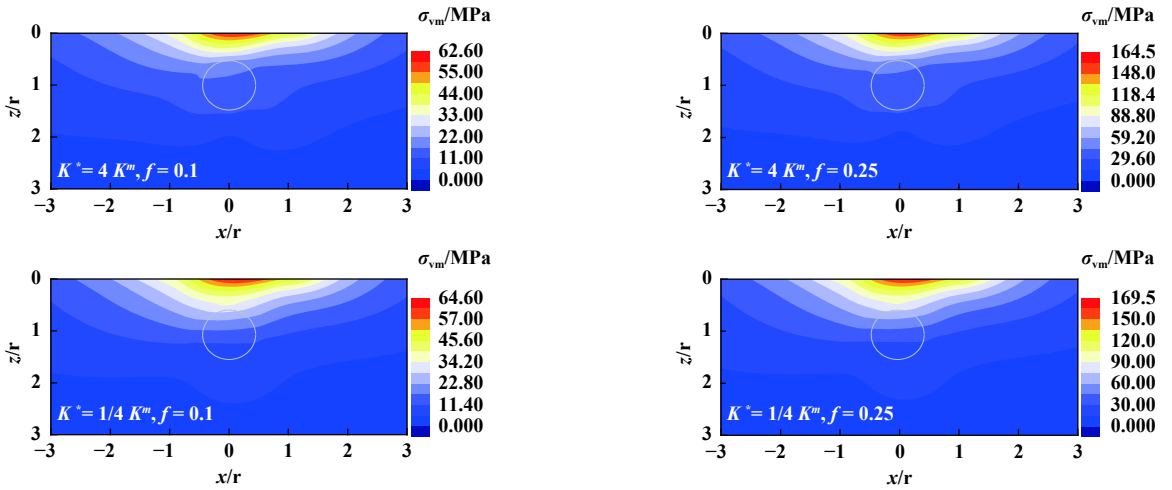


Fig. 5 Surface/subsurface temperature rise distributions with surface heat convection coefficients

图 5 不同表面热对流系数时表面/下表面温升分布



(a) Subsurface temperature rise distributions



(b) Subsurface Von Mises thermal stress distributions

Fig. 6 Surface/subsurface temperature rise and thermal stress distributions with frictional coefficients

图 6 不同摩擦系数时表面/下表面温升、热应力分布

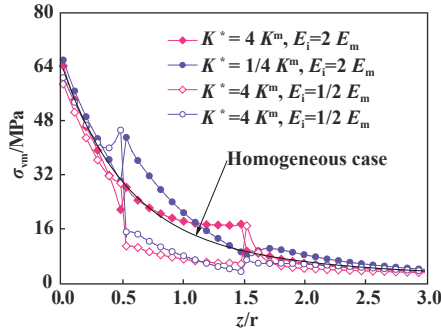
质, 不同热传导系数造成较小的基体下表面 Von Mises 热应力分布差异. 图 7 (b) 为不同杂质材料时基体下表面 Von Mises 热应力云图, 与图 6 (b) 中不考虑杂质与基体弹性模量差异时的热应力 Von Mises 热应力云图相比, 可看出考虑杂质弹性模量时产生的热应力扰动更为显著, 尤其是杂质内部热应力分布, 其与基体热应力场之间的分界更为明显, 即在分界处造成了更大的应力突变, 容易导致应力集中、裂纹, 使材料性能退化甚至失效. 此外, 硬杂质较软杂质产生更大的 Von Mises 热应力.

### 3 含分布杂质材料热弹接触摩擦热影响

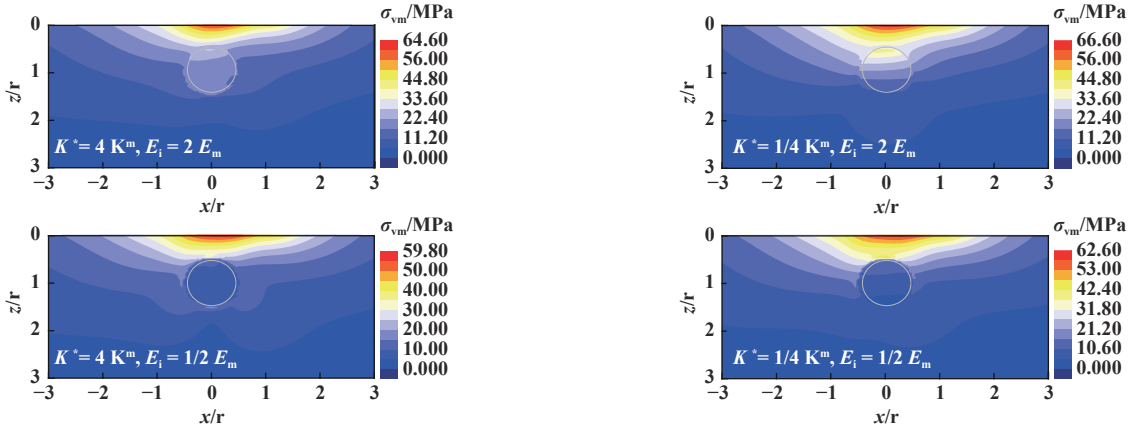
对于分布杂质问题, 本算法得到的分析结果考虑了杂质之间的相互作用. 杂质阵列分布模型如图 8 (a) 所示. 直径  $d = 0.6 r$  的杂质呈  $3 \times 3 \times 3$  等距阵列分布, 中

间一列球心位于  $z$  轴, 表层球心距接触表面  $h = 0.6 r$ , 两球心之间的距离  $l = 0.8 r$ . 图 8 (b~c) 为杂质材料为  $E_i = 2E_m$ ,  $E_i = 1/2E_m$ ,  $K^* = 20K^m$  和  $K^* = 1/20K^m$  时下表面温升或 Von Mises 热应力分布. 从图 8 (b~c) 中可以看出, 分布杂质对下表面温升和热应力场造成的扰动更为复杂. 同样地, 基体所含杂质热传导系数较小时产生更高的下表面温升值; 硬杂质会产生较大的应力集中, 形成更高的 Von Mises 热应力.

工程材料中的杂质往往随机分布, 利用本文中所提算法可模拟含随机分布杂质材料热弹接触问题中摩擦热导致的下表面温升和热应力分布. 图 9 给出了一组 200 个同种材料 ( $E_i = 2E_m$ ,  $K^* = 20K^m$ ,  $d = 0.2 r$ ) 随机分布模型和计算得到的基体下表温升和热应力分布. 图 9 结果表明: 靠近接触表面的杂质对温升和热应力场都会产生较严重的扰动, 甚至可能造成应力集



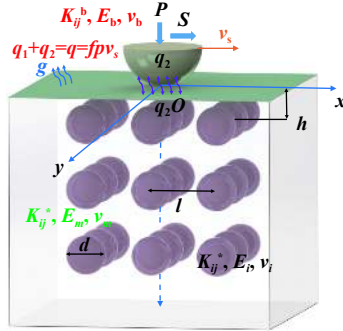
(a) Von Mises thermal stress along  $z$  axis



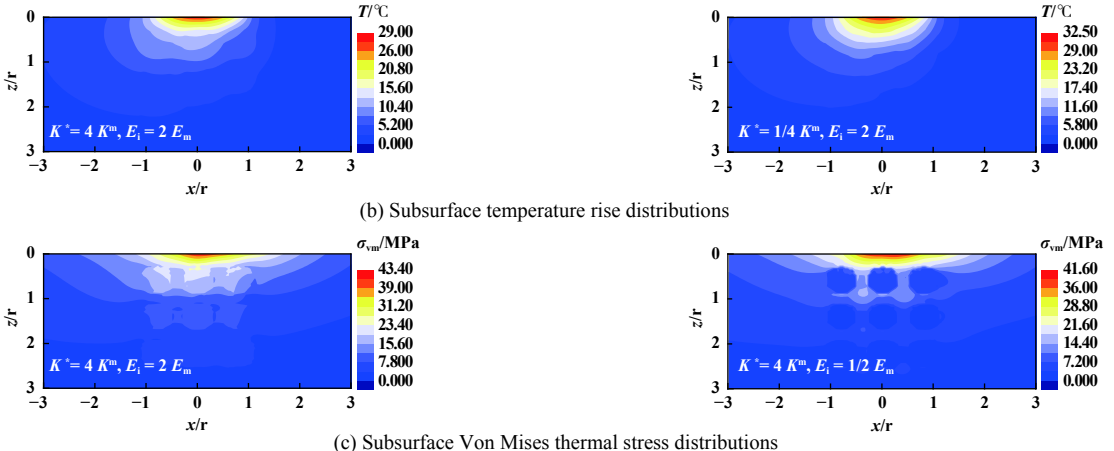
(b) Subsurface Von Mises thermal stress distributions

Fig. 7 Subsurface thermal stress distributions with different inhomogeneity material properties

图7 不同杂质材料属性时下表面热应力分布



(a) A coupled contact model of heterogeneous material involving  $3 \times 3 \times 3$  arrayed spherical inclusions

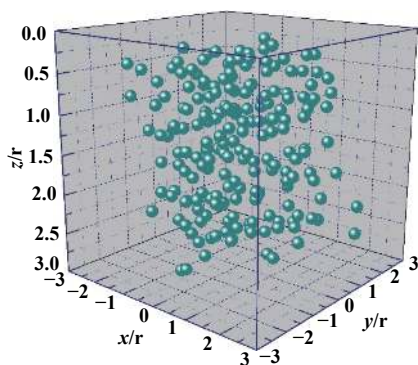


(b) Subsurface temperature rise distributions

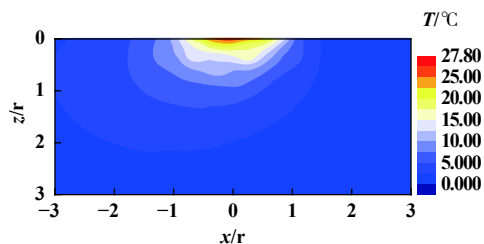
(c) Subsurface Von Mises thermal stress distributions

Fig. 8 Subsurface temperature rise and thermal stress distributions with  $3 \times 3 \times 3$  arrayed spherical inclusions

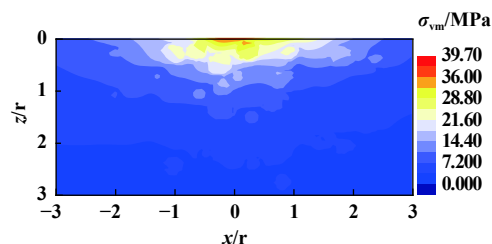
图8 阵列分布杂质下表面温升及热应力分布



(a) Model of heterogeneous material with embedded randomly distributed spherical inclusions



(b) Subsurface temperature rise distribution



(c) Subsurface Von Mises thermal stress distribution

Fig. 9 Subsurface temperature rise and thermal stress distributions with randomly distributed spherical inclusions

图9 随机分布杂质下表面温升及热应力分布

中, 而位置较深的杂质则对温升和热应力场产生的影响较小。

## 4 结论

a. 随着表面热对流系数的增大, 基体材料表面温升逐渐减小, 接触区外区域近表层温升梯度逐渐增大; 在滑动方向上, 接触区前方区域表面温升受热对流系数的影响显著小于接触区后方区域。

b. 随着摩擦系数的增大, 非均质基体材料下表面温升和热应力逐渐增大, 且热应力分布主要取决于温升分布。

c. 不考虑杂质与基体弹性模量差异时, 热应力场主要由温升分布决定, 且杂质热传导系数对热应力场有一定影响。当考虑杂质与基体弹性模量差异时, 硬杂质内部及周围Von Mises热应力大于基体为均质材料时的情况, 而软杂质则结果相反。

d. 考虑杂质之间相互作用时, 分布杂质对基体下表面温升及热应力场扰动更为复杂。当杂质更靠近表面时, 更容易造成热应力集中, 从而影响材料的接触性能。

## 参考文献

[1] Chen W W, Wang Q J. Thermomechanical analysis of elastoplastic

bodies in a sliding spherical contact and the effects of sliding speed, heat partition, and thermal softening[J]. ASME Journal of Tribology, 2008, 130(4): 041402. doi: 10.1115/1.2959110.

[2] Zhou Qinghua, Wang Jiayu, Yang Yong, et al. Influence of reinforcements on the contact performance of composites[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2017, 34(2): 389-399 (in Chinese) [周清华, 王家序, 杨勇, 等. 增强体对复合材料接触性能的影响[J]. 复合材料学报, 2017, 34(2): 389-399].

[3] Zhao Pengfei, Wang Yuhong, Zhang Xinyun, et al. Mechanical properties of the ZL205A alloy of porosity defect[J]. Equipment Environmental Engineering, 2017, 14(8): 88-94 (in Chinese) [赵朋飞, 王育红, 张新运, 等. 含疏松缺陷的ZL205A合金力学性能研究[J]. 装备环境工程, 2017, 14(8): 88-94].

[4] Holmberg K, Ronkainen H, Laukkanen A, et al. Tribological analysis of TiN and DLC coated contacts by 3D FEM modelling and stress simulation[J]. Wear, 2008, 264(9-10): 877-884. doi: 10.1016/j.wear.2006.12.084.

[5] Liu Y, Liu L, Mahadevan S. Analysis of subsurface crack propagation under rolling contact loading in railroad wheels using FEM[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2007, 74(17): 2659-2674. doi: 10.1016/j.engfracmech.2007.02.012.

[6] Zhao Bo, Dai Xudong, Zhang Zhinan, et al. Single asperity contact and its use for fractal surface contact[J]. Tribology, 2014, 34(2): 217-224 (in Chinese) [赵波, 戴旭东, 张执南, 等. 单峰接触研究及其在分形表面接触中的应用[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(2): 217-224]. doi: 10.16078/j.tribology.2014.02.001.



- [7] Yue T, Wahab M A. Finite element analysis of fretting wear under variable coefficient of friction and different contact regimes[J]. *Tribology International*, 2017, 107: 274–282. doi: [10.1016/j.triboint.2016.11.044](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.044).
- [8] Gao Binchao, Meng Xiangkai, Li Jiyun, et al. Thermal-mechanical coupled finite element model and seal performance analysis of mechanical seals[J]. *Tribology*, 2015, 35(5): 550–556 (in Chinese) [高斌超, 孟祥铠, 李纪云, 等. 机械密封热力耦合有限元模型与密封性能分析[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(5): 550–556]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.05.006](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.05.006).
- [9] Zhou Q, Jin X, Wang Z, et al. An efficient approximate numerical method for modeling contact of materials with distributed inhomogeneities[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2014, 51(19-20): 3410–3421. doi: [10.1016/j.ijsolstr.2014.06.005](https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2014.06.005).
- [10] Jacq C, Nelias D, Lormand G, et al. Development of a three-dimensional semi-analytical elastic-plastic contact code[J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(4): 653–667. doi: [10.1115/1.1467920](https://doi.org/10.1115/1.1467920).
- [11] Liu S, Wang Q, Liu G. A versatile method of discrete convolution and FFT (DC-FFT) for contact analyses[J]. *Wear*, 2000, 243(1–2): 101–111.
- [12] Zhou K, Chen W W, Keer L M, et al. Multiple 3D inhomogeneous inclusions in a half space under contact loading[J]. *Mechanics of Materials*, 2011, 43(8): 444–457. doi: [10.1016/j.mechmat.2011.02.001](https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2011.02.001).
- [13] Zhou Q, Jin X, Wang Z, et al. Numerical EIM with 3D FFT for the contact with a smooth or rough surface involving complicated and distributed inhomogeneities[J]. *Tribology International*, 2016, 93: 91–103. doi: [10.1016/j.triboint.2015.09.001](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.09.001).
- [14] Yang W, Huang Y, Zhou Q, et al. Parametric study on stressed volume and its application to the quantification of rolling contact fatigue performance of heterogeneous material[J]. *Tribology International*, 2017, 107: 221–232. doi: [10.1016/j.triboint.2016.11.034](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.034).
- [15] Zhou Q, Wang J, Wan Q, et al. Numerical analysis of the influence of distributed inhomogeneities on tangential fretting[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2017, 231(10): 1350–1370. doi: [10.1177/1350650117693420](https://doi.org/10.1177/1350650117693420).
- [16] Yu C, Wang Z, Wang Q J. Analytical frequency response functions for contact of multilayered materials[J]. *Mechanics of Materials*, 2014, 76: 102–120. doi: [10.1016/j.mechmat.2014.06.006](https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2014.06.006).
- [17] Zhang H, Wang W, Zhang S, et al. Semi-analytical solution of three-dimensional steady state thermoelastic contact problem of multilayered material under friction heating[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 127: 384–399. doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2018.02.006](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.02.006).
- [18] Liu Y, Wang W, Zhang H, et al. Solution of temperature distribution under frictional heating with consideration of material inhomogeneity[J]. *Tribology International*, 2018, 126: 80–96. doi: [10.1016/j.triboint.2018.04.027](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.04.027).
- [19] Yang W, Zhou Q, Huang Y, et al. A thermoelastic contact model between a sliding ball and a stationary half space distributed with spherical inhomogeneities[J]. *Tribology International*, 2019, 131: 33–44. doi: [10.1016/j.triboint.2018.10.023](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.10.023).
- [20] Eshelby J D. The elastic field outside an ellipsoidal inclusion[J]. *Proceedings of the Royal Society of London*, 1959, 252(1271): 561–569.
- [21] Carslaw H S, Jaeger J C. *Conduction of heat in solids*(Second edition) [M]. London: Oxford University Press, 1959.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018095

# 高速涡轮泵机械密封端面温度变化规律研究

彭旭东<sup>1,2\*</sup>, 金杰<sup>1</sup>, 李定<sup>1</sup>, 江锦波<sup>1,2</sup>, 孟祥锐<sup>1,2</sup>, 李纪云<sup>1,2</sup>

(1. 浙江工业大学机械工程学院, 浙江 杭州 310032;

2. 浙江工业大学过程装备及其再制造教育部工程研究中心, 浙江 杭州 310032)

**摘要:** 以高速涡轮泵用机械密封为研究对象, 以15<sup>#</sup>液压油为试验介质, 考虑循环冷却量、转速、介质压力以及不同摩擦副配对等因素, 采用自行搭建的高速密封试验台开展端面温度变化规律的研究. 结果表明: 对于高速机械密封, 上述因素均对端面温度产生影响, 其中转速对端面温度的影响基本成线性关系, 循环冷却量对端面温度的影响存在一个阈值, 建议实际设计时取阈值的120%, 介质压力对端面温度产生影响较大, 但是影响程度不如转速; 以尽可能获得低的端面温度值来判断, 用作静环时浸渍树脂石墨比普通石墨合适, 用作动环时碳化硅比钼合金合适.

**关键词:** 高速涡轮泵; 机械密封; 端面温度; 摩擦副; 液压油

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0313-06

## Analysis of Face Temperature in Mechanical Seal Applied in the High Speed Turbo pump

PENG Xudong<sup>1,2\*</sup>, JIN Jie<sup>1</sup>, LI Ding<sup>1</sup>, JIANG Jinbo<sup>1,2</sup>, MENG Xiangkai<sup>1,2</sup>, LI Jiyun<sup>1,2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310000, China

2. The MOE Engineering Research Center of Process Equipment and Its Remanufacture, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310032, China)

**Abstract:** For the mechanical seal applied in the high speed turbo pump and taking 15<sup>#</sup> hydraulic oil as sealing medium, the experimental research on thermal change was carried out by a high speed seal test rig considering the factors (e.g. circulation cooling quantity, rotational speed, media pressure and friction pairs). The results show that the face temperature of mechanical seal was sensitive to all of above-mentioned factors. The face temperature increased linearly with increasing rotation speed. There was a threshold value of circulation cooling quantity for the face temperature and it is recommended that the circulation cooling quantity took a 120% of the threshold on practice works. Medium pressure had obvious influence on the face temperature, but was not as much as the rotational speed. To obtain low face temperature as far as possible, it is advisable to use impregnated resin graphite as stator instead of ordinary graphite and to use silicon carbide as rotor rather than molybdenum alloy.

**Key words:** high speed turbo pump; mechanical seal; face temperature; friction pair; hydraulic oil

机械密封在航天领域中主要应用于燃料输送高速涡轮泵和推力矢量伺服系统高压介质涡轮泵的轴端密封, 是核心动力部件<sup>[1]</sup>. 伺服系统涡轮泵机械密封

一般采用弹簧静止式平衡型结构, 以减少弹簧或其他推力元件受惯性效应及高黏度液压介质黏滞效应的影响, 避免密封性能的剧烈变化甚至崩溃; 密封环

Received 25 July 2018, revised 11 November 2018, accepted 28 May 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: xdpeng@126.com, Tel: +86-571-88871503.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (U1737202, 51605436) and the Natural Science Foundation of Zhejiang Province, China (LY14E050012, LQ16E050009).

航天先进制造技术研究联合基金重点项目(U1737202), 国家自然科学基金面上项目(51605436)和浙江省自然科学基金项目(LY14E050012, LQ16E050009)资助.

高速旋转中端面黏性剪切热和摩擦热非常大,加上搅拌热,会引起过高的端面温度,并给机械密封带来诸如端面变形过大、端面液膜气化和端面热裂等问题<sup>[2-3]</sup>.因此,端面温度是表征机械密封工作性能优劣的一张晴雨表,其数值大小受密封端面摩擦副配对、摩擦副结构、平衡比和端面比压等有关因素的影响,国内外密封领域一直将端面温度的预测方法和实测技术作为该领域的研究难点和热点问题<sup>[4-7]</sup>,开展试验实测并分析端面温度具有重要价值.

在机械密封结构给定的前提下,端面摩擦副配对材料是影响端面摩擦温度的主要因素之一,也是现实中航天领域用户在设计机械密封时比较容易掌握的内容,因此本文中针对典型国产机械密封,通过改变密封运行条件和摩擦副配对材料,开展端面温度的试验研究,以期为高速涡轮增压机械密封的设计提供指导,从关键基础件方面满足我国航天事业快速发展的战略需求.

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料及机械密封

某高速涡轮增压机械密封的主体示意结构如图1所示

示,采用弹簧静止式机械密封,结构紧凑,空间较小,实际使用泵的工作环境特殊,不能附加外部循环冷却装置,因此只能依靠泵内的特征结构进行自循环.其中,静环为镶嵌式结构,静环材料采用两种石墨:浸渍树脂石墨和普通石墨,动环材料采用两种材料:铝合金和碳化硅;试验介质为航空15<sup>#</sup>液压油,这种液压油有一定的腐蚀性,挥发性也较强,黏度较高,为红色液体状;室温20℃.试验介质和端面材料的物理性质详见表1.

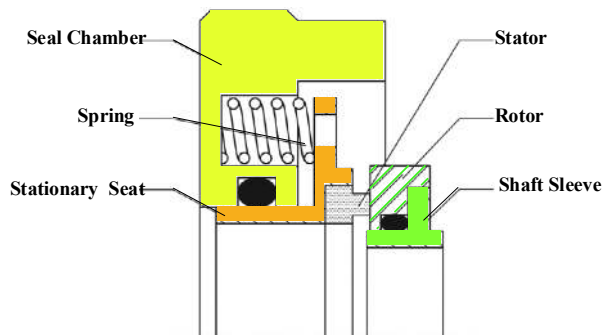


Fig. 1 Schematic diagram of the mechanical seal applied in the high speed turbo pump

图1 高速泵用机械密封主体结构示意图

表1 介质与不同摩擦副材料属性

Table 1 Properties of sealing medium and friction pair

Material	Density/(kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat capacity/[J/(kg·°C)]	Heat conductivity Coefficient/[W/(m·°C)]	Dynamic viscosity/(MPa·s)
15 <sup>#</sup> Hydraulic oil	833	2 040	0.121	0.010 995
Silicon carbide	3 100	783	118	-
Molybdenum alloy	10 200	279	130	-
Impregnated resin graphite	1 930	710	61	-
Graphite	1 825	670	14	-

### 1.2 试验系统

通过自主设计并搭建的密封试验系统包括密封试验装置、液压循环系统、轴承温度监控系统以及端面温度数据采集系统.其中,密封试验装置作为整个系统的核心试验部件,主要由密封试验腔体、试验用机械密封和密封端面温度测温传感器等组成,测温热电偶埋设在静环距离端面1.2 mm的背部盲孔内;液压油循环系统为密封装置提供模拟高速涡轮增压机械密封腔与邻近轴承箱贯通的内部循环液压油的循环供液,维持所需一定的液压和流量;轴承温度监控系统主要是给支撑试验用机械密封及其腔体的轴承提供润滑冷却以及监控轴承运转是否正常;端面温度采集系统主要采集来自埋设在紧靠静环内径外侧的热电偶所测端面温度信号,并通过数据采集计算机的内装

软件进行数据处理,同时在线显示试验数据.试验系统的总体工艺流程图和实际装置照片如图2所示.密封转速依靠变频器可实现连续调节,试验介质压力通过系统辅助液压站的回流溢流阀进行控制,试验介质循环量大小通过出流节流阀进行控制.

## 2 结果与讨论

### 2.1 工况参数对端面温度的影响

#### 2.1.1 转速的影响

图3示出了端面摩擦副为浸渍树脂石墨对铝合金的机械密封在不同转速下端面温度的时变曲线,其中转速分别为6 000、7 000、8 000、9 000和10 000 r/min,在不同转速下试验过程中介质压力均为1.4 MPa,介质循环量均为160 mL/s,其他条件保持一致.可以看

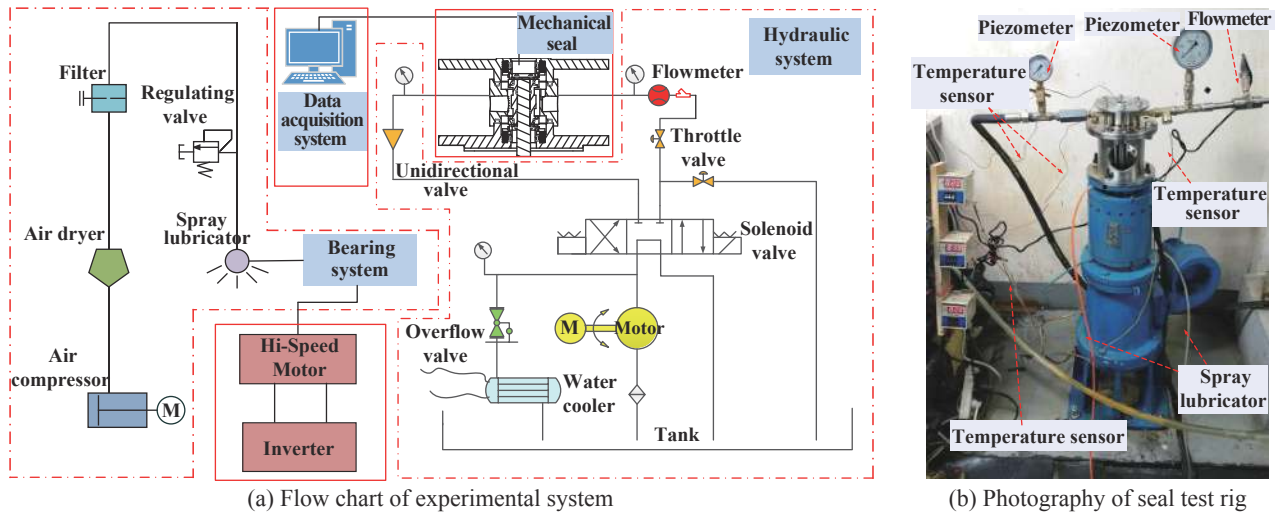


Fig. 2 Flow chart of experimental system and photography of seal test rig

图2 密封试验系统流程图与试验台架实物图

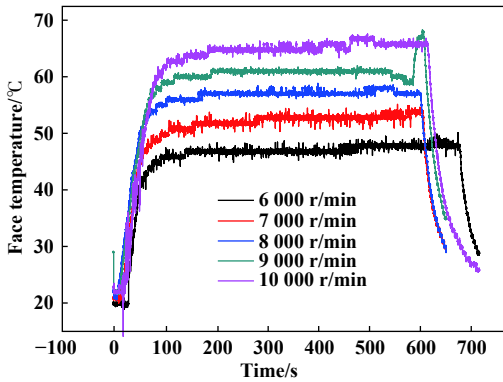


Fig. 3 Variation of face temperature with time under different speeds

图3 不同转速下端面温度的时变曲线

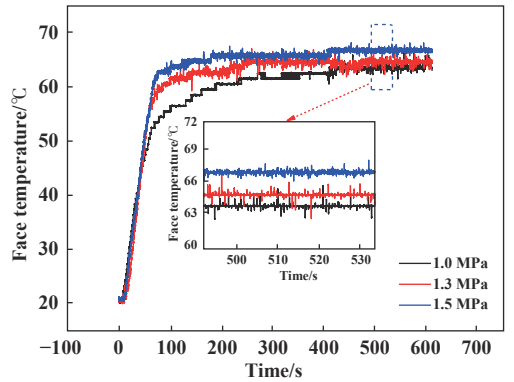


Fig. 4 Variation of face temperature with time under different media pressures

图4 不同介质压力下端面温度的时变曲线

出, 在开机加速到稳定运行的整个过程中, 端面温度先迅速升高至某一数值, 然后在该温度值附近有小幅度波动. 在10 000 r/min下, 实测最高端面温度达到67.5 °C, 不过此时未观察到泄漏现象, 停机检查, 端面也未见明显磨损[见图5(a)]. 随着转速的上升, 温度时间曲线的总体来看呈现出上升趋势, 而且温升值较大, 转速10 000 r/min相比于9 000 /min, 密封的最高端面温度约增加7.1 °C, 结合其他转速下端面温度的实测值, 可以看出端面温度随转速升高几乎呈线性增大; 其原因是端面液膜在高速黏性剪切下产生较大的剪切热和动环搅拌热, 转速越高, 液膜黏性剪切和微凸体摩擦越大, 导致端面温升幅度越大. 鉴于航天涡轮泵的转速最高达100 000 r/min<sup>[8]</sup>, 目前国内缺少如此高转速的试验装置, 因此后续工作将结合数值模拟分析开展研究.

### 2.1.2 介质压力的影响

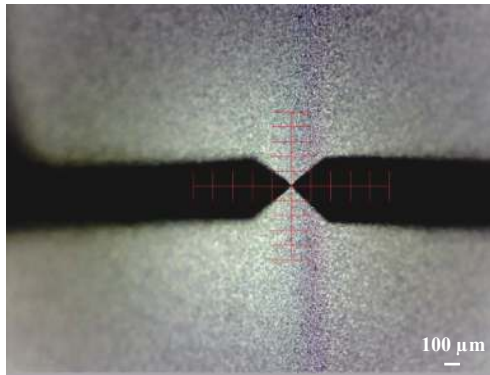
图4示出了端面摩擦副为浸渍树脂石墨对铝合金的机械密封在不同介质压力下端面温度的时变曲线, 其中介质压力分别为1.0、1.3和1.5 MPa, 在不同介质压力下, 试验过程中转速均为10 000 r/min; 循环流量均为125 mL/s, 其他条件保持一致. 可以看出, 在开机加速到稳定运行的整个过程中, 端面温度随介质压力的变化整体上呈现与图3所示类似的规律, 即呈现先迅速上升, 然后平稳小幅升高的趋势; 但是, 随着介质压力的上升, 端面温升幅度先呈缓慢上升, 随后升幅较大. 其中, 当介质压力从1.0 MPa升到1.3 MPa(正常工作压力范围)时, 温升仅为0.75 °C; 而当介质压力由1.3 MPa升高到1.5 MPa(极限压力值)时, 温升达到了2.45 °C. 经验表明: 在航天高速涡轮泵用机械密封的正常工作压力范围内(1.2~1.4 MPa), 设计机械密封时



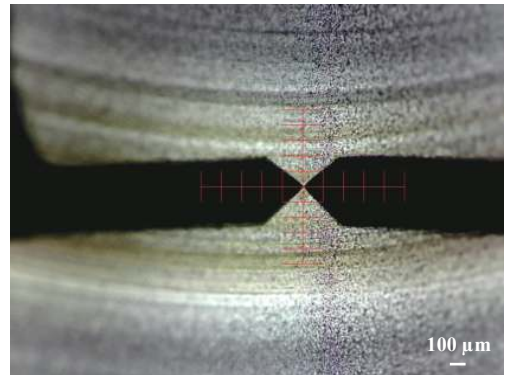
采用的端面比压一般比常规石油、石化行业用机械密封高出0.15~0.35 MPa。因此,前者在介质压力略有增大时,端面比压增幅也相对不大,最终测量的端面温度尽管有增幅但是幅度也不大;但是当介质压力开始接近或甚至超出极限压力时,端面温度将快速升高。

图5示出了转速10 000 r/min、介质压力1.6 MPa、回流量160 mL/s的工况下,经过130 min运行后,使用德国布鲁克Dektak·XT型台阶仪获得的试验前后端面摩擦副的端面形貌,其中图5(a)(也是1.4 MPa试验后密封端面)和图5(b)分别为钼合金动环试验前、后

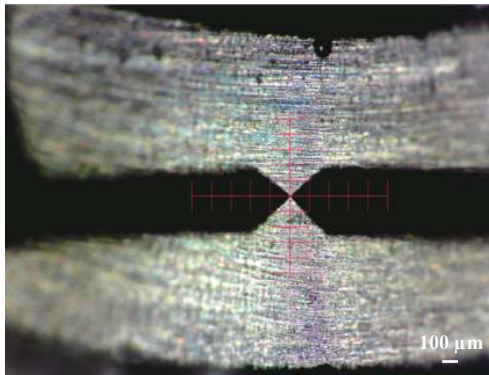
的端面形貌,图5(c)和图5(d)分别为浸渍树脂石墨静环试验前、后的端面形貌;试验期间端面温度最高值达到了75.5 °C。可以看出,试验后钼合金动环表面有多道环形黑色印记,石墨静环表面则出现了比较明显的黑色固体颗粒,且静环表面出现相比动环更加明显的划痕。究其原因,可能是端面内实际摩擦温升远超75.5 °C,石墨中浸渍物部分碳化,从而形成游离磨料对石墨静环和钼合金动环两密封面产生三体磨粒磨损,同时在高端面比压作用下磨损石墨微粒转移到钼合金表面,形成黑色环带。



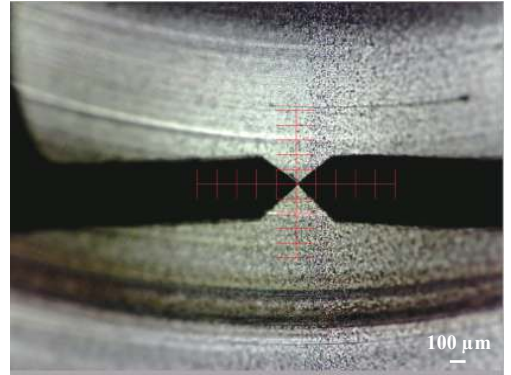
(a) Molybdenum alloy before test



(b) Molybdenum alloy after test



(c) Impregnated resin graphite before test



(d) Impregnated resin graphite after experiment

Fig. 5 Face morphology of friction pair (molybdenum alloy vs impregnated resin graphite) before and after experiment

图5 钼合金和浸渍树脂石墨摩擦副试验前后端面形貌

因此,尽管设计机械密封时端面比压取值较大,但是在目前航天涡轮泵正常操作压力条件下并不对端面温升产生非常显著的影响,而火箭启动速度瞬间提升、超调及回复的过程中,应密切关注端面温度因速度急剧变化及介质压力超极限值带来的不良影响。

### 2.1.3 回流量的影响

图6示出了端面摩擦副为浸渍树脂石墨对钼合金的机械密封在不同循环流量下端面温度时变曲线,其中模拟高速涡轮泵内通过轴承箱进入密封腔的实际循环流量分别为125、130、140和160 mL/s,在不同回

流量下,试验转速均为10 000 r/min,介质压力均为1 MPa,其他条件保持一致。可以看出,随着循环流量的增加,端面温度出现一定程度的下降,对带走端面摩擦热量起到了积极有效作用,在一定程度上起到了防止温升过大、端面液膜汽化或甚至端面产生热裂的效果,但是当循环流量大于130 mL/s之后,端面温度的下降幅度并不十分明显,与之相比160 mL/s时的端面温度仅仅下降1.6 °C。因此,针对操作工况一定的涡轮泵,在设计时轴承和密封两者容腔之间的循环流量不可或缺,但并非越大越好,过大不仅白白浪费整个泵组的

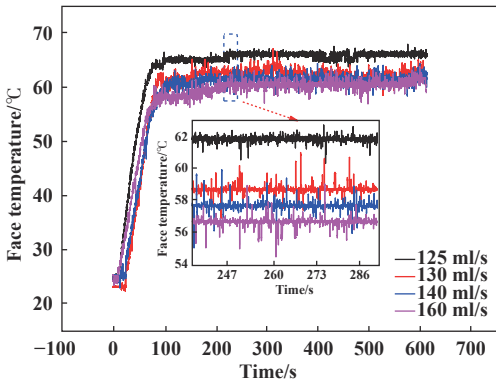


Fig. 6 Variation of face temperature with time under different circulation cooling quantity  
图6 不同循环流量下端面温度的时变曲线

能耗, 影响火箭正常工作或载物重量, 而且可能因循环量过大会造成搅拌热增大, 这是应引起设计者关注的细节问题. 根据上述结果, 建议实际循环流量不超过阈值的120%比较合适.

## 2.2 端面配副材料对端面温度的影响

### 2.2.1 动环材料的影响

图7示出了机械密封的静环材料为浸渍树脂石

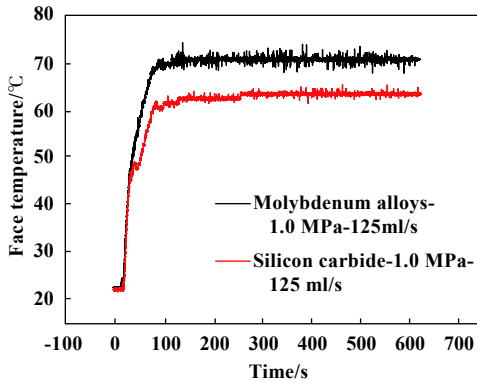


Fig. 7 Variation of face temperature with time using different rotor materials  
图7 不同动环材料时机械密封端面温度的时变曲线

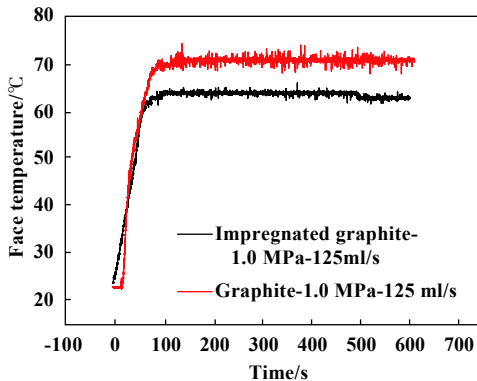
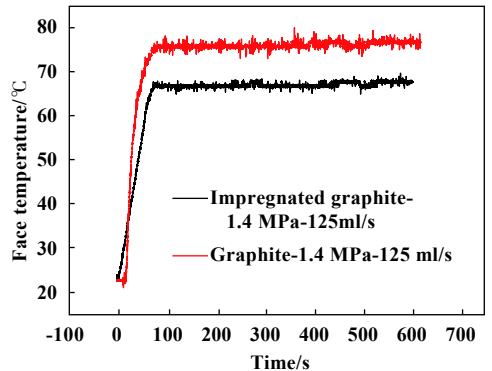
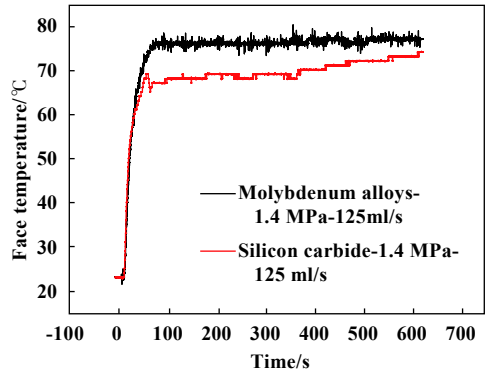


Fig. 8 Variation of face temperature with time using different stator materials  
图8 不同静环材料时机械密封端面温度的时变曲线

墨, 动环材料分别为钼合金和碳化硅时, 其端面温度在1.0和1.4 MPa两种不同介质压力下的变化曲线, 密封腔内介质循环流量恒定为125 mL/s, 转速为10 000 r/min. 可以看出, 两种不同动环配副材料组合机械密封在不同介质压力下, 其端面温度在密封运行期间的变化规律基本相似, 即浸渍树脂石墨对碳化硅机械密封的端面温度均低于浸渍树脂石墨对钼合金的端面温度. 究其原因, 主要是因为碳化硅作为常见的机械密封摩擦副配对材料具有化学性能稳定、导热系数高、热膨胀系数小、耐磨性能好, 且和石墨配对具有摩擦系数低、润滑性能良好等特点, 因此在15<sup>#</sup>液压油中碳化硅与浸渍树脂石墨配对具有良好的热特性.

### 2.2.2 静环材料的影响

图8示出了机械密封的动环材料为碳化硅, 静环材料分别采用浸渍树脂石墨以及普通石墨环时, 其端面温度在1.0和1.4 MPa两种不同介质压力下的变化曲线, 密封腔内介质循环流量恒定为125 mL/s, 转速为10 000r/min. 可以看出, 两种不同静环端面配副材料机械密封在不同介质压力下, 其端面温度在密封运行期间的变化规律基本相似, 即浸渍树脂石墨对碳化硅



机械密封的端面温度均低于普通石墨对碳化硅的端面温度,浸渍树脂石墨环的摩擦副的温度相比普通石墨环的配对副温度要低6.5~8.8 °C. 其原因是浸渍树脂石墨的性能特别是热物理性能要优于普通石墨. 已有研究表明,浸渍石墨因为具有比浸渍树脂石墨更优异的综合性能<sup>[9-10]</sup>,因此应用于航空航天领域机械密封的潜质良好,关于此方面的对比研究将进行后续报道.

### 3 结论

a. 在15#液压油环境下,不同工况参数对机械密封端面温度影响较大,其中密封腔内的介质循环流量具有一个阈值,超过该阈值端面温度受其影响很小,设计时可选取阈值的120%作为实际循环流量;在涡轮泵的试验模拟转速允许值范围内,机械密封端面温度几乎与转速成比例增大.

b. 机械密封端面配副材料对端面温度影响明显,在硬质密封环材料(铝合金或碳化硅)给定的前提下,浸渍树脂石墨比普通石墨优越;在软质密封环材料(浸渍树脂石墨或普通石墨)给定的前提下,碳化硅相比铝合金优越.

### 参考文献

- [1] Guo Jungang, Wen Li, Zheng Huayi, et al. Performance analysis of hypervelocity turbo pump mechanical seal[J]. Missiles and Space Vehicle, 2016, (4): 22-24 (in Chinese) [郭军刚, 温力, 郑华义, 等. 超高速涡轮泵机械密封工作特性[J]. 导弹与航天运载技术, 2016, (4): 22-24].
- [2] Peng Xudong, Xie Youbai, Gu Yongquan. Determination of the end face temperature of mechanical seal[J]. Chemical Machinery, 1996, 23(6): 23-28 (in Chinese) [彭旭东, 谢友柏, 顾永泉. 机械密封端面温度的确定[J]. 化工机械, 1996, 23(6): 23-28].
- [3] Li Ding. Multi-filed coupling analysis of high speed pump mechanical seal and its structure optimization[M]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2017(in Chinese) [李定. 高速泵机械密封多场耦合分析与结构改进[M]. 杭州: 浙江工业大学, 2017].
- [4] Lebeck A O, Nygren M E, Shirazi S A, et al. Fluid temperature and film coefficient prediction and measurement in mechanical face seals—experimental results[J]. Tribology Transactions, 1998, 41(4): 411-422. doi: 10.1080/10402009808983766.
- [5] Gupta L A, Young L, Wondimu B, et al. Wireless temperature sensor for mechanical face seals using permanent magnets[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2013, 203: 369-372.
- [6] Valigi M C, Braccesi C, Logozzo S, et al. A new telemetry system for measuring the rotating ring's temperature in tribological test rig for mechanical face seals[J]. Tribology International, 2017, 106: 71-77. doi: 10.1016/j.triboint.2016.10.041.
- [7] Takami M R, Gerdroodbary M B, Ganji D D. Thermal analysis of mechanical face seal using analytical approach[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2018, (5): 60-68.
- [8] Zhang Shumin, Hu Liguoguo, Meng Xiangkai. Analysis of a mechanical seal for superspeed gas turbopump[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(10): 23-27 (in Chinese) [张淑敏, 胡丽国, 孟祥铠. 超高速燃气涡轮泵机械密封的分析与研究[J]. 流体机械, 2012, 40(10): 23-27]. doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2012.10.006.
- [9] Hu Yafei, Liu Qi, Jiang Wenwu, et al. Study of friction and wear properties on three kinds of antimony impregnated graphite[J]. Journal of China Coal Society, 2011, 36(2): 351-354 (in Chinese) [胡亚非, 刘颀, 蒋文武, 等. 3种浸锑石墨材料的摩擦磨损性能试验研究[J]. 煤炭学报, 2011, 36(2): 351-354].
- [10] Wang Q L, He M, Li X C, et al. Preparation and properties of graphite/antimony composites based on coal tarpitch[J]. Advanced Composites Letters, 2017, 26(2): 49-55.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018188

# 应用于高速轮轨滚动接触的蠕滑理论 算法对比研究

戚壮<sup>1\*</sup>, 梁钰<sup>1</sup>, 王晓雷<sup>1</sup>, 张千冀<sup>2</sup>

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 石家庄铁道大学 四方学院, 河北 石家庄 051132)

**摘要:** 运用多体动力学仿真软件UM建立了车辆-轨道多体动力学模型, 并基于轮轨滚动蠕滑理论对比分析了FASTSIM算法与CONTACT算法两者在稳态和瞬态滚动状态中轮轨动态作用力之间的差异. 计算结果表明: 列车以稳态滚动状态行驶在直线轨道和曲线轨道上时通过FASTSIM算法计算得出的横、纵向轮轨蠕滑力与CONTACT算法的计算值存在的差异值较小, 达到了10%~15%, 而在瞬态滚动状态下尤其是在大蠕滑以及考虑风阻等比较恶劣的工况下行驶时计算得出的横、纵向蠕滑力与CONTACT算法的计算值存在较大的误差, 差值达到了25%, 并且随着车速的增加, 最大差异值达到了30%, 这表明CONTACT算法在瞬态滚动工况下进行蠕滑力计算上相比于FASTSIM算法更加精准, 更适用于作出对列车运行时的安全性方面的评价.

**关键词:** 多体动力学; 蠕滑力; 大蠕滑; 轮轨接触; 瞬态滚动

中图分类号: U266

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0319-11

## Comparative Study on the Theory of Creeping Theory Applied to High Speed Wheel-Rail Rolling Contact

QI Zhuang<sup>1\*</sup>, LIANG Yu<sup>1</sup>, WANG Xiaolei<sup>1</sup>, ZHANG Qianji<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Hebei Shijiazhuang 050043, China

2. Shijiazhuang Tiedao University Sifang College, Hebei Shijiazhuang 051132, China)

**Abstract:** The multi-body dynamics simulation software UM was used to establish the vehicle-orbit multi-body dynamics model. Based on the wheel-rail rolling creep theory, the dynamics of the wheel-rail dynamics between the FASTSIM algorithm and the CONTACT algorithm in steady state and transient rolling state were analyzed the difference between forces. The calculation results show that the difference between the horizontal and vertical wheel-rail creeping force and the calculated value of the CONTACT algorithm by the FASTSIM algorithm when the train was traveling in a steady-state rolling state on a linear or curved track was low (10% to 15%). The calculated horizontal and vertical creep force and the calculation value of the CONTACT algorithm were large when driving in transient rolling conditions, especially in the case of large creep, air resistance and other severe working conditions, the difference reached 25%, and with the increase of the speed, the maximum difference reached 30%. It shows that the CONTACT algorithm was more accurate in calculating the creep force under transient rolling conditions than the FASTSIM algorithm, and was more suitable for making safety evaluations on train operation.

**Key words:** multibody dynamics; creep force; large creep; wheel/rail contact; transient rolling

Received 11 December 2018, revised 1 February 2019, accepted 8 February 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: 576030887@qq.com, Tel: +86-18633814136.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (11790282, 11702179).

国家自然科学基金项目(11790282, 11702179)资助.



近年来,我国高速铁路事业的快速发展,使得动车运行速度不断提升,而动车在运行时轮轨之间接触方面的研究对其运行性能有很大的影响.接触问题包括确定变形状态的各个方面,它们之间相互作用的结果主要体现在整体运动(法向和切向的蠕滑)、局部运动(两个物体的弹性变形)和摩擦过程(表面颗粒的相互作用).轮轨滚动接触所产生的钢轨的损伤、滚动接触疲劳以及脱轨等问题严重威胁了车辆的运行安全.金学松等<sup>[1-4]</sup>概述了轮轨蠕滑理论应用研究的发展历史和现状,从Carter二维弹性体滚动接触问题到Kalker提出的关于横纵向蠕滑力/率定律三次渐进曲线以及后期提出的较为完善的研究三维弹性体非Hertz滚动接触的理论;肖乾等<sup>[5]</sup>在不同运行工况下对高速轮轨稳态滚动接触蠕滑特性进行分析;丁军君等<sup>[6]</sup>基于轮轨蠕滑理论和Zobory车轮磨损模型对货车车轮磨损进行寿命预测,并对Zobory车轮磨损模型进行了修正;常崇义等<sup>[7]</sup>基于ALE方法的轮轨滚动接触三维有限元模型,仿真分析了干燥条件下高速轮轨黏着特性曲线;王小松等<sup>[8]</sup>以弹性半空间非赫兹接触理论通过修正的FASTSIM算法与CONTACT算法进行了单点接触和两点接触的蠕滑力对比,得出修正后的FASTSIM算法与CONTACT算法在计算轮缘接触时

具有比较精确的结果.此外,国外的学者Monk-Steel等<sup>[9]</sup>基于滚动蠕滑理论通过试验台模拟研究车辆过曲线所产生的噪音现象.

目前,许多学者的研究较多的是在高速动车稳态滚动下所产生的问题,较少地分析了在不同工况下的轮轨瞬态滚动问题甚至是两者在高速情况下蠕滑运行时关于轮轨蠕滑力以及接触区的蠕滑特性方面的对比研究.为此,本研究中利用多体动力学仿真软件UM,研究分析CONTACT算法和FASTSIM算法在瞬态滚动和稳态滚动的工况下的轮轨蠕滑力和滚动接触区的蠕滑特性,为轮轨接触研究提供指导性建议.

### 1 轮轨接触蠕滑力的算法

#### 1.1 滑动的数学模拟

首先引入总体笛卡尔坐标系(O;  $x_1, x_2, x_3$ ), 定义变形滑移公式<sup>[10]</sup>:

$$e_i = s_i(t-t') = (\dot{x}_{1i} - \dot{x}_{2i})(t-t') + \left\{ (u_{1i} - u'_{1i}) - (u_{2i} - u'_{2i}) \right\} \quad (1)$$

式中:  $w_i = (\dot{x}_{1i} - \dot{x}_{2i})$ 为物体的刚体滑动;  $x_{ai} = x_{ai}(t)$ ,  $x'_{ai} = x_{ai}(t')$ ,  $i=1,2,3$ ;  $t$ 为变形时刻,  $t'$ 为未变形时刻,  $(u_{ai} - u'_{ai})$ 是质点A从时刻 $t'$ 到 $t$ 的弹性位移,滑移的形成过程如图1所示.

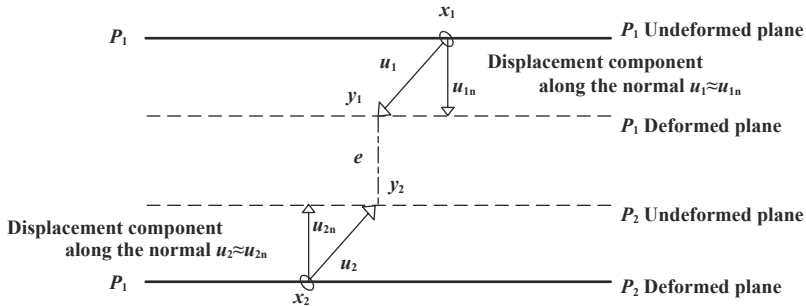


Fig. 1 Formation of deformation slip

图1 变形滑移e的形成

其中的滑动经过简化变形可写成:

$$s_i = w_i - v_i u_{i,j} - \partial u_i / \partial t \quad (2)$$

当 $V \neq 0$ 时,用滚动速度 $V$ 的值去除,则 $Vdt = dq$ 时滚动中所走距离的增量,滑动方程变为

$$s_{Ri} \stackrel{\text{定义}}{\Rightarrow} s_i / V = w_{Ri} - v_{Ri} \partial u_i / \partial x_j + \partial u_i / \partial q \quad (3)$$

式中:  $s_{Ri}$ 称为相对滑动;  $v_{Ri} = v_i / V$ ;  $w_{Ri}$ 为相对刚体滑动;  $q$ 为滚动中所走的距离,在稳态滚动中,可以将滚动速度的方向取为(1, 0, 0)即滚动方向是沿着 $x$ 轴方向的.滚动接触现象不显式依赖于时间 $t$ .故稳态滚动的

滑动为

$$s_{Ri} = w_{Ri} - \partial u_i / \partial x = 1, 2, 3 \quad (4)$$

瞬态滚动的滑动为

$$s_{Ri} = w_{Ri} - \partial u_i / \partial x + \partial u_i / \partial q \quad (5)$$

#### 1.2 Kalker简化理论FASTSIM算法

简化理论思想是假定接触中任意一点的切向弹性位移仅与作用在该点的切向力有关<sup>[10]</sup>.其中FASTSIM算法通过对比简化理论切向力分量表达式和线性理论切向力分量表达式,求得柔度系数 $L$ .再根据滑动

数学模拟中稳态滚动状态下的滑动方程式(4), 计算可得:

$$s_{Ri}(x, y)\Delta x = w_{Ri}(x, y)\Delta x + u_i(x, y) - u_i(x - \Delta x, y) \quad (6)$$

式中:  $u$ 为接触斑处的弹性位移差,  $u_i = \text{diag}L_i p_i$ , 代入式(6)得式(7).

$$s_{Ri}(x, y)\Delta x = w_{Ri}(x, y)\Delta x + L \cdot p_i(x, y) - L \cdot p_i(x - \Delta x, y) \quad (7)$$

通过对式(7)进行离散叠加, 即求得了总的切向蠕滑力. 其中对于黏着区, 滑动量 $s_{Ri}(x, y)$ 为零, 于是有黏着区面力:

$$p_A(x, y) = p_i(x - \Delta x, y) - w_{Ri}(x, y)\Delta x \quad (8)$$

对于滑动区, 面力为极限值, 有:

$$p_S(x, y) = 2\mu N \left( 1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} \right) / \pi ab \quad (9)$$

式中:  $\mu$ 为摩擦系数;  $N$ 为法向压力;  $a, b$ 分别为接触斑的长短轴. 面力分布的示意图如图2. 值得注意的是求解不同的自旋、蠕滑情况下的切向分力要用数值方法进行求解.

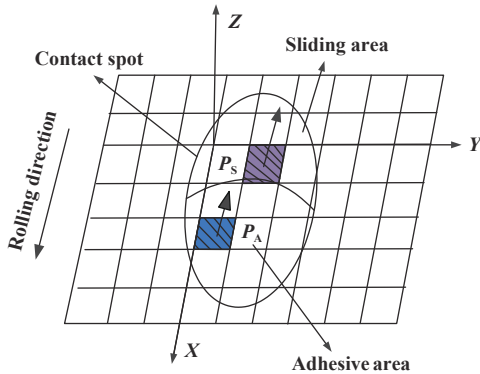


Fig. 2 Contact spot force distribution diagram

图2 面力分布示意图

### 1.3 Kalker精确理论CONTACT算法

精确理论以Duvant-Lions变分原理为基础, 将摩擦滚动接触的问题表达为一个变分不等式, 求解由接触班上作用力和位移乘积的形式的最小余能原理.

其中CONTACT算法主要基于前面所提到的变分原理和最小余能原理, Kalker给出了更偏向于工程实际的三维弹性体非赫兹滚动接触模型<sup>[11]</sup>:

$$\min_{(P_{ij})} \pi = \frac{1}{2} P_{ii} A_{iij} p_{Jj} + h_J p_{J3} + (s_{J\tau} - u'_{J\tau}) p_{J\tau} \quad (10)$$

$$\text{Sub } p_{J3} \geq 0, |p_{J\tau}| \leq F_J, \forall (x, y) \in C \quad (11)$$

式中:  $\pi$ 表示接触系统的余能;  $I, J$ 为接触区 $C$ 的单元编号;  $i, j=1, 2, 3$ 表示接触区 $C$ 局部坐标 $(x, y, z)$ 的三个方向,  $P_{ii}$ 为接触斑上 $I$ 单元处面力的分量;  $A_{iij}$ 为弹性半

空间影响系数;  $h_J$ 为 $J$ 单元处两滚动接触物体变形前的法向距离;  $s_{J\tau}$ 为 $J$ 单元处两物体相对滑动量, 且与 $\xi, \eta, \phi$ 相关;  $u'_{J\tau}$ 为前一时刻 $J$ 单元处弹性位移差;  $F_J = f p_{J3}$  (或  $f' p'_{J3}$ ) 为 $J$ 单元上Coulomb极限摩擦力,  $f$ 和 $f'$ 分别代表静、动摩擦系数, 接下来在此基础上进行数学规划方法进行求解, 其中用到了Newton-Raphson迭代的方法建立和求解线性方程组, 并赋给适当初值, 每迭代一次, 需要验证方程中约束条件, 重新确定集合元素, 即接触区、黏着区和滑动区的范围, 直到解收敛到给定精度为止<sup>[11]</sup>. CONTACT程序把接触区域划分成单元和带半空间假设的边界单元来分析接触问题, 通过上述求得单个单元的横、纵向蠕滑力, 再进行单元求和得到接触区域总的蠕滑力.

需要注意的是两种算法中FASTSIM算法计算过程中是以稳态状态下的滑动方程进行计算:

$$s_{Ri}(x, y)\Delta x = w_{Ri}(x, y)\Delta x + u_i(x, y) - u_i(x - \Delta x, y) \quad (12)$$

可以看到其中滑差 $u_i$ 是不关于时间 $t$ 的函数. 没有考虑时间 $t$ 的变化对于弹性位移差的影响.

而在CONTACT算法的理论推导公式中是用到的滑动方程式:

$$S_\tau = W_\tau + u_\tau - u'_\tau \quad (13)$$

其中的 $S_\tau$ 为接触区中相接触质点对的总相对滑动量;  $W_\tau$ 为接触斑相接触点对之间刚性滑动量,  $\tau = 1, 2$ 表示沿 $x_1$ 和 $x_2$ 方向的分量;  $u_\tau$ 和 $u'_\tau$ 分别表示接触点对在当前时刻 $t$ 和前一时刻 $t'$ 的切向弹性位移差, 考虑了时间 $t$ 的变化对于弹性位移差的影响. 这也是区分两种算法能否计算轮轨在不同滚动状态下很重要一方面.

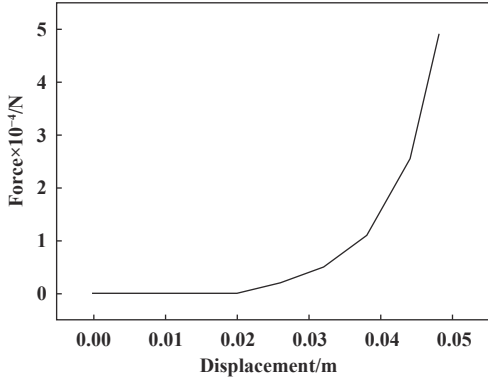
## 2 考虑风阻的车辆动力学建模以及联合仿真方案

本仿真过程中建立的车辆动力学模型以CRH系为例, 在多体动力学仿真软件UM中建立了此车辆模型, 考虑到动车组为非线性的复杂的系统, 并且自由度过多, 车辆间的耦合作用不大, 且计算过于复杂, 为此选取了单节动车为研究对象. 首先视整车为多刚体系统, 其中的车体、构架、轴箱、轮对等通过力元来进行连接, 对于一定范围内的刚度和阻尼变化不大的我们可以将其视为线性力元<sup>[12]</sup>, 但对于某些非线性较强的力元, 需要考虑其非线性的特性, 如抗蛇形减振和横向止挡等, 如图3所示.

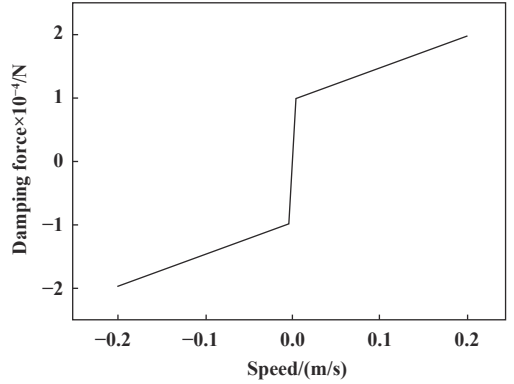
为模拟现实的车辆行驶过程, 体现出轮轨间瞬态滚动状态, 在动力学模型中加入了驱动力和风阻, 通

过驱动装置上设置T-force加载扭矩对轮对中心左右两侧分别作用驱动的扭转力矩,以产生驱动的效果并

通过此扭矩与风阻达成平衡使车辆基本控制在匀速的状态. 图4为该模型的运动拓扑图.



(a) Force characteristics of left lateral stop



(b) Damping characteristics of anti snake damper

Fig. 3 Nonlinear force element characteristic curve

图3 非线性力元特性曲线

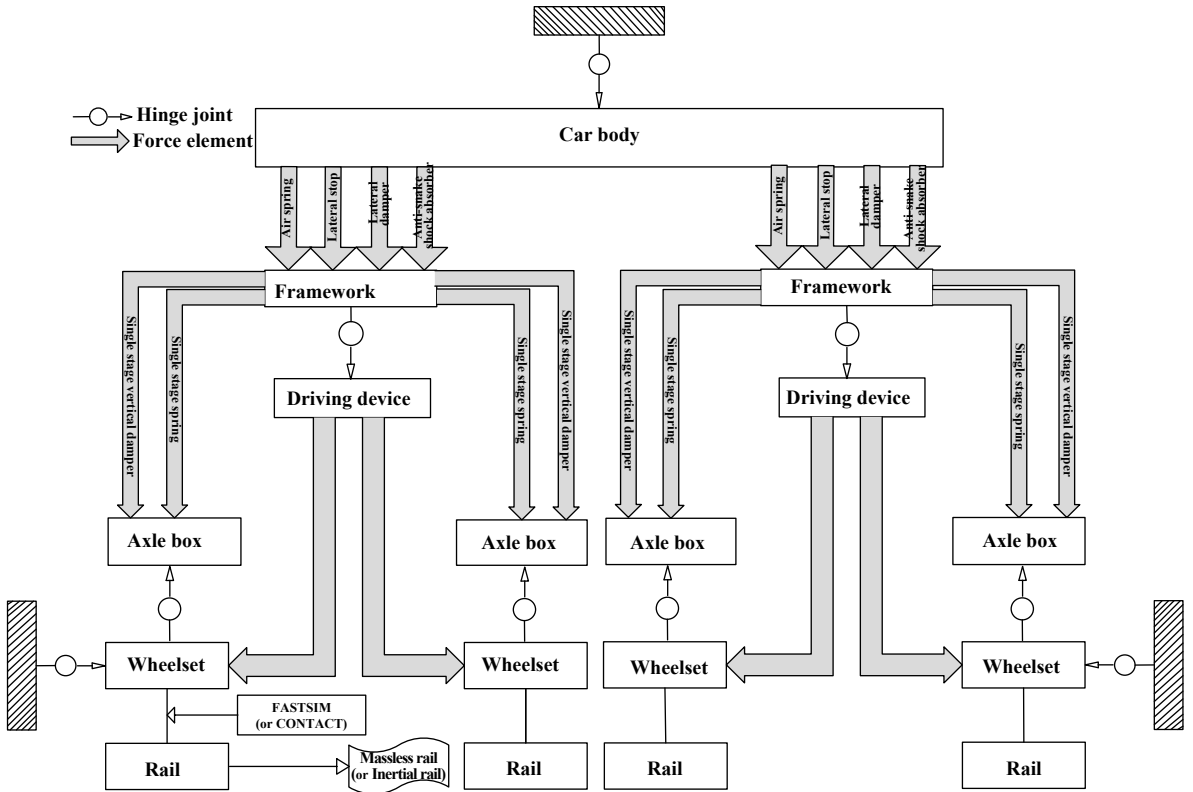


Fig. 4 Dynamic topological relation of CRH bogie

图4 CRH运动拓扑关系

同时风阻的加入是通过UM与Matlab/Simulink中进行联合仿真,在Simulink中通过编译、加载的方式实现输入信号和输出信号的转化,将所需设置的风阻的基本公式经过编译、导出为Dynamic-Loaded Library (.DLL)文件,再将此DLL文件加载在UM环境中,以此进行车辆系统与控制方案之间的连接,仿真的实质性是Simulink与UM的数据交换,如图5所示.以速度作为

输入,风阻作为输出,使得风阻随着车速的变化而变化.其中对于CRH2典型的高速列车基本阻力<sup>[13]</sup>设置为

$$w(v) = 8.63 + 0.07295v + 0.00112v^2 \quad (14)$$

### 3 两种轮轨接触力的算法在稳态和瞬态滚动作用下的对比

在车辆动力学中计算轮轨之间的切向力具有非

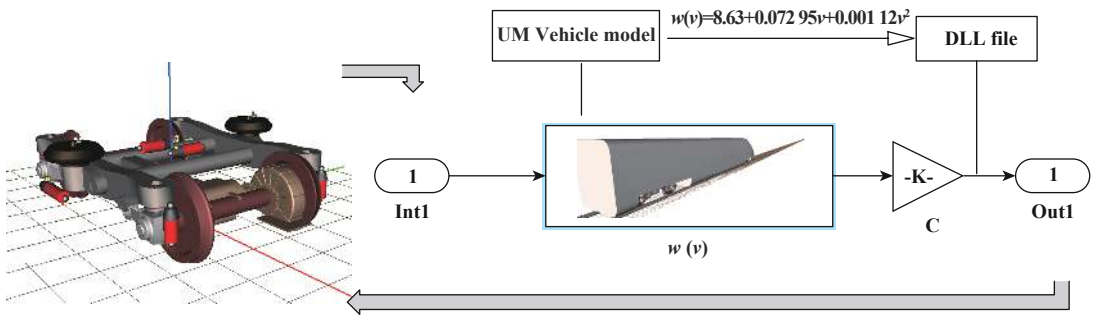


Fig. 5 CRH dynamics model and Matlab joint simulation closed-loop diagram

图 5 CRH动力学模型与Matlab联合仿真闭环图

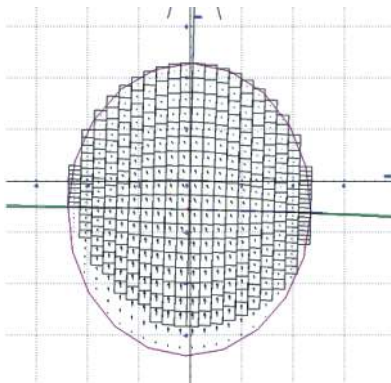
常重要的意义, 根据所推导的稳态与瞬态两种滚动状态之间的理论的差异进行仿真验证, 分别设置在直线工况上和曲线工况上. 为简化计算过程仅对左轮轨进行了仿真研究.

### 3.1 直线工况的对比

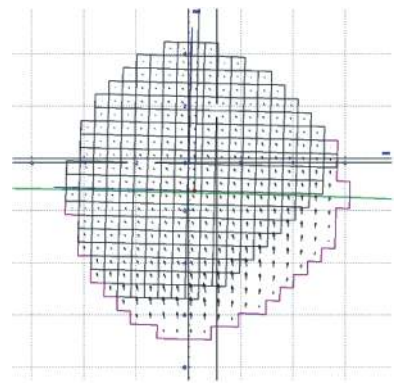
设置CRH系动车在直线轨道上运行, 采用中国科学院轨道不平顺密度谱, 轮轨型面采用LMA型磨损踏面和CN\_Rail\_60钢轨型面, 车速分别采取200、250、300和350 km/h计算在稳态和瞬态下两种算法的

异同.

在微观上根据轮轨接触斑中黏着区以及滑动区的划分面积作为一种评定两种算法差别的标准, 根据王璞等<sup>[14]</sup>基于轮轨滚动接触分析, 稀疏的网格密度得到的蠕滑力存在较多尖锐形状的突变, 增大网格密度可提高精度, 但会以成倍增加的计算量为代价, 故接触斑的网格密度选取 $20 \times 20$ 以保证计算结果的精度和计算效率. 图6和图7给出了部分比较典型情况下两种算法轮轨接触斑的对比.



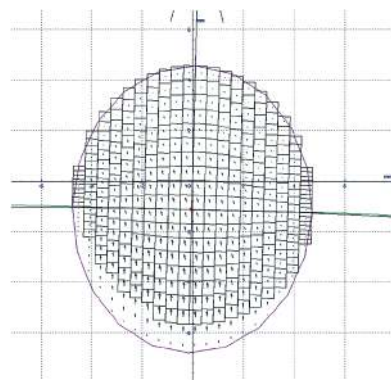
(a) FASTSIM algorithm wheel and rail contact spot



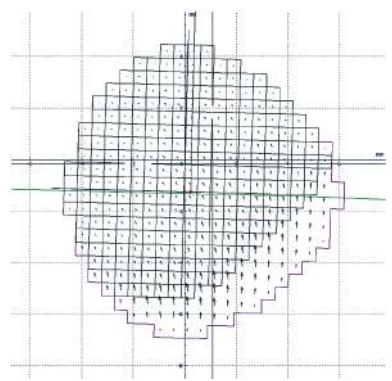
(b) CONTACT algorithm wheel and rail contact spot

Fig. 6 300 km/h steady-state rolling contact spot contrast

图 6 300 km/h稳态滚动接触斑对比



(a) FASTSIM algorithm wheel and rail contact spot



(b) CONTACT algorithm wheel and rail contact spot

Fig. 7 300 km/h transient rolling contact spot contrast

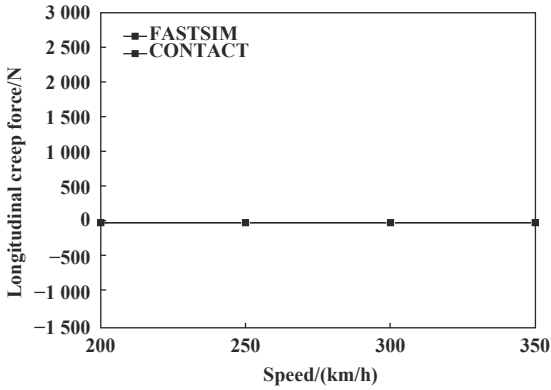
图 7 300 km/h瞬态滚动接触斑对比



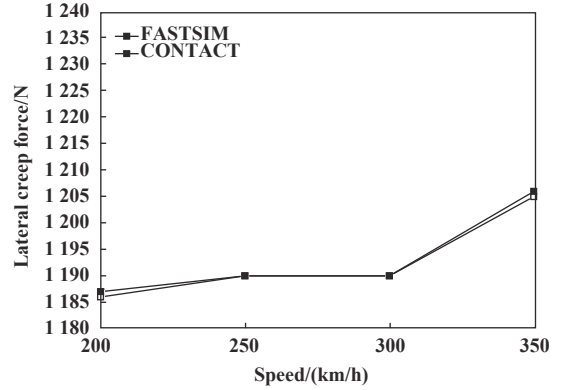
由图6和图7可以看出:动车在直线上高速行驶情况下两种算法在稳态滚动下计算出的接触斑面积相差不大,数值计算上两种算法的接触斑黏着区面积为 $8.35e-5\text{ mm}^2$ ;在瞬态滚动下计算出的接触斑面积存在一定差值,FASTSIM计算出的黏着区面积为 $7.79e-5\text{ mm}^2$ ,CONTACT计算出的黏着区面积为 $6.34e-5\text{ mm}^2$ ,

误差值为18%.

在宏观上,列出两种算法在直线工况下稳态滚动以及瞬态滚动状态下的横、纵向蠕滑力平均值的结果对比,见图8~10,同时列出两种滚动状态下在300 km/h的大蠕滑工况下的时域对比图,由于在纵向上的蠕滑力均为0,仅列出横向蠕滑力的对比,如图11~12所示.



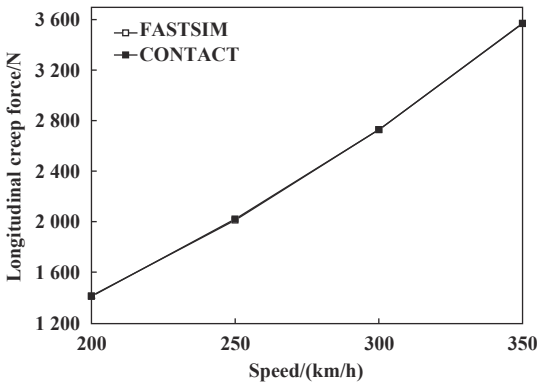
(a) Longitudinal creep force with speed



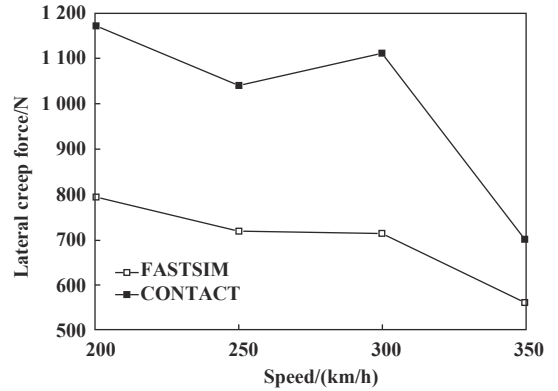
(b) Lateral creep force with speed

Fig. 8 Comparison chart under steady-state rolling

图8 稳态滚动下对比图



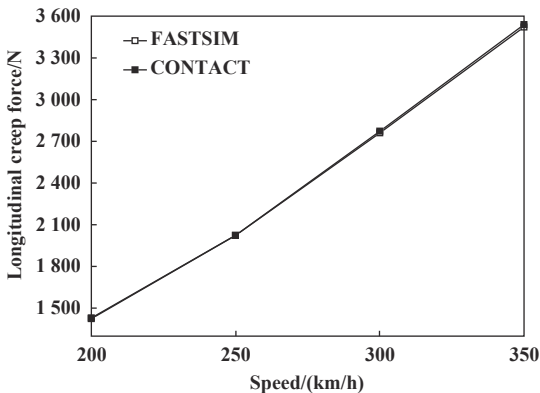
(a) Longitudinal creep force with speed



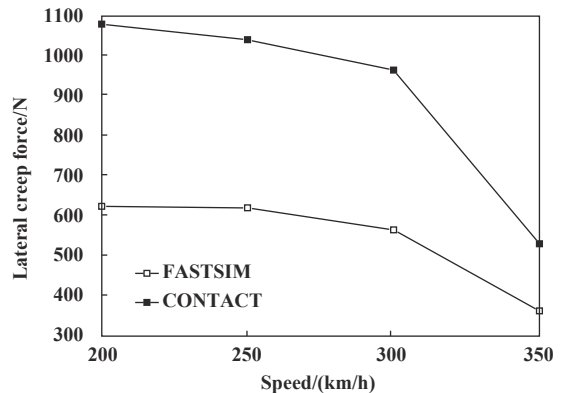
(b) Lateral creep force with speed

Fig. 9 Comparison chart under transient rolling

图9 瞬态滚动下对比图



(a) Longitudinal creep force with speed



(b) Lateral creep force with speed

Fig. 10 Excitation comparison chart under transient rolling

图10 瞬态滚动下加激励对比图

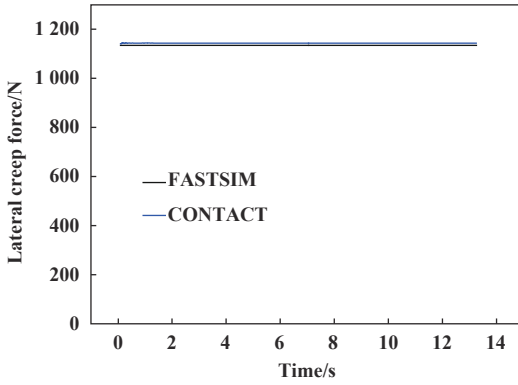


Fig. 11 Time-domain comparison chart  
图 11 稳态滚动下时域对比图

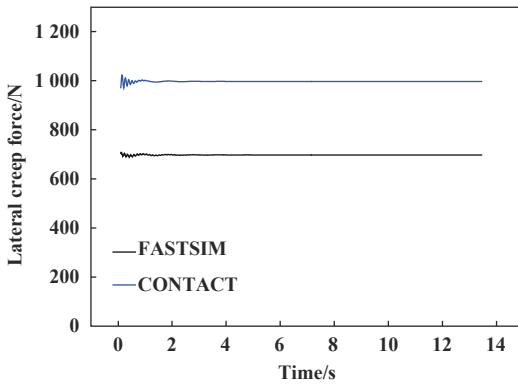


Fig. 12 Time-domain comparison chart under steady-state rolling under transient rolling  
图 12 瞬态滚动下时域对比图

为了更直观地看到稳态滚动状态下两者的差异,我们将FASTSIM与CONTACT的蠕滑力计算结果进行了对比,结果列于表1中。

由图8~12可见,在稳态滚动状态下两种算法在横向和纵向蠕滑力的平均值上无明显差别,而在瞬态滚动状态下两种算法在横向蠕滑力平均值上产生误差,根据表1得出的误差的最小值约为30%,并且随着速度的增加,FASTSIM与CONTACT横向蠕滑力的计算

差值有变大的趋势。

可以认为在直线上稳态滚动下FASTSIM与CONTACT的蠕滑力计算结果相近,而在瞬态滚动下FASTSIM在横向蠕滑力的数值计算上面与CONTACT存在明显的误差。

### 3.2 曲线工况上对比

设置CRH系动车在曲线轨道上运行,采用中国铁道科学院轨道不平顺密度谱,轮轨型面采用LMA型磨耗踏面和CN\_Rail\_60钢轨型面,曲线半径取为9 000 m,缓和曲线为490 m,超高为125 mm,轨底坡为1:40,轮缘内侧距为1 353 mm,轨距为1 493 mm,名义滚动圆半径 $r_0=430$  mm,钢轨和车轮选同质的材料,选取泊松比 $\nu=0.27$ ,摩擦系数考虑黏降作用。

在微观上,同样选取 $20 \times 20$ 网格密度,在图13~14中给出部分比较典型情况下两种算法轮轨接触斑的对比结果。

由图13~14可以看到两种算法在曲线轨道上进行稳态滚动时接触斑有差异但是差异值控制在10%左右,而在瞬态滚动行驶时的差异值较大,尤其是当达到较高的行驶速度时出现大蠕滑的情况下,FASTSIM算法黏着区面积的数值为 $5.8e-5$  mm<sup>2</sup>,CONTACT算法黏着区面积的数值为 $3.8e-5$  mm<sup>2</sup>,误差值达到30%左右

在宏观上为了观察两者蠕滑力的差异,设置了以50 km/h为速度级,在200~350 km/h速度范围内列出了两种算法在过曲线的工况下稳态和瞬态滚动下的横、纵向蠕滑力平均值结果对比,如图15~16所示。

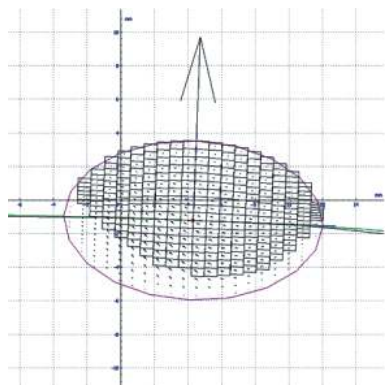
其中更直观的数值对比列于表2中,并给出了300 km/h下大蠕滑滚动情况下比较典型的蠕滑力随时间变化的时域仿真图形,见图17~19,其中图19是设置了中国铁道科学院轨道不平顺密度谱的仿真时域图。

由表2以及图15~19可以看到,与CONTACT算法

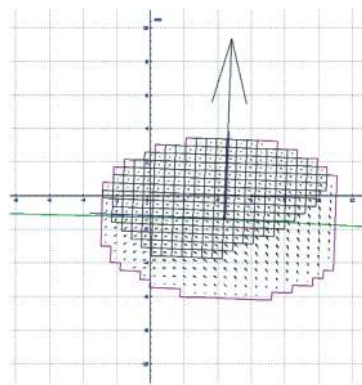
表 1 FASTSIM与CONTACT的蠕滑力计算结果对比

Table 1 Comparison of the calculation results of the creep force between FASTSIM and CONTACT

Working	Lateral/longitudinal force	(Steady state) creep force/N		(Transient) creep force/N	
		FASTSIM	CONTACT	FASTSIM	CONTACT
200 km/h	$F_x$	0	0	1 419	1 415
	$F_y$	1 186	1 187	793	1 170
250 km/h	$F_x$	0	0	2 018	2 026
	$F_y$	1 190	1 190	718	1 039
300 km/h	$F_x$	0	0	2 733	2 733
	$F_y$	1 190	1 190	713	1 110
350 km/h	$F_x$	0	0	3 571	3 574
	$F_y$	1 205	1 206	353	578



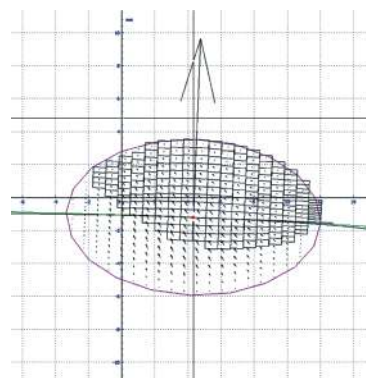
(a) FASTSIM algorithm wheel and rail contact spot



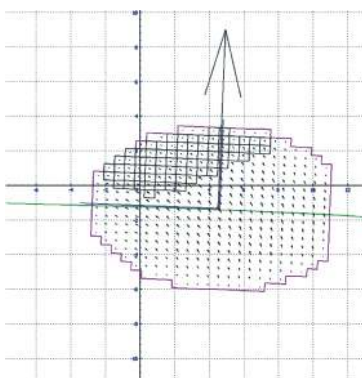
(b) CONTACT algorithm wheel and rail contact spot

Fig. 13 300 km/h steady-state rolling contact spot contrast

图13 300 km/h稳态滚动接触斑对比



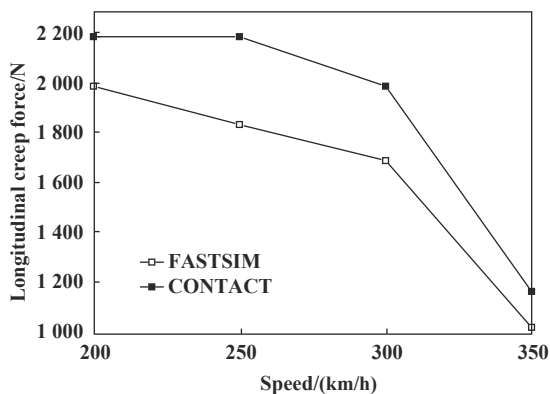
(a) FASTSIM algorithm wheel and rail contact spot



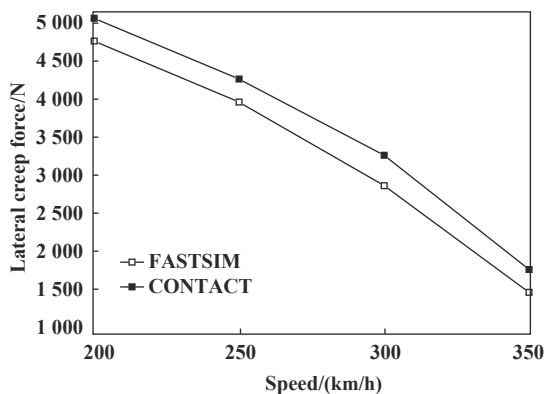
(b) CONTACT algorithm wheel and rail contact spot

Fig. 14 300 km/h transient rolling contact spot contrast

图14 300 km/h瞬态滚动接触斑对比



(a) Longitudinal creep force with speed



(b) Lateral creep force with speed

Fig. 15 Comparison chart under steady-state rolling

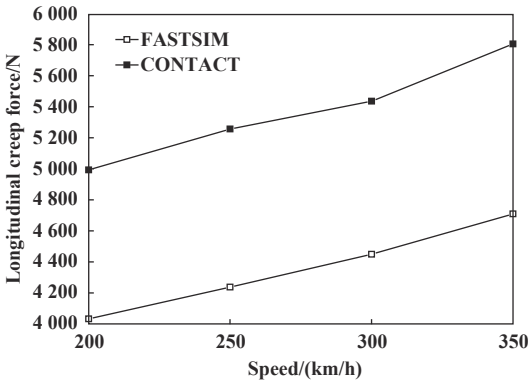
图15 稳态滚动下对比图

相比,在过曲线工况中稳态滚动状态下FASTSIM算法纵向、横向蠕滑力的误差平均值为10%~15%,而在瞬态滚动状态下FASTSIM算法与CONTACT算法计算得到的横、纵向蠕滑力的误差平均值为20%左右,尤其是在时域图上观察到两种算法在过缓和曲线和圆

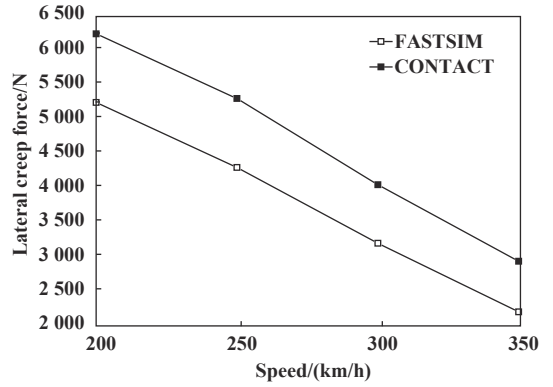
曲线时最大误差值达到了25%。

## 4 结论

a.基于蠕化率与蠕滑力的线性假设关系建立的FASTSIM算法中轮轨接触斑的图形面积与基于完全



(a) Longitudinal creep force with speed



(b) Lateral creep force with speed

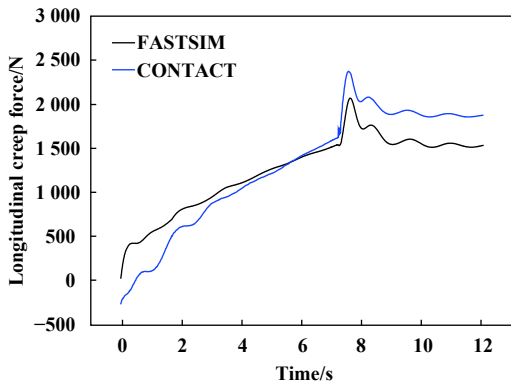
Fig. 16 Comparison chart under transient rolling

图 16 瞬态滚动下对比图

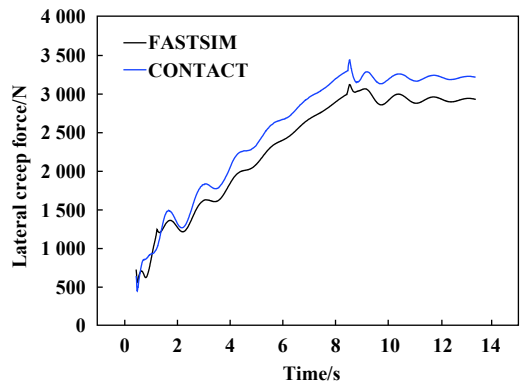
表 2 FASTSIM与CONTACT的蠕滑力计算结果对比

Table 2 Comparison of the calculation results of the creep force between FASTSIM and CONTACT

Working	Lateral/Longitudinal Force	(Transient)creep force/N		(Transient)creep force/N	
		FASTSIM	CONTACT	FASTSIM	CONTACT
200 km/h	$F_x$	2 000	2 200	4 033	4 995
	$F_y$	4 800	5 100	5 241	6 236
250 km/h	$F_x$	1 845	2 200	4 238	5 260
	$F_y$	4 000	4 300	4 300	5 300
300 km/h	$F_x$	1 700	2 000	4 450	5 440
	$F_y$	2 900	3 300	3 200	4 050
350 km/h	$F_x$	1 027	1 172	4 571	5 610
	$F_y$	1 500	1 800	2 206	2 939



(a) Longitudinal creep force steady-state rolling comparison chart



(b) Lateral creep force steady-state rolling comparison chart

Fig. 17 Time-domain comparison chart under steady-state rolling

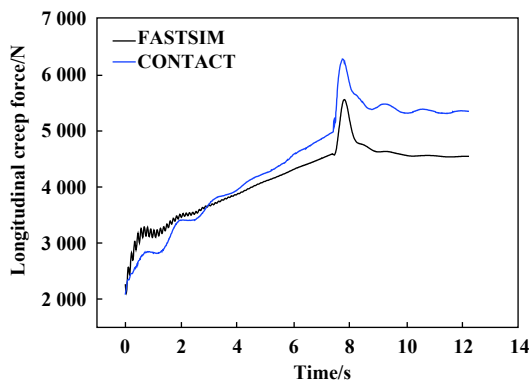
图 17 稳态滚动下时域对比图

理论的CONTACT算法中轮轨接触斑的图形面积在稳态滚动状态下的显示结果有较小的差异, 差异值在10%左右; 在瞬态滚动下以及大蠕滑工况下的显示结果差异明显, 差异值在20%~30%。

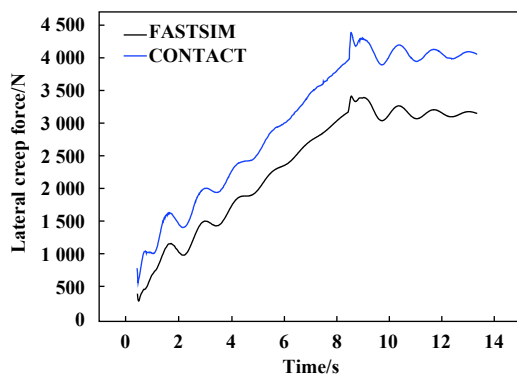
b.在轮轨蠕滑力对比方面, 车辆在直线轨道下不加风阻的工况下行驶时FASTSIM算法与CONTACT

算法数值计算结果无差异, 在瞬态滚动中尤其是在考虑风阻的工况下, 轮轨接触表现为大蠕滑, 此时计算结果在横向蠕滑力方面的最小差异值达到了30%; 当车辆以高速行驶在较小曲线半径下的曲线轨道上时, 两种算法无论是在瞬态和稳态工况下差异值均达到了15%以上, 其中稳态下FASTSIM算法的横、纵向蠕





(a) Longitudinal creep force steady-state rolling comparison chart



(b) Lateral creep force steady-state rolling comparison chart

Fig. 18 Time-domain comparison chart under transient rolling

图 18 瞬态滚动下时域对比图

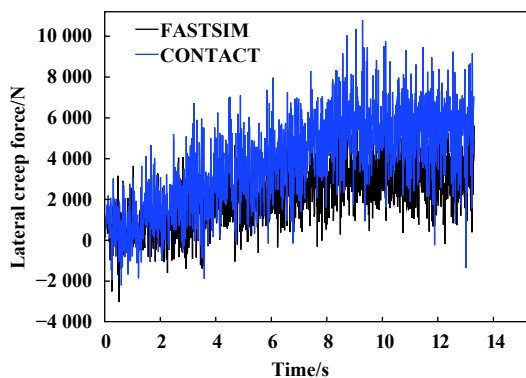
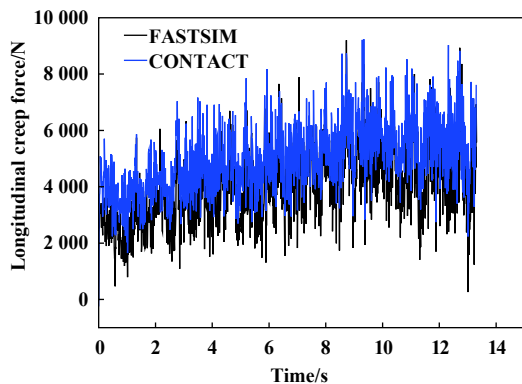


Fig. 19 Incentive time domain comparison chart under transient rolling

图 19 瞬态滚动下加激励时域对比图

滑力计算值较小,两者差异值为15%,瞬态下FASTSIM算法的横、纵向蠕滑力的计算值较小,两者差异值达到了25%左右.两者之间较大的横、纵向蠕滑力的差异值会影响在工程计算中曲线通过性以及车辆稳定性方面的评定,因此建议FASTSIM算法在计算常规的稳态滚动工况下的蠕滑力时有较高的精度,但当车辆高速行驶在瞬态滚动状态下,尤其是在大蠕滑和考虑风阻等某些特殊工况下时CONTACT算法对高速滚动轮轨接触力的计算更为适用.

## 参考文献

- [1] Jin Xuesong, Shen Zhiyun. Development of wheel-rail rolling contact mechanics[J]. Mechanics development, 2001(1): 33-46 (in Chinese) [金学松, 沈志云. 轮轨滚动接触力学的发展[J]. 力学进展, 2001(1): 33-46]. doi: 10.3321/j.issn:1000-0992.2001.01.004.
- [2] Vermeulen J K, Johnson K L. Contact of non-spherical bodies transmitting tangential force[J]. Journal of Applied Mechanics, 1964, 31: 338-340. doi: 10.1115/1.3629610.
- [3] Prepen I, Hans T. On the ultimate transition to chaos in the dynamics

of Cooperrider's bogie[J]. Chaos, Solutions&Fractals, 1997, 18(4): 229-581.

- [4] Hans T. Dynamics of a rolling wheelset[J]. Applied Mechanics Reviews, 1993, 46(7): 438-444. doi: 10.1115/1.3120372.
- [5] Xiao Qian, Huang Bikun, Xu Hongxia, et al. Analysis of steady-state rolling contact creep characteristics of high-speed wheel-rail under different operating conditions[J]. China Rail Way Science, 2015, 36(3): 81-87 (in Chinese) [肖乾, 黄碧坤, 徐红霞, 等. 不同运行工况下高速轮轨稳态滚动接触蠕滑特性分析[J]. 中国铁道科学, 2015, 36(3): 81-87].
- [6] Ding Junjun, Sun Shulei, Qi Zhuang, et al. Wheel wear prediction of railway freight car based on wheel/rail creep mechanism[J]. Tribology, 2013, 33(3): 236-244 (in Chinese) [丁军君, 孙树磊, 戚壮, 等. 基于轮轨蠕滑机理的货车车轮磨耗寿命预测[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(3): 236-244]. doi: 10.16078/j.tribology.2013.03.015.
- [7] Chang Chongyi, Wang Chengguo. Wheel-rail steady state rolling contact analysis based on ALE finite element method[J]. China Rail Way Science, 2009, 30(2): 87-93 (in Chinese) [常崇义, 王成国. 基于ALE有限元的轮轨稳态滚动接触分析[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(2): 87-93]. doi: 10.3321/j.issn:1001-4632.2009.02.016.

- [8] Wang Xiaosong, Ge Yaojun, Wu Dingjun. Calculation of creep forces of wheel rail contact under non hertzian conditions[J]. Journal of the railway, 2007, (4): 96–100 (in Chinese) [王小松, 葛耀君, 吴定俊. 非赫兹接触下轮轨接触蠕滑力的计算[J]. 铁道学报, 2007, (4): 96–100]. doi: [10.3321/j.issn:1001-8360.2007.04.020](https://doi.org/10.3321/j.issn:1001-8360.2007.04.020).
- [9] Monk-steel A D, Thompson D J, De Beer F G, et al. An investigation into the influence of longitudinal creepage on railway squeal noise due to lateral creepage[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3-5): 766–776. doi: [10.1016/j.jsv.2005.12.004](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.12.004).
- [10] Kalker J J, Johnson K L. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact[M]. Kluwer Academic publication, 1990.
- [11] JinXuesong, XueBiyi. Application of three-dimensional non-hertz rolling contact theory in wheel-roll rolling contact-compilation and application of TPLR[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1997, 32(4): 407–412 (in Chinese) [金学松, 薛弼一. 三维非赫兹滚动接触理论在轮轨滚动接触中的应用-TPLR的编制及应用[J]. 西南交通大学学报, 1997, 32(4): 407–412].
- [12] Qi Zhuang, Li Fu, DingJunjun. Breaking optimization method of wagon under limit adhesion[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(6): 35–40 (in Chinese) [戚壮, 李芾, 丁军君. 货车极限黏着制动优化方法[J]. 交通运输工程学报, 2012, 12(6): 35–40]. doi: [10.3969/j.issn.1671-1637.2012.06.006](https://doi.org/10.3969/j.issn.1671-1637.2012.06.006).
- [13] Song Leiming. EMU transmission and control[M]. China Railway Press, 2007(in Chinese) [宋雷鸣. 动车组传动与控制[M]. 中国铁道出版社, 2007].
- [14] Wang Pu, Gao Liang, Wang Shuguo. Rail wear prediction model and grid density of contact patch for heavy haul railway[J]. Journal of Tongji University(Natural science), 2017, 46(6): 790–795 (in Chinese) [王璞, 高亮, 王树国. 重载钢轨磨耗预测模型及接触斑网格密度研究[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017, 46(6): 790–795].

《摩擦学学报》2016年9月 第36卷 第5期

## 载荷对304不锈钢微动磨损性能的影响

范娜<sup>1,2</sup>, 王云霞<sup>1\*</sup>, 王秋凤<sup>1,2</sup>, 阎逢元<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 中科院大学, 北京 100049)

文章署名勘误, 修改为

## 载荷对304不锈钢微动磨损性能的影响

范娜<sup>1,2</sup>, 王云霞<sup>1\*</sup>, 王秋凤<sup>1,2</sup>, 阎逢元<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.中国科学院大学, 北京 100049)

DOI: 10.16078/j.tribology.2018168

# 碳纤维切向微动磨损特性研究

王梦婕<sup>1</sup>, 彭金方<sup>1,2,3\*</sup>, 庄文华<sup>3</sup>, 张晓宇<sup>3</sup>, 蔡振兵<sup>3</sup>, 朱旻昊<sup>1,3</sup>

(1. 西南交通大学 材料科学与工程学院, 四川 成都 610031;

2. 东华大学 纤维材料改性国家重点实验室, 上海 201620;

3. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 摩擦学研究所, 四川 成都 610031)

**摘要:** 在自制的多功能微动腐蚀试验机上, 通过改变法向载荷和位移幅值, 以碳纤维为研究对象开展球-面接触模式下的微动磨损试验. 建立了微动运行工况图、 $F_t$ - $D$ 曲线和摩擦系数曲线, 探究了碳纤维的微动磨损运行特性; 结合光镜(OM)、扫描电镜(SEM)、白光干涉仪和X射线光电子能谱(XPS)对磨损形貌及磨屑成分进行了分析, 探究了碳纤维的微动磨损机理. 结果表明: 随法向载荷的减小、位移幅值的增加, 微动磨损区域由部分滑移区、混合区向滑移区转变. 摩擦系数随法向载荷的增加而减少, 随位移幅值的增加而增加. 磨损体积随法向载荷和位移幅值的增加而增加; 在部分滑移区和混合区, 磨损率随载荷的增加而减小, 在滑移区, 磨损率存在波动, 但依旧呈上升趋势. 混合区和滑移区的磨损机理为磨粒磨损、剥层和氧化磨损, 但混合区氧化磨损较为严重. 位移幅值和法向载荷对碳纤维微动磨损行为影响较大, 对摩擦系数以及磨损体积也有较为显著的影响. 混合区和滑移区微动磨损机理主要表现为磨粒磨损、剥层和氧化磨损.

**关键词:** 碳纤维; 微动磨损; 摩擦系数; 磨损体积; 磨损机理

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0330-10

## Fretting Wear Damage Characteristics of Carbon Fiber

WANG Mengjie<sup>1</sup>, PENG Jinfang<sup>1,2,3\*</sup>, ZHUANG Wenhua<sup>3</sup>, ZHANG Xiaoyu<sup>3</sup>,  
CAI Zhenbing<sup>3</sup>, ZHU Minhao<sup>1,3</sup>

(1. School of Materials Science and Engineering, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031, China

2. Key Laboratory of Fiber Material Modification, Donghua University, Shanghai 201620, China

3. Tribology Research Institute, Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031, China)

**Abstract:** The fretting of carbon fiber was produced on the self-made multi-function fretting corrosion tester, by changing the normal load and the displacement amplitude. The running condition fretting map,  $F_t$ - $D$  curve and friction coefficient curve were established. The fretting wear operation characteristics of carbon fiber were explored; combined with optical microscope, scanning electron microscope, white light interferometer and X-ray photoelectron spectroscopy. The fretting wear mechanism of carbon fiber was explored by the investigating wear morphology and wear components. The results show the transition of fretting wear regime from partial slip regime or mixed regime to slip regime was observed by decreasing normal load and increasing displacement amplitude. Increasing normal load and decreasing displacement amplitude decreased the friction coefficient. Wear volume increased with increasing normal load and displacement amplitude. In the partial slip regime and the mixed regime, the wear rate decreased with the increase of the normal load. In the slip regime, the wear rate fluctuated and increased with normal load. The wear mechanisms of the

Received 9 November 2018, revised 20 December 2018, accepted 28 January 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: pengjinfang@swjtu.edu.cn, Tel: +86-17761257521.

The work was supported by the National Natural Science Foundation of China (U1534209 and 51305364) and the National Key Laboratory of Fiber Materials Modification of Donghua University (LK1511).

国家自然科学基金项目 (51627806 and 51305364) 和东华大学纤维材料改性国家重点实验室开放课题(LK1511)资助.

mixed regime and the slip regime were abrasive wear, delamination and oxidative wear, while the oxidation wear in the mixed regime was more severe. The displacement amplitude and normal load had a great influence on the fretting wear of carbon fiber, friction coefficient and wear volume. The fretting wear mechanisms of the mixed regime and the slip regime were mainly represented by abrasive wear, delamination and oxidative wear.

**Key words:** carbon fiber; fretting wear; friction coefficient; wear volume; wear mechanism

微动是指在两个名义上静止的接触表面上发生极小幅值的运动,幅值通常为微米量级的<sup>[1]</sup>。通常发生在名义上“静止”的紧固件之间。微动形式主要包括切向微动,径向微动,扭动微动以及转动微动四种基本模式。微动会使两物体接触表面产生表面间的磨损,会引起松动、材料损失和微观裂纹等问题<sup>[2-4]</sup>。影响微动的因素有很多,但位移幅值和法向载荷是微动最基本的两个影响因素,会对微动损伤特性造成很大的影响,因此在试验中通常通过改变这两个因素对材料微动性能进行研究。

碳纤维材料作为一种新型的纤维材料,具有很高的比模量和比强度,耐高温耐腐蚀性能良好,含碳量通常高达95%(质量分数)以上,线膨胀系数小,其拉伸强度约为2~7 GPa,拉伸模量约为200~700 GPa,既可以作为结构材料又可以作为功能材料,其优良的特性使得在此领域愈发运用广泛,因此被广泛应用于国防和民用等领域,如在军民两用飞机上,国内外已经大量采用碳纤维材料作为结构部件,美国在上世纪八十年代,就已经开始运用碳纤维增强复合材料制造导弹壳体。其中花键链接、滚动轴承和发动机轴等部分存在微动磨损;碳纤维除了运用在军工方面,也大量运用在运动休闲中,像自行车、鱼竿和球拍等,可以使装备轻便坚固,同时也出现在日常用品中,如手机和笔记本电脑等<sup>[5-9]</sup>。在使用碳纤维作为结构材料时会出现间隙配合,在此工况下极易发生微动磨损,左孔成等<sup>[5]</sup>探究了纤维方向对碳纤维的扭动微动磨损特性;周先辉等<sup>[8]</sup>对碳纤维与聚四氟乙烯纤维(CF/PTFE)混编织物制备的环氧树脂基自润滑复合材料进行了干摩状态下的摩擦试验,磨损主要表现为疲劳磨损特征;王运动<sup>[9]</sup>探究了碳纤维增强复合材料在不同条件下的微动磨损特性,结果表明在大气环境下法向载荷和位移幅值对微动磨损性能影响较为严重,磨损机制主要以磨粒磨损和剥落为主。如今已有对碳纤维复合材料的摩擦磨损性能的研究,但对碳纤维材料本身的微动磨损研究较少,因此本文中研究碳纤维材料在干摩状态下的微动磨损特性以及微动磨损机理,为之后的研究提供理论基础和数据参考。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料

碳纤维为T300, 12k碳纤维环氧树脂,由成都鲁晨新材料科技有限公司提供。其抗拉强度达到3.5 GPa,将纤维板使用雕刻机切割为10 mm×10 mm×3 mm的六面体,在切割过程中对表面贴膜保护,切割完成后再放入无水乙醇中超声清洗20 min并吹干待用。成分含量列于表1中。

表1 T300, 12k的主要化学成分

Table 1 The chemical composition of T300, 12k-carbon fiber

Material	w(C)/%	w(O)/%	w(N)/%
Carbon Fiber T300, 12k	95.06	4.45	0.49

对摩副采用 $\phi 12$  mm的氮化硅陶瓷球(化学式为 $\text{Si}_3\text{N}_4$ ),氮化硅陶瓷球在非氧化气氛中高温烧结的精密陶瓷,具有高强度及耐磨性的特点,同时耐高温和耐腐蚀,含量成分列于表2中。在试验前用无水乙醇清洗。

表2  $\text{Si}_3\text{N}_4$ 陶瓷球的主要化学成分

Table 2 The chemical composition of  $\text{Si}_3\text{N}_4$

Material	w(Y)/%	w(Al)/%	w(C)/%	w(O)/%	w(Ca)/%	w(Fe)/%
$\text{Si}_3\text{N}_4$	3.6	4.2	1.1	0.016	0.015	0.018

### 1.2 试验设备和参数

试验是在自主研发的多功能微动腐蚀试验机(型号为MFC-01)上进行的,该试验机可以满足不同条件下的微动磨损、微动腐蚀等试验研究。法向位移范围0.2~180  $\mu\text{m}$ ,法向载荷范围0~300 N,装置配有恒温控制系统,能满足常温至500  $^\circ\text{C}$ 温度范围的高温磨损试验。试验机示意图如图1所示。试验机通过压电陶瓷驱动装置提供切向位移,试样放在试样夹具上,对摩球副安置在对摩副夹具上,法向载荷是摇动手轮通过滚珠丝杆副的进给运动带动滑块向下运动并且压缩弹簧实现法向加载,压力传感器对法向载荷进行实时监测,弹簧作为力补偿装置,当出现一定的磨损深度时,通过弹簧的预压缩量产生的回复力,对在磨损过程中由于磨损深度出现产生的力减小进行补偿,使试验保



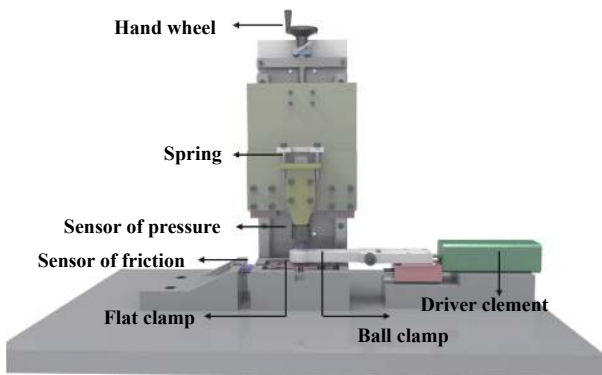


Fig. 1 Schematic of the multifunctional fretting corrosion testing machine

图1 多功能微动腐蚀试验机示意图

持在一个较为恒定的条件下. 摩擦力传感器采用的是拉压力传感器, 通过螺栓与夹具连接, 夹具下面安装有导轨, 因此测力传感器所受的拉压力就是摩擦力, 实时记录微动过程中摩擦力的变化情况.

试验采用球-平面接触模式, 在环境温度为室温下进行, 试验频率 $f=4$  Hz, 试验时间 $T=20$  min, 位移幅值 $D=1, 10, 20, 40, 60$ 和 $80 \mu\text{m}$ , 法向载荷 $F_n=100, 150, 200$ 和 $250$  N. 因为碳纤维具有织物性, 为了排除纤维取向对试验的影响, 在试验过程中, 保证切向微动方向与纤维方向保持平行. 试验后采用OLYMPUS-BX60M型光学显微镜(OM)、JSM-6610LV型扫描电子显微镜(SEM)观察磨痕表面形貌; 采用型号为Contour GT X3的三维形貌仪对磨损形貌、磨损体积及磨损中心处进行测试; 采用ESCALAB 250Xi型X射线光电子能谱分析磨损产物组成.

## 2 结果与讨论

### 2.1 运行工况微动图

位移幅值和法向载荷是影响两个物体表面微动接触状态最基本的因素<sup>[10]</sup>, 通过对试验频率, 试验时间的固定, 改变位移幅值与法向载荷可以得到碳纤维的运行工况图, 如图2所示. 在碳纤维的微动磨损试验中, 碳纤维的运行工况同样由部分滑移区、混合区以及滑移区组成. 当位移幅值一定时, 法向载荷改变会使表面接触应力随之变化, 法向载荷的减小会使两接触表面的接触应力变小, 相对滑移增加, 微动运行区域由部分滑移区、混合区向滑移区转变; 当法向载荷一定时, 位移幅值的增加促进了表面接触材料的相对滑移, 使微动运行区域由部分滑移区、混合区向完全滑移区转变.

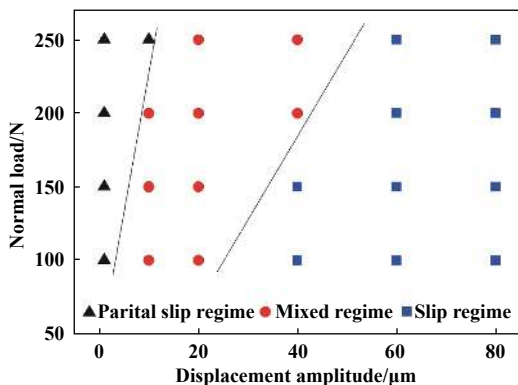


Fig. 2 Running condition for fretting map

图2 运行工况图

### 2.2 微动运行特征

在微动磨损中,  $F_t$ - $D$ 曲线是反映两种对摩材料表面的动态特性, 是反映微动磨损最基本的信息<sup>[11]</sup>. 从图2可以看出, 碳纤维的微动运行同样由三部分组成, 对其较为典型的区域进行分析. 在不同载荷及位移下的 $F_t$ - $D$ 曲线随时间的变化如下图3所示. 当位移幅值 $D=1 \mu\text{m}$ 时, 在任意载荷及循环次数下,  $F_t$ - $D$ 曲线为直线型, 此时微动处于部分滑移区; 当位移幅值 $D=10 \mu\text{m}$ 时, 法向载荷较小时, 随循环次数的增加,  $F_t$ - $D$ 曲线由平行四边形向椭圆型转变, 此时微动运行在混合区, 当法向载荷增大到 $250$  N时,  $F_t$ - $D$ 曲线由初期的平行四边形逐渐向直线型转变, 此时的形变由弹性形变协调, 微动运行在部分滑移区. 同样, 当位移幅值 $D=20 \mu\text{m}$ 时,  $F_t$ - $D$ 曲线都是随循环次数的增加由平行四边形向椭圆型转变, 微动运行在混合区; 当位移幅值 $D=40 \mu\text{m}$ 时, 法向载荷为 $100$ 和 $150$  N时,  $F_t$ - $D$ 曲线都是平行四边形, 此时微动运行在滑移区, 法向载荷继续增加,  $F_t$ - $D$ 曲线随循环次数的增加由平行四边形逐渐转变为椭圆型, 这是由于法向载荷增加, 表面接触应力增大, 相对滑移减小, 微动运行区逐渐由滑移区向混合区转变. 当位移幅值 $D=80 \mu\text{m}$ 时,  $F_t$ - $D$ 曲线都为平行四边形, 表明微动运行在滑移区.

### 2.3 摩擦系数分析

摩擦系数是摩擦过程中很重要的参数, 反映了材料表面的接触状态<sup>[10]</sup>. 图4表示了不同位移幅值及法向载荷下的摩擦系数的变化曲线. 摩擦系数随循环次数的变化主要可以分为3个阶段: 跑合、上升和稳定. 随循环次数的增加, 表面膜被破坏, 摩擦力逐渐增加, 摩擦系数增大, 因此出现上升阶段; 一定循环之后, 磨损过程中产生的第三体磨屑的产生与溢出达到动态平衡, 摩擦系数变化较小, 处于稳定状态<sup>[2]</sup>. 如图4(a)所

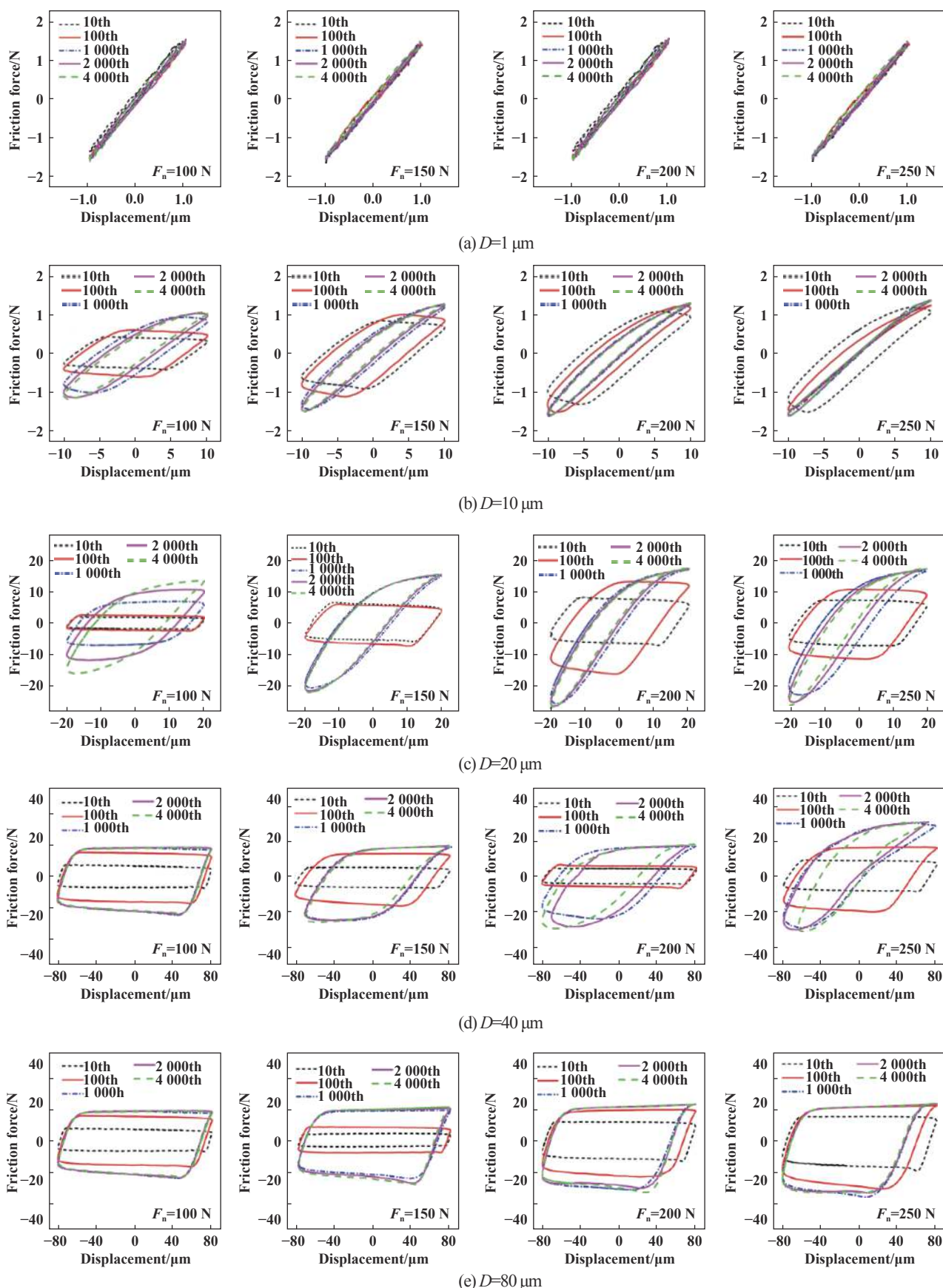


Fig. 3 The  $F_t$ - $D$  curve of carbon fiber under different load conditions

图 3 碳纤维在不同载荷条件下的  $F_t$ - $D$  曲线

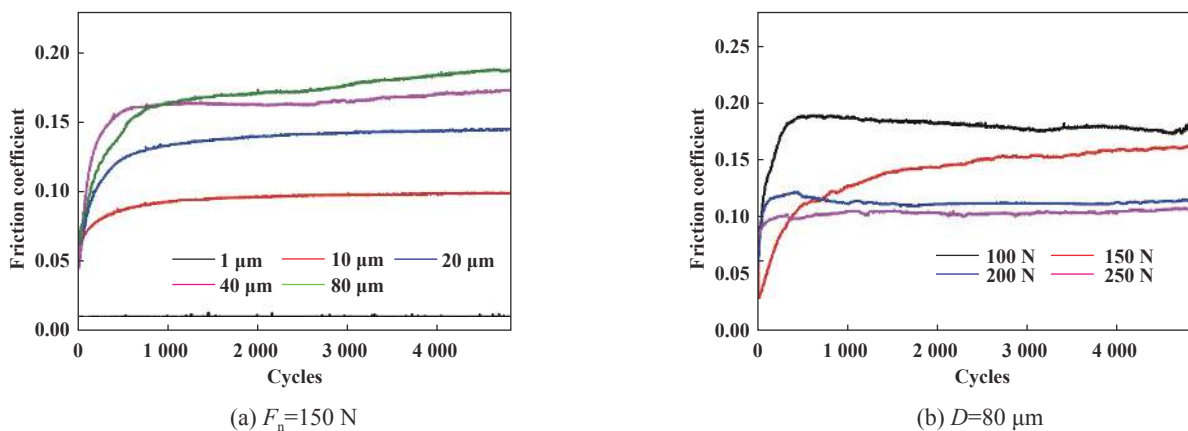


Fig. 4 The friction coefficient curve under different displacement amplitude and different load

图4 不同位移幅值及不同法向载荷下的摩擦系数曲线

示,位移幅值为1  $\mu\text{m}$ 时,摩擦系数仅为0.015左右,这是由于当位移幅值较小时,微动处于部分滑移区,此时的形变由弹性形变调节,中心黏着几乎没有相对位移,因此摩擦力不随时间而改变,摩擦系数很小;当位移幅值小于40  $\mu\text{m}$ 时,摩擦系数随着循环次数增加很快达到稳定状态,且摩擦系数比较小;当位移幅值为40  $\mu\text{m}$ 时,达到稳定时摩擦系数为0.172;当位移幅值为80  $\mu\text{m}$ 时,摩擦系数的波动比较大,最后达到稳定时的摩擦系数约为0.181.如图4(b)所示,位移幅值一定时,两接触表面的接触应力随着法向载荷的增加而增加,相对位移减少,摩擦系数降低.由以上分析可知,碳纤维在此试验条件下,摩擦系数随位移幅值增加而增加,随法向载荷的增加而降低.

## 2.4 磨损形貌分析

图5是碳纤维磨损形貌的光镜图,根据图2的微动运行图可知,图5(a)、图5(b)和图5(c)的微动运行工况分别处在部分滑移区、混合区和滑移区,磨损面积和磨损程度随位移幅值的增加而增大.部分滑移区损伤轻微仅仅出现压痕,在磨损边缘存在环状结构,是典

型的部分滑移区形貌,见图5(a);混合区的磨损中心黏着,边缘有少量磨屑的堆积,见图5(b);滑移区的磨损中心黏着,边缘有大量的磨屑堆积,损伤较为严重,见图5(c).

图6为碳纤维在混合区微观形貌的扫描电镜图.混合区的磨损主要由中心黏着区和边缘磨屑堆积区组成.对中心区域和边缘区域放大观察,在磨损过程中存在剥层及犁沟等形貌,边缘出现粒状磨屑,见图6(b~c).

图7为碳纤维在滑移区微观形貌的扫描电镜图.滑移区内碳纤维与氮化硅陶瓷球发生了完全滑移,磨损面积增大,且在整个磨损区域内由大量的磨屑覆盖.由图7(b)所示,磨屑呈多层状结构,这是由于在磨损过程中存在对磨屑的反复碾压,磨损边缘存在大量的磨屑堆积.

不同位移幅值下的磨损三维形貌及二维轮廓如下图8所示.磨损的深度及宽度都随着位移幅值的增加而增加,深度增加的尤为明显.当位移幅值 $D=1$   $\mu\text{m}$ 时,从三维形貌可以看出磨痕在表面形成了较浅的压

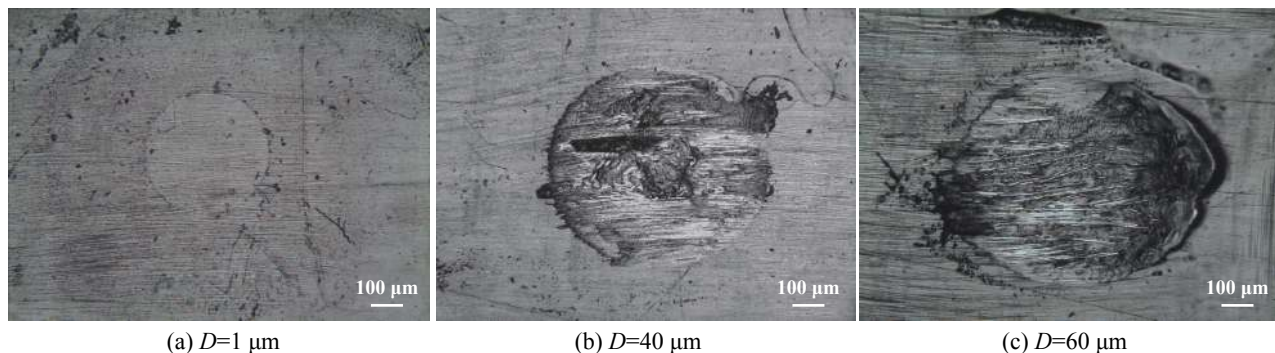


Fig. 5 OM micrographs of wear scar,  $F_n = 250$  N,

图5 磨损形貌光镜图,  $F_n = 250$  N



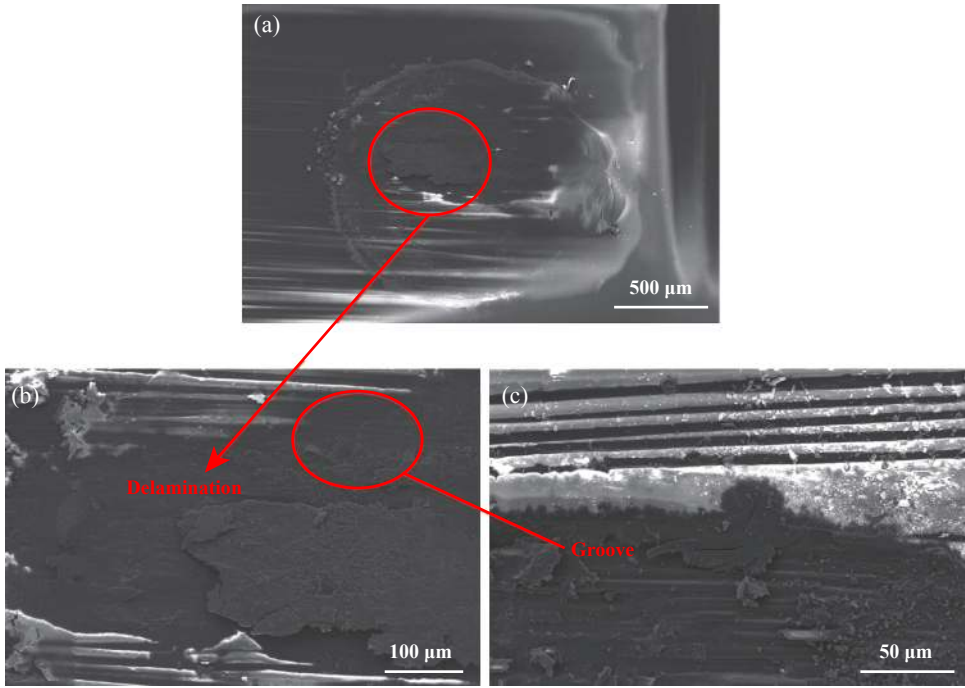


Fig. 6 SEM micrographs of mixed regime,  $F_n=250\text{ N}$ ,  $D=40\ \mu\text{m}$

图 6 混合区的SEM形貌,  $F_n=250\text{ N}$ ,  $D=40\ \mu\text{m}$

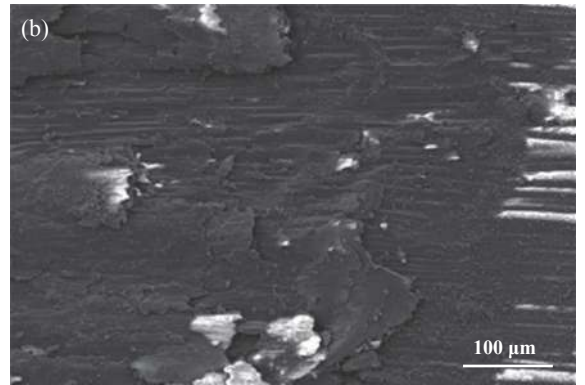
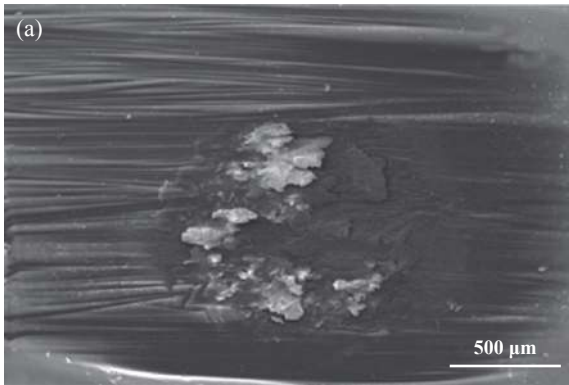


Fig. 7 SEM micrographs of slip regime,  $F_n=250\text{ N}$ ,  $D=60\ \mu\text{m}$

图 7 滑移区形貌的SEM照片,  $F_n=250\text{ N}$ ,  $D=60\ \mu\text{m}$

痕, 二维轮廓呈“W”型, 是部分滑移区的典型特征. 当位移幅值增加到 $80\ \mu\text{m}$ 时, 从三维形貌可以看出磨痕的深度增加并且在磨痕周围存在大量磨屑堆积, 二维轮廓呈“U”型, 是滑移区的典型特征<sup>[8]</sup>. 根据轮廓判断的微动运行区域与运行工况图和 $F_t$ - $D$ 曲线分析结果一致.

图9不同位移幅值及法向载荷条件下的磨损体积及磨损率<sup>[11-13]</sup>. 当位移幅值为 $1\ \mu\text{m}$ 时微动处于部分滑移区, 形变主要由弹性形变协调, 有少量第三体磨屑的生成, 表面损伤轻微, 损伤主要是压痕引起的, 因此磨损体积最小; 当位移幅值 $20\ \mu\text{m}$ 时微动处于混合区,

磨损中心区域为黏着状态, 部分滑移发生在边缘部分, 磨损中心损伤较小, 所以磨损体积大幅度减小; 当位移幅值 $80\ \mu\text{m}$ 时微动处于滑移区, 磨损由大量第三体磨屑堆积与磨损颗粒脱落组成的, 因此磨损体积最大. 从磨损率看, 当位移幅值为 $1\ \mu\text{m}$ 时, 随着载荷的增加磨损率降低, 这是由于此时微动运行在部分滑移区, 损伤较轻微, 磨损体积变化不大, 载荷增加则磨损率降低; 当位移幅值为 $20\ \mu\text{m}$ 时, 随载荷增加磨损率降低, 这是由于虽然磨损体积在增加但增加量并没有成倍增长, 而载荷却增加了1~2倍, 因此磨损率降低了; 当位移幅值为 $80\ \mu\text{m}$ 时, 在载荷较小的情况下有小幅



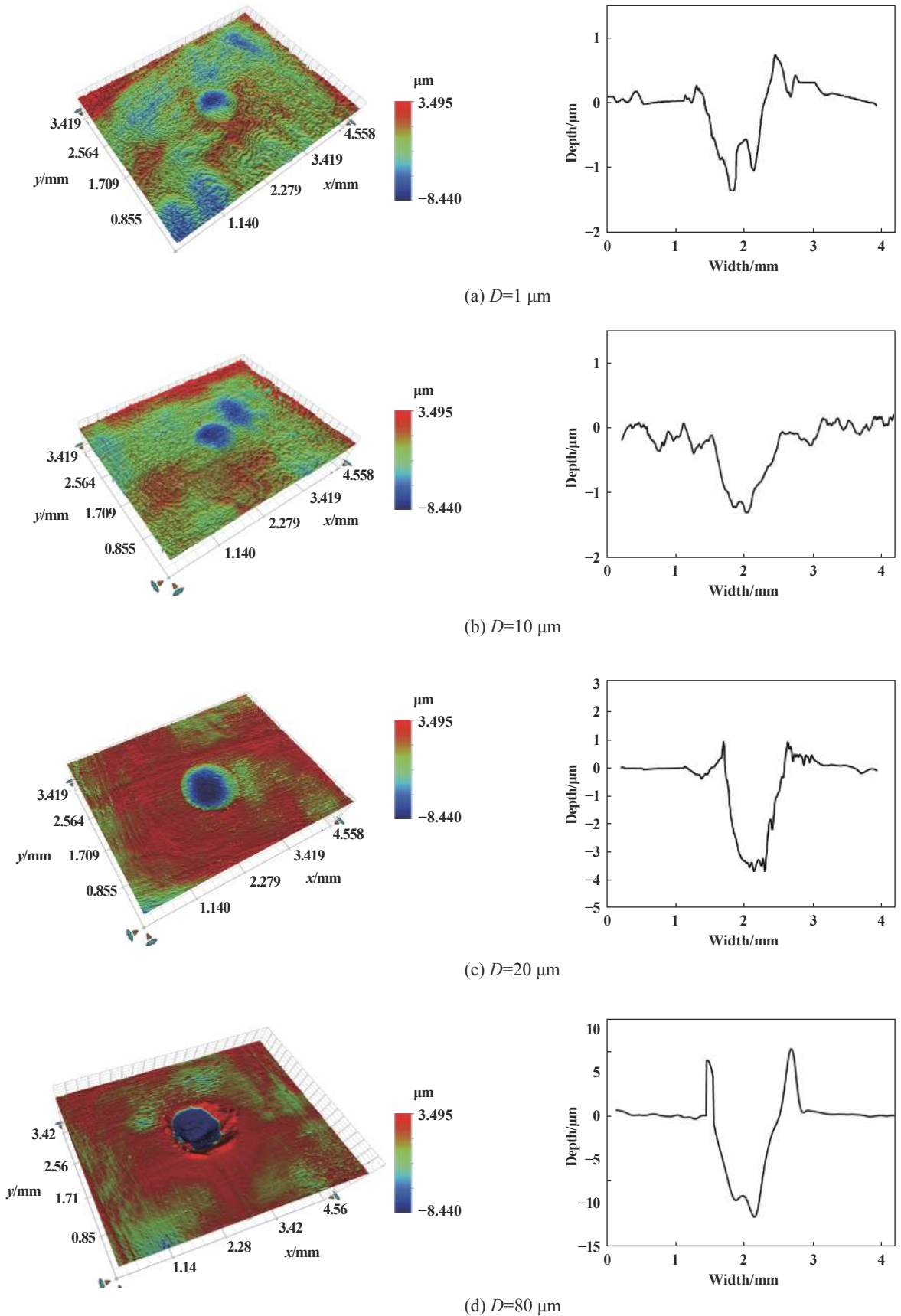


Fig. 8 3D morphology and 2D profile under different displacement amplitude,  $F_n=150 \text{ N}$

图8 不同位移幅值下的三维形貌及二维轮廓,  $F_n=150 \text{ N}$

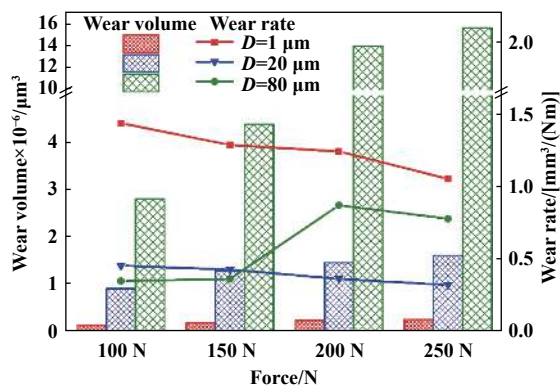


Fig. 9 Wear volume and wear rate under different displacement amplitude and different load

图9 不同位移幅值及不同法向载荷条件下的磨损体积及磨损率

度增加, 磨损率最大出现在200 N的时候, 说明此时的位移幅值和法向载荷的共同作用对材料磨损的影响较大, 而载荷继续增加时磨损体积增加有限, 所以磨损率有所下降, 但磨损率在此条件下还是呈上升趋势.

### 2.5 磨损机理分析

根据文献报道并结合微观形貌可知, 在部分滑移区的损伤轻微, 在滑移区通常主要发生磨损, 而在混

合区可能出现裂纹, 裂纹的产生与拓展可能会造成零件的失效, 处在混合区的材料在使用中较为危险, 因此主要对混合区、滑移区磨损机理进行分析.

采用Thermo Electron软件Avantage对C、O两种元素进行XPS窄谱图进行测试结果曲线拟合, 拟合前所有元素峰位均根据C1s的标准峰(284.7 eV)进行标定<sup>[14-18]</sup>. 下图10(a)、(b)、(c)分别是未磨损区域、混合区以及滑移区的C1s窄谱图, C1s窄谱图可以分为3个部分: C-C结合能为284.7 eV, C-O结合能为286.4~286.6 eV之间, C=O结合能为289.0~289.1 eV之间, 可以看出未磨损区域中C-C的含量较多而且没有出现C=O峰. 在图10(b)中, C-O的含量明显增多且超过了C-C的含量, 并且出现了少量C=O, 因此在磨损过程中出现了氧化作用. 在图10(c)中, C-C峰的含量最多, 出现了少量C=O, 相较于混合区C-O的含量下降. 从图10(a~c)可以看出, 在磨损过程中出现了氧化反应, 且在混合区的氧化反应较为剧烈. 图10(d~f)是O1s在未磨损区域、混合区及滑移区的窄谱图<sup>[19-20]</sup>, 在未磨损区域, 仅仅出现了C-O且含量较高, 而在混合区和滑移区, 则出现了C-O峰和C=O峰, C=O的含量与C1s窄谱图中的C=O相

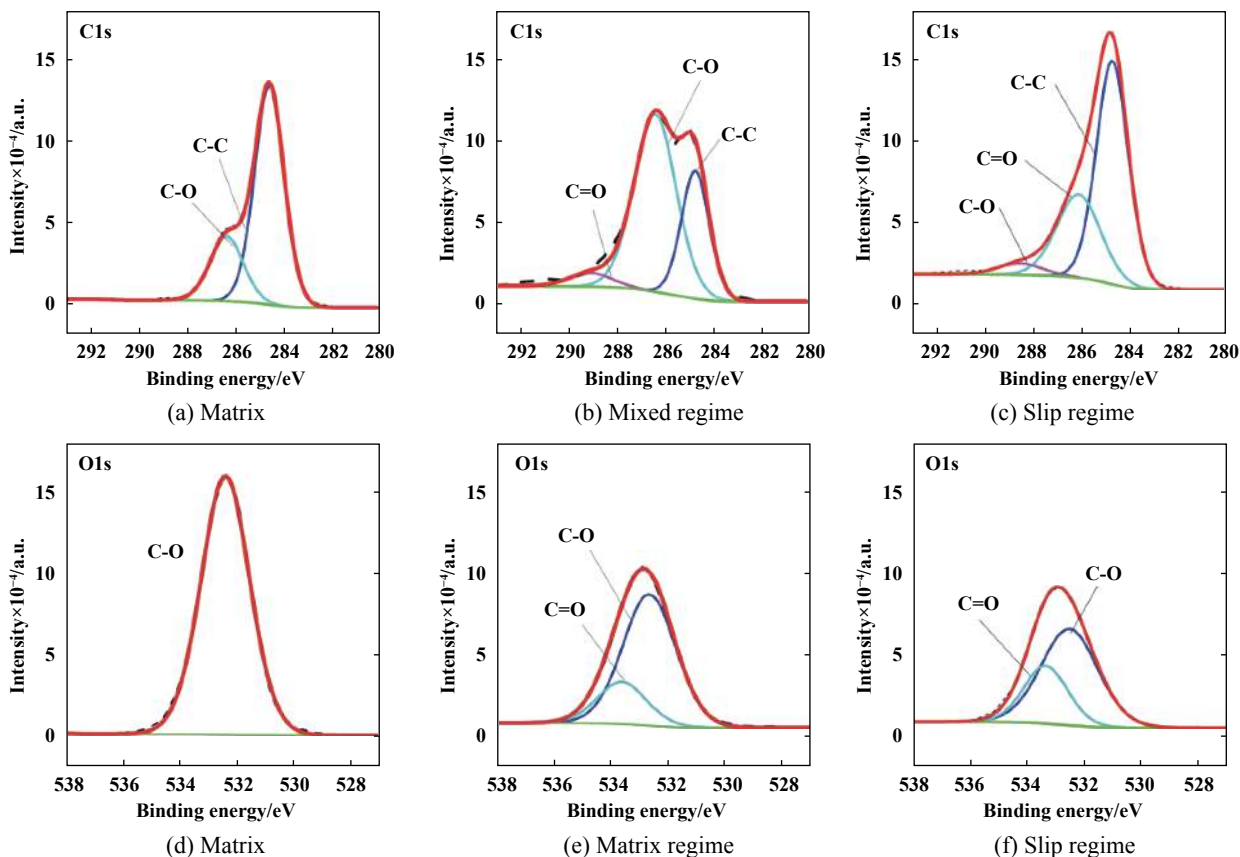


Fig. 10 The XPS spectra of C1s and O1s,  $D=80 \mu\text{m}$ ,  $F_n=250 \text{ N}$

图10 未磨损区域、混合区及滑移区C1s、O1s的XPS窄谱图,  $D=80 \mu\text{m}$ ,  $F_n=250 \text{ N}$

对含量基本相同,更加证明了在磨损过程中发生了氧化磨损,生成了C-O键和C=O键.未磨损区、混合区及滑移区XPS定量分析结果列于表3中.XPS拟合分峰具

体细节数据列于表4中.根据XPS的分析结果表明,碳纤维在此试验条件下的磨损机制为氧化磨损,并且在混合区的氧化磨损最为严重.

表3 未磨损区域、混合区及滑移区XPS定量分析结果

Table 3 The XPS analysis in different regimes

Regime	Name	Peak BE	FWHM/eV	Area (P) CPS/eV	Atomic fraction/%
Matrix	O1s	531.96	3.17	534 706.82	16.24
	C1s	284.47	2.00	1 028 988.82	83.76
Slip Regime	O1s	531.98	3.16	591 033.26	17.48
	C1s	284.85	3.55	1 040 884.26	82.52
Mixed Regime	O1s	531.42	2.98	843 782.69	28.77
	C1s	284.12	3.09	779 410.44	71.23

表4 不同区域损伤表面的XPS谱图的拟合峰峰位、半高宽及其相对含量

Table 4 Peak positions and FWHM of the XPS spectra in different zones of the worn surface.

Peak		B.E./eV			FWHM/eV			Area, CPS/eV		
		Matrix	Mixed Regime	Slip Regime	Matrix	Mixed Regime	Slip Regime	Matrix	Mixed Regime	Slip Regime
C	C-C	284.68	284.78	284.65	1.52	1.41	1.62	223 761.83	11 582.20	231 715.93
	C-O	286.48	286.58	286.35	1.42	2.11	2.23	62 301.29	241 188.07	119 075.29
	C=O	-	289.08	288.98	-	2.16	2.24	-	19 060.91	16 909.09
O	C-O	532.37	532.66	532.5	1.91	2.25	2.39	293 555.77	169 586.84	133 454.7
	C=O	-	533.85	533.72	-	2.1	1.85	-	50 962.90	62 192.39

### 3 结论

a. 碳纤维的微动运行区域由三部分组成,即部分滑移区、混合区以及滑移区.随法向载荷的减小或位移幅值的增加,微动运行区域由部分滑移区、混合区向滑移区转变.

b. 摩擦系数在微动过程中主要分为3个阶段:跑合阶段、上升阶段和稳定阶段.随位移幅值的减小和法向载荷的增加,摩擦系数减小.在滑移区摩擦系数的稳定值最大.在混合区摩擦系数达到稳定的速度最快.

c. 在部分滑移区,磨损形貌为微动磨损典型环状形貌,接触边缘微滑和接触中心黏着,二维轮廓呈“W”型;在滑移区,磨损的二维轮廓出现典型的“U”型,并且伴随着大量的磨屑堆积.在部分滑移区和混合区,磨损率随法向载荷的增加而减小,在滑移区,磨损率随法向载荷的增加而呈上升趋势.

d. 通过XPS测试结果分析碳纤维微动磨损机理,常温干摩擦状态下,磨损机理主要为磨粒磨损、剥层和氧化磨损,且在混合区氧化磨损最为严重.

### 参考文献

[1] Zhou Zhongrong. Fretting wear[M]. Beijing: Science Press, 2002(in

Chinese) [周仲荣. 微动磨损[M]. 北京: 科学出版社, 2002].

[2] Zhou Zhongrong, Zhu Minhao. Composite fretting wear[M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2004(in Chinese) [周仲荣, 朱旻昊. 复合微动磨损[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2004].

[3] Zhou Zhongrong. Research on fretting wear and fretting fatigue[J]. Chinese Mechanical Engineering, 2000: 1146-1150 (in Chinese) [周仲荣. 关于微动磨损与微动疲劳的研究[J]. 中国机械工程, 2000: 1146-1150]. doi: 10.3321/j.issn:1004-132X.2000.10.022.

[4] Zhou Zhongrong, Lei Yuanzhong, Zhang Siwei. Frontiers of tribology[M]. Beijing: Science Press, 2006(in Chinese) [周仲荣, 雷源忠, 张嗣伟. 摩擦学发展前沿[M]. 北京: 科学出版社, 2006].

[5] Zuo Kongcheng, Cai Zhenbing, Song Chuan, et al. Effect of fibers orientation on torsional fretting wear behaviors of carbon fiber fabric composites[J]. Journal of Materials Engineering, 2014, 4: 79-84 (in Chinese) [左孔成, 蔡振兵, 宋川, 等. 纤维取向对碳纤维织物复合材料扭动微动摩擦学性能的影响[J]. 材料工程, 2014, 4: 79-84]. doi: 10.11868/j.issn.1001-4381.2014.12.014.

[6] Shi Fenghui, Dai Zhishuang, Zhang Baoyan. Characterization of surface properties of carbon fibers and interfacial properties of carbon fibers reinforced matrix composites[J]. Journal of Aeronautical Materials, 2010, 30(3): 43-47 (in Chinese) [石峰晖, 代志双, 张宝艳. 碳纤维表面性质分析及其对复合材料界面性能的影响[J]. 航空材料学报, 2010, 30(3): 43-47]. doi: 10.3969/j.issn.1005-5053.2010.3.010.

- [7] Du Shuai, He Min, Liu Yufei. Research progress on surface modification of PAN carbon fiber[J]. *China Textile Leader*, 2017, 6: 58–61 (in Chinese) [杜帅, 何敏, 刘玉飞. 碳纤维表面改性技术研究进展[J]. *纺织导报*, 2017, 6: 58–61]. doi: [10.3969/j.issn.1003-3025.2017.06.021](https://doi.org/10.3969/j.issn.1003-3025.2017.06.021).
- [8] Zhou Xianhui, Sun Yousong, Wang Wanshun. Dry tribological property of carbon/polytetrafluoroethylene hybrid fabric reinforced epoxy composite[J]. *Tribology*, 2016, 36(5): 650–658 (in Chinese) [周先辉, 孙友松, 王万顺. CF/PTFE纤维混编织物增强环氧复合材料干摩擦特性[J]. *摩擦学学报*, 2016, 36(5): 650–658].
- [9] Wang Yundong. Research on fretting wear of carbon fiber reinforced composites and titanium alloy[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016(in Chinese) [王运动. 碳纤维增强复合材料及钛合金微动磨损特性的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016].
- [10] Wan Xingzhi. Research on tribochemical mechanisms of AZ31B magnesium alloy during the fretting wear[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2016(in Chinese) [万幸芝. AZ31B镁合金微动摩擦化学机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2017].
- [11] Li Zhengyang. Study the tangential fretting wear behaviors of depleted uranium and Ti/TiN multilayer film[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2017(in Chinese) [李正阳. 贫铀及其Ti/TiN多层涂层的切向微动磨损性能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2017].
- [12] Attia H. A generalized fretting wear theory[J]. *Tribology International*, 2009, 42(9): 1380–1388. doi: [10.1016/j.triboint.2009.04.010](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.04.010).
- [13] Wang Zhang, Cai Zhengbing, Sun Yang, et al. Impact fretting wear behavior of pure iron under ball-to-flat contact[J]. *Tribology*, 2017, 37(2): 225–232 (in Chinese) [王璋, 蔡振兵, 孙阳, 等. 纯铁在球/面接触下的冲击微动磨损行为研究[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(2): 225–232]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.02.012](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.02.012).
- [14] Klocek Jolanta, Kolanek Krzysztof, Henkel Karsten, et al. Influence of the fullerene derivatives and cage polyhedral oligomeric silsesquioxanes on 3-amino-propyl-trimethoxysilane based hybrid nanocomposites chemical, morphological and electrical properties[J]. *Journal of Physics and Chemistry of Solids*, 2013, 74: 135–145. doi: [10.1016/j.jpics.2012.08.013](https://doi.org/10.1016/j.jpics.2012.08.013).
- [15] Ma Yunyun, Yan Chun, Xu Haibing, et al. Enhanced interfacial properties of carbon fiber reinforced polyamide 6 composites by grafting graphene oxide onto fiber surface[J]. *Applied Surface Science*, 2018, 452: 286–298. doi: [10.1016/j.apsusc.2018.04.274](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2018.04.274).
- [16] Batist Mariana, Desireé Reale, Drzal Lawrence T. Carbon fiber/epoxy matrix composite interphases modified with cellulose nanocrystals[J]. *Composites Science and Technology*, 2018, 164: 274–281. doi: [10.1016/j.compscitech.2018.05.010](https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2018.05.010).
- [17] Cui Ye, Cai Zhenbing, Liu Xinlong, et al. Effects of oxidation time on electrical contact fretting wear behavior of MAO (Micro-arc Oxidation) coating[J]. *Surface Technology*, 2018, 47(6): 188–194 (in Chinese) [崔叶, 蔡振兵, 刘新龙, 等. 微弧氧化膜的点接触微动磨损行为与冲击行为研究[J]. *表面技术*, 2018, 47(6): 188–194].
- [18] Li Baosong, Li Xiao, Huan Yuxing, et al. Influence of alumina nanoparticles on microstructure and properties of Ni-B composite coating[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2018, 762: 133–142. doi: [10.1016/j.jallcom.2018.05.227](https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2018.05.227).
- [19] Soghrati Elmira, Ong Theodore Kay Chen, Poh Chee Kok, et al. Zeolite-supported nickel phyllosilicate catalyst for CeO hydrogenolysis of cyclic ethers and polyols[J]. *Applied Catalysis B: Environmental*, 2018, 235: 130–142. doi: [10.1016/j.apcatb.2018.04.053](https://doi.org/10.1016/j.apcatb.2018.04.053).
- [20] Zhou Yan. Research on rail-wheel material damage under rolling contact friction[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2016(in Chinese) [周琰. 轮轨滚动摩擦材料损伤机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2017].



DOI: 10.16078/j.tribology.2019007

# 接触角滞后与流体动压润滑的相关性研究

王茜, 韩素立\*, 郭峰, 李超

(青岛理工大学机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520)

**摘要:** 理论研究表明不同润湿性界面对流体动压润滑油膜厚度有着显著地影响, 一般采用接触角(CA)来表征固液界面润湿性. 而由热力学原理推导出的界面势能垒理论模型不仅与接触角相关, 也是接触角滞后(CAH)的函数. 本文作者通过对不同基体材料的滑块进行表面张力修饰, 获得了不同亲和性的界面. 利用干涉法及荧光法分别测量了不同润湿性界面的流体动压润滑油膜厚及油膜受剪切的流动特性, 研究了接触角及接触角滞后两个界面参数对流体动压润滑油膜厚度的影响, 并对势能垒与接触角滞后的关系进行了讨论. 结果表明: 接触角与流体动压润滑油膜厚度的相关性较差, 接触角滞后可以更好地表征界面效应对流体动压润滑油膜厚度的影响.

**关键词:** 流体动压润滑; 润湿性; 接触角; 接触角滞后; 势能垒

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0340-10

## Correlation between Contact Angle Hysteresis and Hydrodynamic Lubrication

WANG Qian, HAN Suli\*, GUO Feng, LI Chao

(School of Mechanical & Automotive Engineering, Qingdao University of Technology,  
Shandong Qingdao 266520, China)

**Abstract:** Theoretical studies have proved that different solid-liquid affinity surfaces have significant effects on hydrodynamic lubrication film. In general, contact angle (CA) is used to characterize the wettability of solid-liquid interface. However a theoretical model derived based on thermodynamic principles shows that the potential energy barrier of a surface is not only a function of contact angle, but also of another interfacial parameter, contact angle hysteresis (CAH). By modifying the surface of the slider, different affinity interfaces were obtained. The lubricating film thickness and the continuity of flow velocity were measured by a fixed-inclined slider bearing system using optical interference method and fluorescence method respectively. This study thus evaluated the two, CA and CAH, by conducting thin film hydrodynamic lubrication experiments with surfaces of hydrophilic and hydrophobic. Fundamental relation between the potential energy barrier and CAH was discussed. The results show that the correlation between CA and hydrodynamic lubrication oil film thickness was unsatisfactory. But CAH can better characterize the influence of interface effect on the hydrodynamic lubrication film thickness.

**Key words:** hydrodynamic lubrication; interfacial wettability; contact angle; contact angle hysteresis; potential energy barrier

在流体力学中, 一般假设固液分子界面没有相对速度, 即液体分子在固体表面上没有滑移, 大多数传统工程采用“无滑移”边界条件. 但是在微型机械中,

液体薄膜润滑相比于固体润滑具有一定优越性. 机电系统器件的尺寸一般在微米甚至纳米量级, 器件的表面与体积比极大, 与表面相关的摩擦力、表面张力

Received 9 January 2019, revised 6 March 2019, accepted 20 March 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: best\_hsl@163.com, Tel: +86-13165008113.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51605239 and 51775286).

国家自然科学基金项目(51605239和51775286)资助.

和表面能等参数对器件的影响变得非常突出,固液边界滑移效应可能对流体流动及润滑油膜的形成产生重大的影响,在对润滑特性的研究过程中必须对界面效应加以考虑<sup>[1-2]</sup>.

目前,关于固液界面润湿性对滑移的影响还缺乏统一的认识<sup>[3-6]</sup>,对于给定液体通常由接触角来表征固体界面的润湿性,疏水表面接触角越大,润湿性越差,亲水表面则相反.一些试验研究表明接触角越大,固液分子间的粘附力越弱并且容易被克服,从而导致界面滑移. Barrat等<sup>[7]</sup>用分子动力学模拟发现界面滑移量随接触角的增大而增加,并且当接触角达到 $140^\circ$ 时滑移量能达到30个分子直径的长度. Zhu等<sup>[8]</sup>在牛顿液体中用SFA法测量了滑移长度,当流速超过临界值时,滑移长度会随接触角的增大而增加. Choo等<sup>[9-10]</sup>对点接触流体润滑的摩擦力进行了研究,并指出疏水表面的摩擦力相比于亲水表面摩擦力值要小,这一结果归因于在疏水表面发生了界面滑移. 马学虎等<sup>[11]</sup>研究了接触角滞后对表面液滴运动特性及传热性能的影响,制备了具有不同接触角滞后的超疏水表面,结果表明接触角滞后越大传热性能越小. 在面接触条件下,杨淑燕等<sup>[12]</sup>、王茜等<sup>[13]</sup>和王志君等<sup>[14]</sup>对不同润湿性界面形成的油膜厚度进行了测量,试验表明具有较强润湿性的界面产生的油膜厚度较高,差的润湿性界面油膜厚度有明显下降.

然而也有与上述研究相矛盾的结果. Bonaccorso等<sup>[15]</sup>的试验研究表明液体即使是在完全润湿的固体表面也会出现滑移. Bongaerts等<sup>[16]</sup>的试验表明疏水表面不会影响弹流润滑的摩擦系数,然而在边界润滑中,摩擦系数随着接触角的减小而增大. Cho等<sup>[17]</sup>发现,当接触角相对较小(从 $10^\circ\sim 40^\circ$ )时,非极性液体的滑移长度随接触角的减小而减小,然而,对于具有较大接触角(从 $60^\circ\sim 100^\circ$ )的极性液体,滑移长度和接触角之间没有相关性. 郭亮等<sup>[18]</sup>使用EGC涂层滑块得到了油膜厚度降低的反常现象,并提出接触角滞后是确定界面滑移的主要参数. Wang等<sup>[19]</sup>开发了一种可以改变油滴在超疏油表面粘附力的技术,随着紫外线处理时间的增加,油滴的滚动角从 $0^\circ$ 到 $90^\circ$ 之间发生变化,而接触角仅减少了约10%. Bhushan等<sup>[20]</sup>的试验研究发现水在玫瑰花瓣上形成的接触角非常大,然而将花瓣倾斜 $180^\circ$ 后水滴仍然可以悬挂在花瓣表面上,固液界面的粘附力很强,不容易产生界面滑移现象. 因此,仅仅通过接触角来表示液体能否在固体表面上发生滑移是不准确的.

上述关于润湿性对滑移影响的试验研究结论不一致,流体流动和润滑过程本质上是一个动态的过程,而接触角的测量是一个静态的过程,接触角滞后是前进角( $\theta_A$ )与后退角( $\theta_R$ )的差值,是一个动态测量过程. 液体分子如果获得的能量高于附着力的势能垒,则界面上发生滑移,热力学原理推导出的理论模型表明表面势能垒不仅是接触角的函数,也是接触角滞后的函数. 本研究的目的是通过比较接触角及接触角滞后与流体动压润滑油膜的相关性,找到与界面滑移相关性更好的界面参数.

## 1 试验部分

### 1.1 干涉测量装置

光干涉面接触油膜厚度测量装置<sup>[21-23]</sup>原理如图1所示:接触副从下向上依次为玻璃盘、Cr分光膜、 $\text{SiO}_2$ 膜、润滑剂、滑块,激光光源经过去散斑处理后在各个界面上发生反射和折射,相干的反射光束形成干涉条纹,通过干涉条纹的数目判断滑块与玻璃盘的倾角. 玻璃盘按照一定速度转动,带动润滑油流过滑块与玻璃盘之间的楔形间隙,从而形成动压效应抬起滑块. 出口处膜厚即最小膜厚 $h_0$ ,为评价润滑效果的主要指标.

### 1.2 试验材料及条件

试验所用光学圆盘材料为K9玻璃,玻璃盘在表面上镀有铬膜和二氧化硅膜( $\text{Cr}+\text{SiO}_2$ ),反射率控制在20%左右,表面粗糙度 $R_a$ 为4 nm. 用于测试的滑块表面尺寸均为 $4\text{ mm}\times 6\text{ mm}$ . 5个滑块分别为Steel块、 $\text{SiO}_2$ 块、FAS块、AF块、 $\text{SiO}_2+\text{AF}$ 块,滑块表面的处理方式如下: Steel块材料为GCr15轴承钢,粗糙度 $R_a$ 为 $8\sim 10\text{ nm}$ ;  $\text{SiO}_2$ 块是在K9玻璃滑块的工作面上镀有

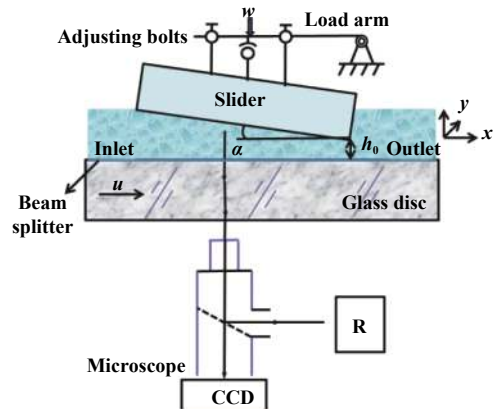


Fig. 1 Test system for interferometry measurement of film thickness in conformal contacts

图1 面接触润滑油膜干涉测量系统

Cr+SiO<sub>2</sub>膜,表面粗糙度与Steel块相同;FAS块为采用气相法在Steel块表面镀有一层全氟癸基三甲氧基硅烷(C13H13F17O3Si,北京百灵威科技有限公司)疏水单分子膜;AF块和SiO<sub>2</sub>+AF块分别为Steel块和SiO<sub>2</sub>块表面镀有一层防指纹涂层(深圳艾赛克润滑材料有限公司).

试验所用润滑油为PAO10和低分子量液态聚乙二醇(PEG,无锡市亚泰联合化工有限公司)基础油,分别为PEG200、PEG400、PEG600,性质如表1所示.与PAO10相匹配的荧光探针选择尼罗红(Nile Red, C20H18N2O2,分子量318.37,南京奥多福尼生物有限公司),配比浓度为0.5 mMol/L.试验机用有机玻璃罩密封,温度控制在22±0.5 °C,湿度控制在RH25%±5%,降低PEG吸湿及温度变化对润滑油黏度的影响.

表1 试验所用润滑油特性(@22 °C)

Table 1 Properties of lubricants used in the test (@22 °C)

Lubricant	Dynamic viscosity, $\eta$ /(mPa·s)	Refractive index, $N$
PEG200	59.7	1.46
PEG400	112.7	1.46
PEG600	160.5	1.47
PAO10	122.2	1.46

为了表征固液界面润湿性,分别利用悬滴法及加液减液法对3种润滑油在滑块表面的接触角及接触角滞后进行了测量,润滑油的用量为3  $\mu$ L,具体数值列于表2中,均为5次测量的平均值.接触角及接触角滞后对环境非常敏感,滑块表面必须进行严格清洗,将滑块先后放置在酒精及去离子水中超声清洗5 min,然

表2 试验所用PEG润滑油在滑块表面的接触角及接触角滞后

Table 2 CA and CAH of the PEG lubricants on the slider surfaces

Slider	Lubricant	Contact angle, CA/(°)	Contact angle hysteresis, CAH/(°)
Steel	PEG400	50.3 <sup>+3.2</sup> <sub>-2.3</sub>	28.9 <sup>+3.1</sup> <sub>-6.3</sub>
FAS	PEG400	95.3 <sup>+3.2</sup> <sub>-2.1</sub>	13.5 <sup>+1.9</sup> <sub>-4.4</sub>
AF	PEG400	86.7 <sup>+0.8</sup> <sub>-1.7</sub>	28.8 <sup>+2.8</sup> <sub>-3.1</sub>
SiO <sub>2</sub>	PEG400	26.7 <sup>+3.8</sup> <sub>-1.7</sub>	33.2 <sup>+1.7</sup> <sub>-2.5</sub>
SiO <sub>2</sub> +AF	PEG400	87.5 <sup>+1.4</sup> <sub>-1.1</sub>	30.38 <sup>+4.1</sup> <sub>-4.3</sub>
Steel	PEG200	54.6 <sup>+1.4</sup> <sub>-1.6</sub>	29.4 <sup>+2.3</sup> <sub>-2.7</sub>
FAS	PEG200	102.2 <sup>+0.8</sup> <sub>-1.2</sub>	10.8 <sup>+3.2</sup> <sub>-2.3</sub>
Steel	PEG600	47.5 <sup>+5.0</sup> <sub>-5.0</sub>	30.5 <sup>+2.1</sup> <sub>-3.2</sub>
FAS	PEG600	94.1 <sup>+1.9</sup> <sub>-1.6</sub>	11.2 <sup>+2.1</sup> <sub>-2.6</sub>
FAS	PAO10	70.2 <sup>+3.3</sup> <sub>-2.2</sub>	22.5 <sup>+2.7</sup> <sub>-2.6</sub>
AF	PAO10	57.6 <sup>+1.9</sup> <sub>-5.0</sub>	27.5 <sup>+2.1</sup> <sub>-2.2</sub>

后氮气吹干.为了确定聚乙二醇的吸湿性对试验结果造成的影响,首先对润滑油黏度随时间的变化进行了测量,如图2所示.由图可以看出,三种聚乙二醇润滑油在1 h内黏度有轻微的降低,在前30 min黏度的变化量均低于4.6%.因此,为了保证试验结果的可靠性,每30 min更换一次润滑油.

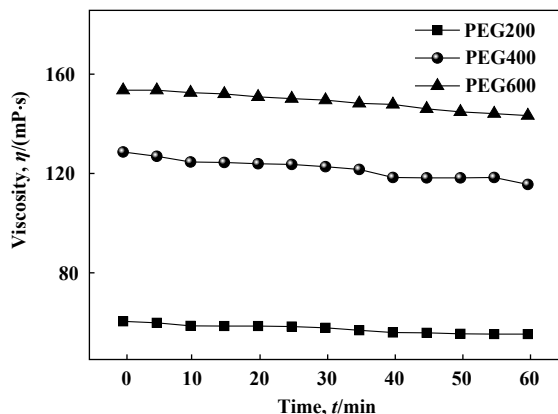


Fig. 2 Dynamic viscosity versus time of PEG lubricants

图2 PEG润滑油黏度及膜厚随时间的变化

## 2 结果与讨论

试验测量了不同滑块润滑油膜厚随速度的变化曲线,试验过程中滑块倾角保持1:1 218(即15条纹)恒定,载荷为2和4 N.图3为载荷4 N,Steel块与FAS块两种不同界面的干涉图,干涉条纹均匀,油膜压力没有引起明显的弹性变形,润滑副处于流体动压润滑状态.

在载荷4 N条件下,针对PEG400润滑剂进行了试验,油膜厚度随速度变化曲线如图4所示.图4(a)和图4(b)分别为FAS块及AF块与Steel块的膜厚对比结果,两组试验只有滑块表面不同,其他试验条件均相同.为了更好地对比试验结果,给出了两条理论的膜厚速度曲线,没有滑移的理论曲线与经典雷诺方程相对应,如式(1)所示.固液界面发生滑移以后,对经典雷诺方程加以修正,以滑移临界应力作为滑块表面的边界条件,取临界剪应力值为零,从而得到修正的雷诺方程<sup>[12,24]</sup>,如式(2)所示.对比式(1~2)可知,发生完全滑移后,修正的雷诺方程对应的等效卷吸速度降低,油膜厚度减小,试验结果如图4所示.

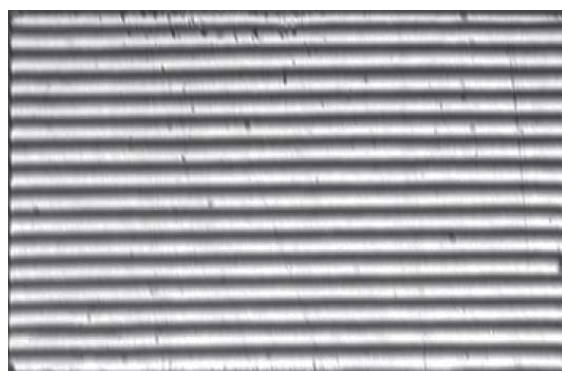
$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6u\eta \frac{dh}{dx} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 3u\eta \frac{dh}{dx} \quad (2)$$

其中: $p$ 为压力; $h$ 为膜厚; $u$ 为盘速; $\eta$ 为润滑油的黏度;



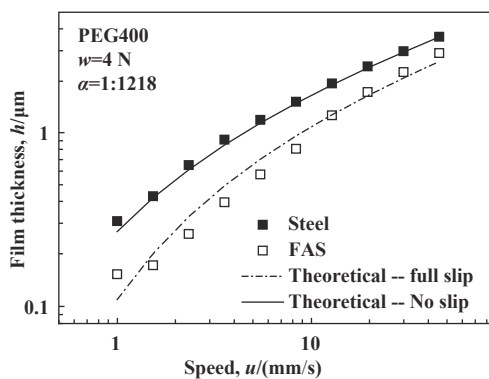
(a) Steel



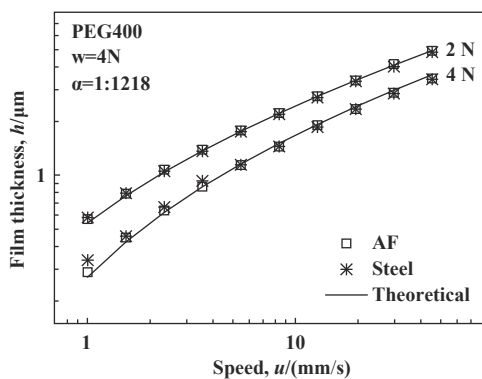
(b) FAS

Fig. 3 Interferogram of different wettability interfaces (PEG400, Steel/FAS,  $w=4\text{ N}$ )

图3 不同润湿性界面干涉图



(a) Steel/ FAS



(b) Steel/ AF

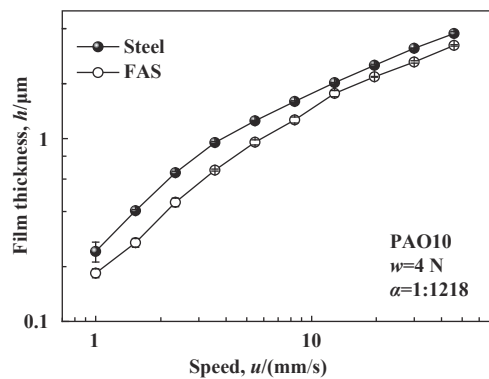
Fig. 4 Film thickness vs speed(PEG400, Steel/FAS, Steel/AF)

图4 不同润湿性滑块表面膜厚速度曲线

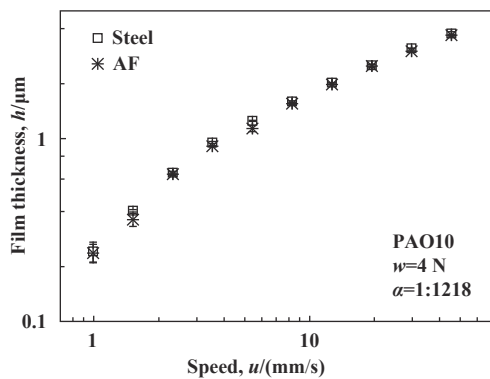
$x$ 与 $y$ 是沿卷吸速度方向和垂直于卷吸速度方向上的坐标变量。

从图4(a)中可以看出,在试验速度范围内Steel块的试验结果与理论曲线非常接近,FAS块的膜厚值相比于Steel块膜厚值减小,并且与全滑移理论曲线吻合较好。图4(b)为Steel块与AF块的试验数据对比结果,

一般认为润湿性越差产生的油膜厚度越低,但从试验结果上来看,两不同界面的滑块在膜厚测量结果上并没有产生差别并且与理论曲线吻合良好。图5(a)和图5(b)分别为PAO10相对于Steel和FAS,Steel和AF的膜厚对比结果,同样地,试验得出了与图4相同的试验结论,FAS块的膜厚相比于Steel块膜厚降低,AF块与Steel块



(a) Steel/ FAS



(b) Steel/ AF

Fig. 5 Film thickness vs speed(PAO10, Steel/FAS, Steel/ AF)

图5 不同润湿性滑块表面膜厚速度曲线



膜厚基本没有差别。

接触角、接触角滞后与油膜厚度的关系如图6(a-b)所示, Steel与AF块的接触角分别为50.3°和86.7°, 接触角滞后分别为28.9°和28.8°, 这两种滑块接触角相差很大, 约35°, 但接触角滞后几乎相同(SiO<sub>2</sub>/SiO<sub>2</sub>+AF的试验结果与Steel/AF的试验结果类似)。Steel块与FAS块的接触角分别为50.3°和95.3°, 接触角滞后分别为28.9°和13.5°, 这两种滑块不仅接触角相差很大, 接触角滞后相差也很大。如图6(a)所示, 除AF块, SiO<sub>2</sub>+AF块之外, 膜厚随接触角的增大而减小, 与通常概念认为的一致。由此说明, 在部分情况下接触角不能作为判断界面润湿性与油膜厚度关系的唯一参数。图6(b)为接触角滞后与油膜厚度的关系曲线, 从图中可以看出接触角滞后与膜厚的相关性更好, 并且较小的接触角滞后对应较低的油膜厚度。

接触角滞后与前进角( $\theta_A$ )和后退角( $\theta_R$ )相关, 因此, 图6(c)和图6(d)分别给出了油膜厚度与 $\theta_R$ 以及与 $\theta_R$ 、 $\theta_A$ 相关的 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的关系。从图6(c)中可以看出, Steel块与AF块表面 $\theta_R$ 相差较大, 但是膜厚度基本相同。MacDougall和Ockrent<sup>[25]</sup>指出液体和固体表面分

子之间的粘附力与 $\gamma_L(\cos\theta_R-\cos\theta_A)$ 成正比, 因此 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 值小的界面粘附力小, 容易导致界面滑移。从图6(d)可以看出 SiO<sub>2</sub>、SiO<sub>2</sub>+AF、FAS块界面上,  $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的值相差较小, 特别是SiO<sub>2</sub>块和SiO<sub>2</sub>+AF块界面上,  $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的值相差非常小, 但膜厚相差较大。Steel块与AF块界面上 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的值相差较大, 但膜厚基本没有差别。可以看出膜厚与 $\theta_R$ 、 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的相关性较差。

由图4可知, Steel块与FAS块的成膜能力不同。试验选用与PEG400分子量不同的PEG200与PEG600进行了重复试验, 进一步验证上述试验结果的可靠性。两种润滑剂在两种不同界面上的试验结果分别如图7(a)和图7(b)所示, 载荷分别为2和4 N。图7(a)为PEG200在Steel块及FAS块两种不同润湿性界面的试验对比结果, FAS块的油膜厚度相比Steel块降低程度分别为12%~60%、12%~39%。图7(b)为PEG600在两种不同润湿性界面的试验对比结果, PEG600相比于FAS块界面的油膜厚度较Steel块界面的膜厚降低程度分别为11%~58%、11%~50%。同时图7(b)中给出载荷为2 N时无量纲极限剪应力 $\tau^*=0$ (完全滑移),  $\tau^*=1$ (不完全滑

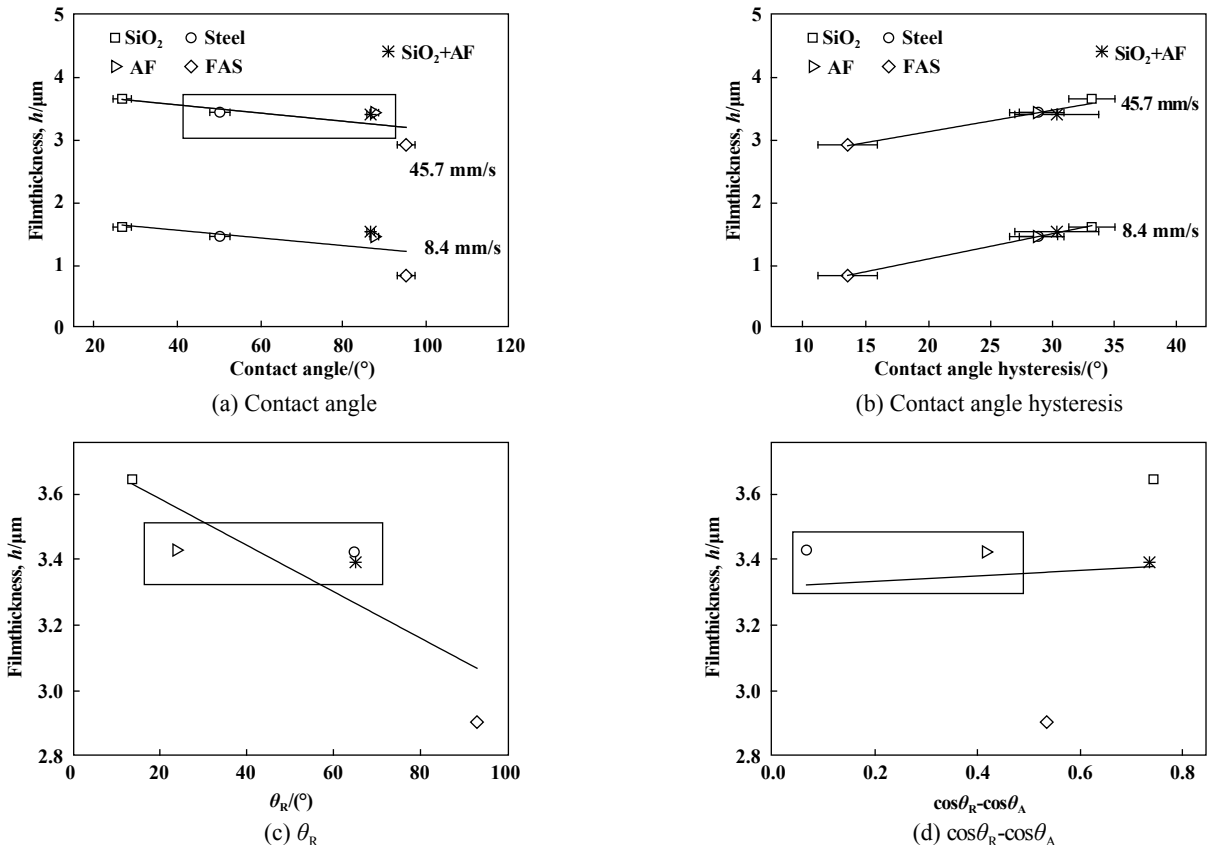


Fig. 6 Correlation of film thickness and(a)contact angle;(b)contact angle hysteresis;(c) $\theta_R$ ;(d) $\cos\theta_R-\cos\theta_A$

图6 油膜厚度与(a)接触角;(b)接触角滞后;(c)后退角;(d) $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的关系

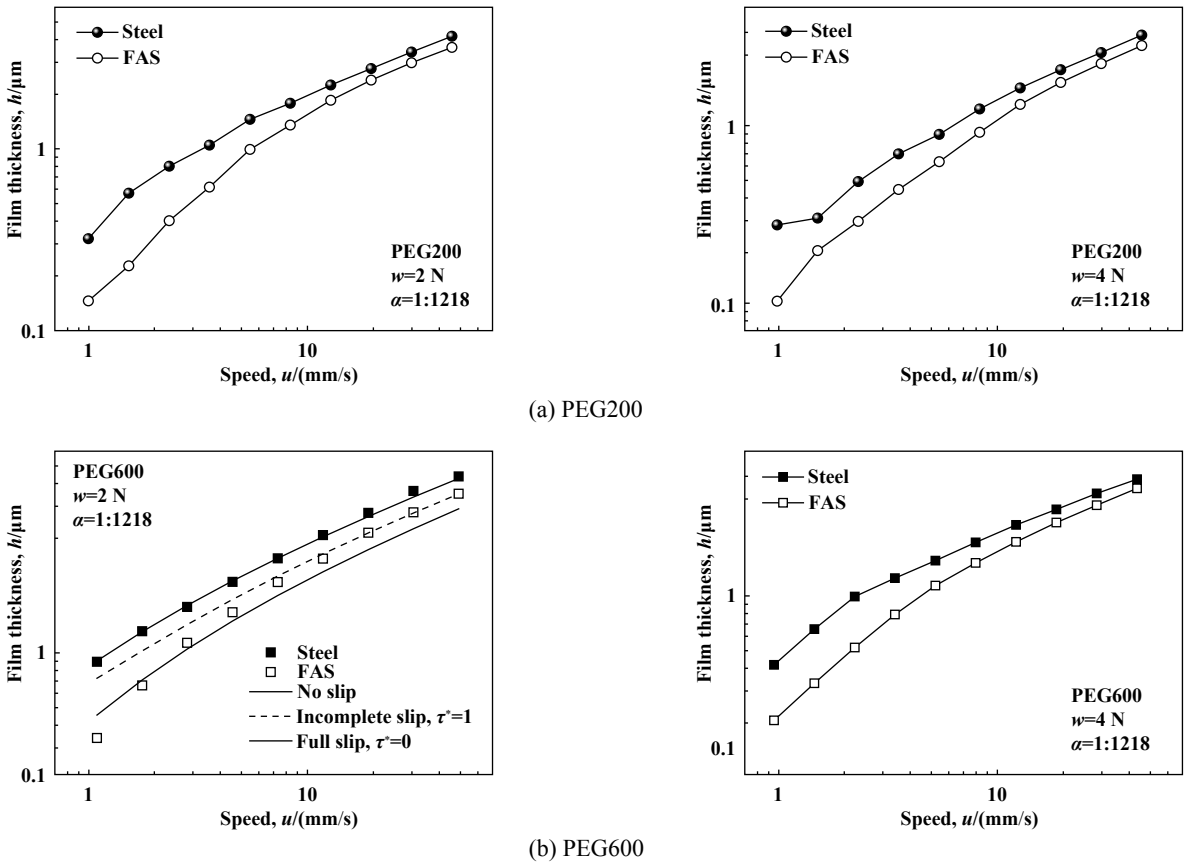


Fig. 7 Film thickness vs speed

图7 不同润湿性界面膜厚随速度的变化曲线

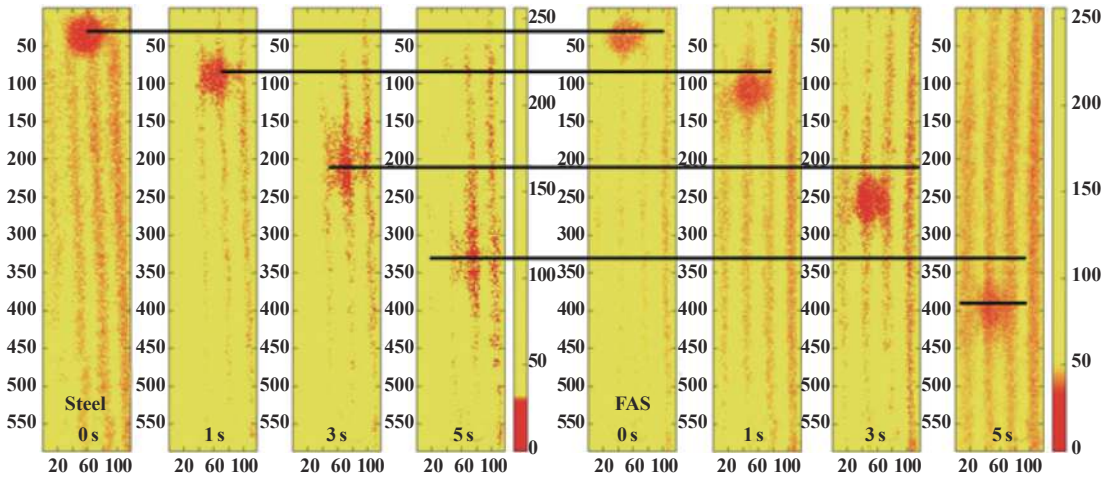
移)及不滑移时的3条理论曲线. 可以看出Steel块与不滑移时的理论曲线相吻合, FAS块测得的试验数值落在了完全滑移与不完全滑移两条理论曲线之间, 说明FAS块表面并未发生完全滑移. 无论是PEG200还是PEG600, FAS块的油膜厚度相比于Steel块均减小. FAS涂层降低了滑块的表面能, 固液界面发生了滑移, 油膜厚度大幅度降低.

从接触角及接触角滞后的对比结果来看, PEG200相对于Steel块与FAS块的接触角滞后分别为29.4°和10.8°; PEG600相对于Steel块与FAS块的接触角滞后分别为30.5°和11.2°, 两种润滑剂在Steel块与FAS块上的接触角滞后相差很大, 这进一步证明, 接触角滞后能够更好地反应界面效应对流体动压润滑的影响, 同时也可以看出, 较小的接触角滞后对应较低油膜厚度.

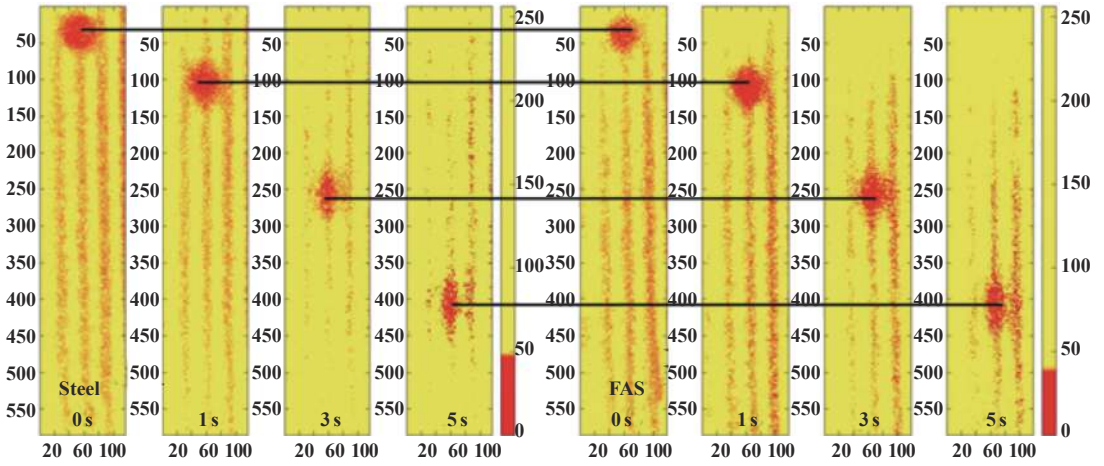
试验对纯剪切条件下PAO10相对于Steel块和FAS块、Steel块和AF两种不同润湿性界面的流速特性进行测量. 图8(a)和图8(b)为荧光漂白过程, 单帧图像的曝光时间为200ms, 采集时间为10 s, 电机的加减速时间为100ms, 盘速为0.5 mm/s, 固定膜厚 $h=1.5 \mu\text{m}$ , 图(c)为荧光漂白斑点与流速及界面滑移关系的示意

图, 带箭头的黑色线条代表一种流速分布, 流速沿膜厚方向的积分即为流量. 由图8(a)和图8(c)可知, 当采用Steel块时, 润滑油膜在滑块和玻璃盘上下表面都具有较强的润湿性, 润滑油膜虽然出现非均匀剪切特性<sup>[26]</sup>, 但由于卷吸作用产生的整体流量和线性流速分布相同, 具体为 $Q=1/2uh$ . 当采用FAS块时, 润滑剂在FAS块表面的润湿性要差, 润滑油膜受剪切作用产生的流速相比于Steel块要快. 由于界面滑移润滑油膜出现了流量增加现象, 流量的具体增加量为 $\Delta Q=\Delta uh$ ,  $\Delta u$ 为漂白光斑中心速度的变化量. 流量增加现象和经典部分滑移理论模型一致. 由图8(b)可以看出, Steel块与AF块的流速特性一致, 没有出现流量增加现象.

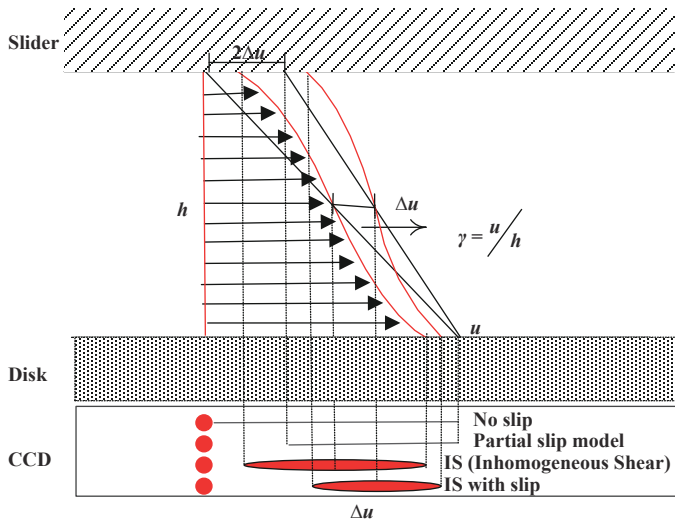
图9中给出了漂白斑点中心相对运动距离随时间的变化曲线, 斜率代表了漂白斑点中心的运动速度. 从图9(a)中可以看出, FAS块漂白斑点中心位置流速约为0.28 mm/s, Steel块漂白斑点中心位置流速约为0.25 mm/s, Steel块漂白斑点中心运动速度滞后于FAS块, 润滑油膜在FAS块表面出现了滑移, 流量增加, 增加量 $\Delta Q/Q$ 约为26.1%. 从图9(b)中可以看出, Steel块和AF块漂白斑点随时间的变化一致.



(a) PAO10: Steel/FAS



(b) PAO10: Steel/AF



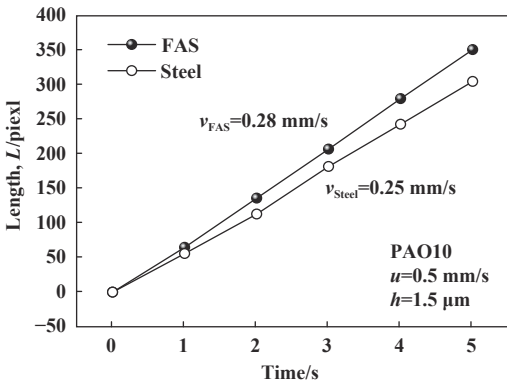
(c) Schematic representation of velocity profile

Fig. 8 Fluorescence photobleaching process and flow of a liquid under shear( $h=1.5 \mu\text{m}$ ,  $u=0.5 \text{ mm/s}$ )

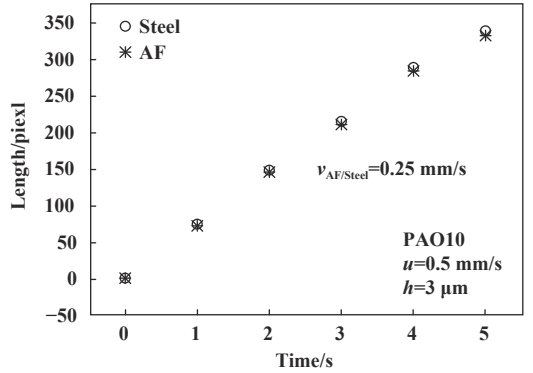
图 8 PAO10相对于Steel块与FAS块、Steel块与AF块界面的荧光漂白过程及其流速示意图

上述试验研究针对PAO10在Steel块与FAS块表面的流速连续性进行了对比, 结果表明, PAO10在FAS

块表面出现了滑移, 流速加快, 流量增加, 这一试验结果与图5(a)中PAO10相对于Steel块与FAS块膜厚的对



(a) PAO10: Steel/FAS



(b) PAO10: Steel/AF

Fig. 9 Relative displacements of bleaching center over time

图 9 漂白中心相对运动距离随时间的变化曲线

比结果具有一致性, 滑动速度导致的润滑剂流速的增加要通过减小油膜厚度来平衡. PAO10在Steel块与AF块表面的流速无差别, 这一试验结果与图5(b)中PAO10相对于Steel块与AF块的膜厚测量结果具有一致性.

经典的润滑理论表明无量纲载荷  $W$  仅取决于收敛比  $K$ , 而与其他量无关, 但试验结果却并不如此. 图10为不同润湿性界面对应的承载量曲线, 载荷为4 N. 从图中可以看出FAS块的承载量曲线相比于Steel块降低, 承载量曲线可以区分出不同亲和性质的表面, 与

不同润湿性界面上膜厚的对比结果一致, 即弱的界面润湿性表现出较弱的成膜能力, 对应油膜承载力降低.

在润滑研究中, 通常将轴承数  $u\eta/w$  用来描述轴承的工作参数,  $u$  为盘速,  $\eta$  为黏度,  $w$  载荷. 将试验中有关膜厚的测量结果按照膜厚-轴承数的关系来排列, 结果如图11所示, 不同亲和性滑块的曲线明显分成了两组, 受界面亲疏水性的不同, Steel块的数据点分布在FAS块的数据点之上.

利用不同亲和性滑块表面获得的试验结果表明了界面效应对流体动压润滑的影响. 油膜的成膜能力

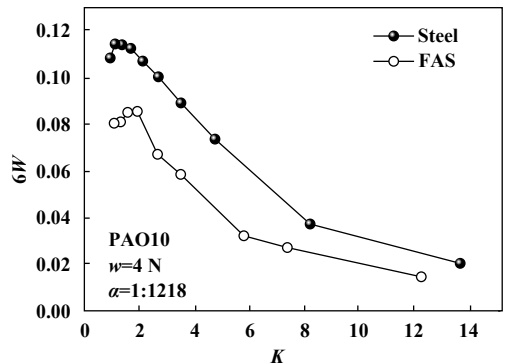
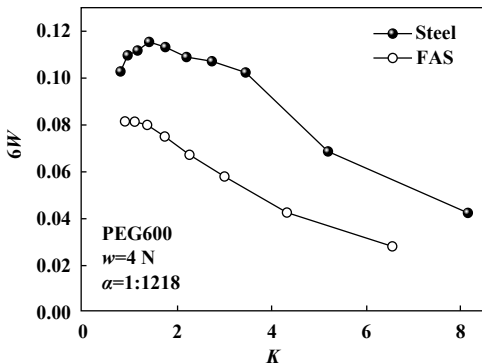
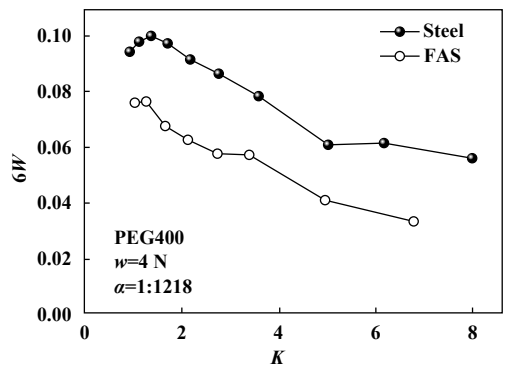
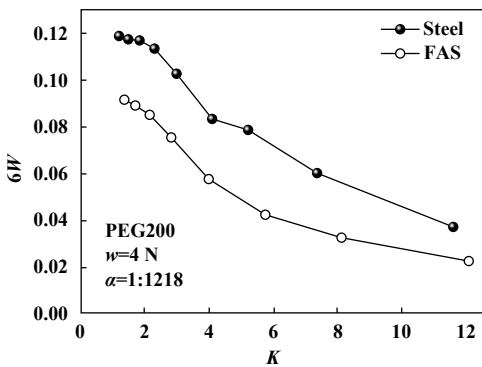


Fig. 10 Load-carrying capacity under different interfaces

图 10 不同润湿性界面的承载性能



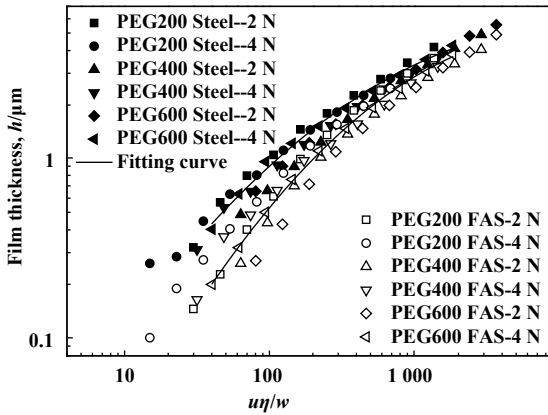


Fig. 11 Film thickness vs bearing number  
图 11 膜厚随轴承数变化曲线

与固液界面的结合强度有关,只有当液体分子获得足够的能量以克服固液分子之间粘附力产生的势能垒时,液体分子才能够在固体表面产生相对运动或滑动。势能垒的大小取决于滑块表面和液体的界面性质,可以用两个界面参数来表征:接触角和接触角滞后。许多研究结果<sup>[27-29]</sup>均表明接触角和流体动压润滑行为没有直接关系,Whyman等<sup>[30]</sup>通过热力学基本假设和虚功原理导出了势能垒的表达式,把势能垒 $E$ 表示为接触角 $\theta$ 和接触角滞后CAH的函数,即:

$$E = \frac{\gamma R}{2^{7/3}} (CAH)^2 f(\theta) \quad (3)$$

$$f(\theta) = \frac{(1 + \cos \theta)^{1/2}}{(1 - \cos \theta)^{1/6} (2 + \cos \theta)^{4/3}} \quad (4)$$

由图12可以看出,势能垒与 $60^\circ \sim 110^\circ$ 范围内的接触角没有表现出很强的函数关系, $f(\theta)$ 在这一接触角范围内保持常量,而在 $20^\circ \sim 60^\circ$ ,  $110^\circ \sim 140^\circ$ 范围 $f(\theta)$ 和接触角具有的弱的反比例关系。试验中接触角的变化范围在 $25^\circ \sim 105^\circ$ 之间, $f(\theta)$ 的变化范围在 $0.39 \sim 0.49$ 之

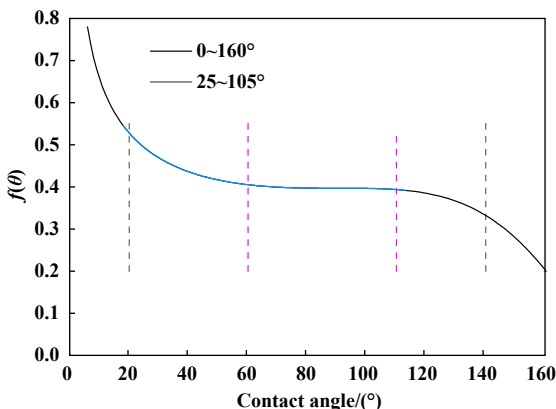


Fig. 12  $f(\theta)$  vs contact angle  
图 12  $f(\theta)$ 与接触角的关系

间,虽然接触角对润滑膜厚有一定影响,由于接触角在此范围内变化较小,势能垒的变化主要取决于接触角滞后,和流体动压润滑膜厚试验结果基本一致。一般来说,接触角大于 $90^\circ$ 的界面被认为是疏水表面,因此,具有疏水性质的滑块轴承的成膜能力不一定比具有亲水性质的滑块轴承的成膜能力差。Extrand<sup>[31]</sup>也指出,接触角滞后的原因是由于固液分子之间的相互作用,这也说明了为什么流体动压润滑油膜与接触滞后相关性更好。

### 3 结论

利用AF及FAS疏油涂层对Steel块及 $\text{SiO}_2$ 块进行表面张力修饰,获得了具有不同润湿性的界面,通过对润滑油膜厚度的测量得到以下结论:

- 接触角滞后可以更好地表征界面效应对流体动压润滑油膜厚度的影响。
- 固液分子间的粘附力是关于接触角滞后的强函数,与 $20^\circ \sim 110^\circ$ 这一范围内的接触角相关性较差。

### 参考文献

- Patton S T, Zabinski J S. Failure mechanisms of a MEMS actuator in very high vacuum[J]. Tribology International, 2002, 35(6): 373-379. doi: 10.1016/S0301-679X(02)00018-X.
- Nosonovsky M, Bhushan B. Multiscale friction mechanisms and hierarchical surfaces in nano- and bio-tribology[J]. Materials Science & Engineering R, 2007, 58(3): 162-193.
- Alicia E, Fortier. Numerical analysis of a slider bearing with a heterogeneous slip/no-slip surface[J]. Tribology Transactions, 2004, 47(3): 328-334. doi: 10.1080/05698190490455348.
- Yin Zhenxin. Study on the mechanism and shear characteristics of boundary slip under high pressure and shear rate condition[D]. Beijing: Beijing Institute of technology, 2015(in Chinese) [尹振鑫. 高压高剪切流体边界滑移机理与剪切特性研究[D]. 北京理工大学, 2015].
- Li Xinming, Guo Feng, Huang Bolin. Quantitative measurement of slip length under high pressure conditions[J]. Tribology Letters, 2012, 32(1): 34-39 (in Chinese) [栗心明, 郭峰, 黄柏林. 高压条件下界面滑移长度的定量测量[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(1): 34-39]. doi: 10.16078/j.tribology.2012.01.012.
- Wu Chengwei, Ma Guojun, Zhou Ping. A review of the study on the boundary slip problems of fluid flow[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(3): 265-282 (in Chinese) [吴承伟, 马国军, 周平. 流体流动的边界滑移问题研究进展[J]. 力学进展, 2008, 38(3): 265-282]. doi: 10.3321/j.issn:1000-0992.2008.03.001.
- Barrat J L, Lyd e, Bocquet R. Large slip effect at a nonwetting fluid-solid interface[J]. Physical Review Letters, 1999, 82(23):

- 4671–4674. doi: [10.1103/PhysRevLett.82.4671](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.82.4671).
- [8] Zhu Y, Granick S. Rate-dependent slip of newtonian liquid at smooth surfaces[J]. *Physical Review Letters*, 2001, 87(9): 096105. doi: [10.1103/PhysRevLett.87.096105](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.87.096105).
- [9] Choo J H, Glovnea R P, Forrest A K, et al. A low friction bearing based on liquid slip at the wall[J]. *Journal of Tribology*, 2007, 129(3): 469–477.
- [10] Choo J H, Spikes H A, Ratoi M, et al. Friction reduction in low-load hydrodynamic lubrication with a hydrophobic surface[J]. *Tribology International*, 2007, 40(2): 154–159. doi: [10.1016/j.triboint.2005.09.006](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.09.006).
- [11] Ma Xuehu, Du Bingang, Hu Shaobo, et al. Effect of contact angle hysteresis on droplet dynamic behaviors for hybrid surface[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2017, 38(4): 855–861 (in Chinese) [马学虎, 杜宾港, 胡少波, 等. 接触角滞后对组合表面液滴运动的影响[J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(4): 855–861].
- [12] Yang Shuyan, Guo Feng, Ma Chong, et al. Influences of the liquid/solid wettability on thin hydrodynamic lubrication films[J]. *Tribology Letters*, 2010, 30(2): 203–208 (in Chinese) [杨淑燕, 郭峰, 马冲. 固液润湿性对流体动压润滑薄膜的影响[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(2): 203–208]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.02.015](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.02.015).
- [13] Wang Qian, Guo Feng, Han Suli. Influence of surface wettability on the lubricating oil supply in a slider-on-disc contact[J]. *Tribology Letters*, 2019, 39(1): 73–81 (in Chinese) [王茜, 郭峰, 韩素立. 固体表面润湿性对滑块-盘接触润滑供油的影响[J]. *摩擦学学报*, 2019, 39(1): 73–81]. doi: [10.16078/j.tribology.20181115](https://doi.org/10.16078/j.tribology.20181115).
- [14] Wang Zhijun, Guo Feng, Tian Penghui. Correlation of interface adhesion work and hydrodynamic lubrication[J]. *lubrication and Sealing*, 2016, 41(12): 52–56 (in Chinese) [王志君, 郭峰, 田鹏晖. 界面黏附功与润滑油膜厚度的相关性研究[J]. *润滑与密封*, 2016, 41(12): 52–56]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2016.12.011](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2016.12.011).
- [15] Bonaccorso E, Kappl M, Butt H J. Hydrodynamic force measurements: Boundary slip of water on hydrophilic surfaces and electrokinetic effects[J]. *Physical Review Letters*, 2002, 88(7): 076103. doi: [10.1103/PhysRevLett.88.076103](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.88.076103).
- [16] Bongaerts J, Fourtouni K, Stokes J R. Soft-tribology: Lubrication in a compliant PDMS-PDMS contact[J]. *Tribology International*, 2007, 39(10): 1531–1542.
- [17] Cho J H, Law B M, Rieutord F. Dipole-dependent slip of newtonian liquids at smooth solid hydrophobic surfaces[J]. *Physical Review Letters*, 2004, 92(16): 166102. doi: [10.1103/PhysRevLett.92.166102](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.92.166102).
- [18] Guo L, Wong P L, Guo F. Correlation of contact angle hysteresis and hydrodynamic lubrication[J]. *Tribology Letters*, 2015, 59(3): 44. doi: [10.1007/s11249-015-0572-8](https://doi.org/10.1007/s11249-015-0572-8).
- [19] Wang D, Wang X, Liu X, et al. Engineering a titanium surface with controllable oleophobicity and switchable oil adhesion[J]. *Journal of Physical Chemistry C*, 2010, 114(21): 9938–9944. doi: [10.1021/jp1023185](https://doi.org/10.1021/jp1023185).
- [20] Bhushan B, Her E K. Fabrication of superhydrophobic surfaces with high and low adhesion inspired from rose petal[J]. *Langmuir the ACS Journal of Surfaces & Colloids*, 2010, 26(11): 8207–17.
- [21] Ma Chong, Guo Feng, FU Zhongxue, et al. Measurement of lubricating oil film thickness in conformal contacts[J]. *Tribology Letters*, 2010, 30(4): 419–424 (in Chinese) [马冲, 郭峰, 付忠学, 等. 微型滑块面接触润滑油膜测量系统[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(4): 419–424]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.04.015](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.04.015).
- [22] Bai Qinghua, Guo Feng, Liu Haichao. A robust approach to determining the slider inclination in a slider-on-disk conformal-contact lubricating film measurement system[J]. *Tribology Letters*, 2015, 35(5) (in Chinese) [白清华, 郭峰, 刘海超, 等. 面接触润滑油膜测量系统滑块倾角的快速计算[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(5)]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.05.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.05.001).
- [23] Han Suli, Li Chao, Guo Feng, et al. Velocity profile measurement of oil films in a confined gap based on FRAP[J]. *Optical and Precision Engineering*, 2017, 25(1): 141–147 (in Chinese) [韩素立, 李超, 郭峰, 等. 基于FRAP的微间隙润滑油膜流速测量方法[J]. *光学精密工程*, 2017, 25(1): 141–147].
- [24] H A. The half-wetted bearing. Part 1: Extended reynolds equation[J]. *Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994-1996(vols 208-210)*, 2003, 217(1): 1-14.
- [25] Macdougall G, Ockrent C. Surface energy relations in liquid/solid systems. I. The adhesion of liquids to solids and a new method of determining the surface tension of liquids[J]. *Proceedings of the Royal Society of London*, 1942, 180(981): 151–173.
- [26] Han Suli, Guo Feng, Shao Jing, et al. Velocity profile measurements of oil film under pure shear based on fluorescence photobleaching imaging method[J]. *Tribology Letters*, 2017, 37(4): 442–448 (in Chinese) [韩素立, 郭峰, 邵晶, 等. 基于荧光漂白成像的润滑油膜剪切流速测量[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(4): 442–448]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.04.004](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.04.004).
- [27] Cameron A, Gohar R. Theoretical and experimental studies of the oil film in lubricated point contact[J]. *Proceedings of the Royal Society of London A Mathematical Physical & Engineering Sciences*, 1966, 291(1427): 520–536.
- [28] Joseph P, Tabeling P. Direct measurement of the apparent slip length[J]. *Physical review E, Statistical, nonlinear, and soft matter physics*, 2005, 71(3 Pt 2A): 035303.
- [29] Henry C L, Neto C, Evans D R, et al. The effect of surfactant adsorption on liquid boundary slippage[J]. *Physica A Statistical Mechanics & Its Applications*, 2004, 339(1): 60–65.
- [30] Whyman G, Bormashenko E, Stein T. The rigorous derivation of young, Cassie-baxter and wenzel equations and the analysis of the contact angle hysteresis phenomenon[J]. *Chemical Physics Letters*, 2008, 450(4-6): 355–359. doi: [10.1016/j.cplett.2007.11.033](https://doi.org/10.1016/j.cplett.2007.11.033).
- [31] Extrand C W. Contact angles and their hysteresis as a measure of liquid-solid adhesion[J]. *Langmuir the ACS Journal of Surfaces & Colloids*, 2004, 20(10): 4017.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018013

# 无氢类金刚石薄膜表面H<sub>2</sub>O和O<sub>2</sub>分子共同作用的第一性原理计算

王顺花<sup>1</sup>, 霍磊<sup>1,2</sup>, 鞠鹏飞<sup>3</sup>, 蒲吉斌<sup>2\*</sup>

(1. 兰州交通大学机电工程学院, 甘肃 兰州 730000;

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

3. 上海航天设备制造总厂, 上海 200245)

**摘要:** 无氢类金刚石碳基薄膜(Diamond-like carbon, DLC)在潮湿大气环境中具有较低的摩擦系数, 这主要是由于环境中的H<sub>2</sub>O和O<sub>2</sub>两种活性分子钝化了无氢DLC薄膜表面的悬键, 但迄今两种活性分子对无氢DLC薄膜低摩擦行为的协同影响机制仍不清楚. 本文中通过第一性原理计算方法研究了H<sub>2</sub>O和O<sub>2</sub>分子共存时在金刚石表面的钝化状态, 并推测了无氢DLC薄膜实现低摩擦的可能途径. 结果表明: H<sub>2</sub>O和O<sub>2</sub>两种活性分子在金刚石表面分解形成OH、H及O基团, 其中O原子和H原子的相互吸引能够促使其形成OH基团. 当H<sub>2</sub>O分子和O<sub>2</sub>分子按比例2:1共存时, 金刚石表面全部由OH基团钝化, 而非2:1比例时, 金刚石表面会形成C-OH、C-H和C-O共存的复杂情况.

**关键词:** 第一性原理; DLC; 碳悬键; 钝化

**中图分类号:** YH117.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)03-0350-07

## The First-Principles Calculations of the Interaction of H<sub>2</sub>O and O<sub>2</sub> Molecules on the Surface of Hydrogen-Free Diamond Films

WANG Shunhua<sup>1</sup>, HUO Lei<sup>1,2</sup>, JU Pengfei<sup>3</sup>, PU Jibin<sup>2\*</sup>

(1. Lanzhou Jiaotong University School, School of Mechanical and Electrical Engineering, Gansu Lanzhou 730070, China

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

3. Shanghai Aerospace Equipments Manufacturer, Shanghai 200245, China)

**Abstract:** The hydrogen-free diamond-like carbon (DLC) films can produce low coefficient of friction in humid atmosphere, which mainly due to the passivation of “dangling bonds” on the surface of carbon-based thin films by H<sub>2</sub>O and O<sub>2</sub> active molecules. However, the mechanism of the synergistic effect of the two molecules on the low-friction behavior of hydrogen-free DLC remains unclear. The first-principles calculations were performed to investigate the passivation state of diamond surface when H<sub>2</sub>O and O<sub>2</sub> molecules coexisted, and the possible ways of achieving low friction with hydrogen-free DLC films were inferred. The results show that H<sub>2</sub>O and O<sub>2</sub> molecules were decomposed to form OH, H and O. At the same time, the mutual attraction of O atom and H atom promoted the formation of more OH groups. When H<sub>2</sub>O and O<sub>2</sub> molecules coexisted in the ratio of 2:1, the diamond surface was completely passivated by the OH group. In contrast, the diamond surface formed a complicated situation in which C-OH, C-H, and C-O coexisted.

**Key words:** the first-principles calculations; DLC; dangling bonds; passivation

Received 23 April 2018, revised 10 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: pujibin@nimte.ac.cn, Tel: +86-13893400219.

The project was supported by the National Natural Science Joint Fund Project (U1737214) and National Defense Basic Research(XXXX2016203X077).

国家自然科学基金联合基金重点项目(U1737214)和国防基础科研项目(XXXX2016203X077)资助.

无氢类金刚石碳基薄膜(DLC)是一类兼具高硬度、低摩擦系数和高抗磨性能的固体润滑薄膜材料<sup>[1-3]</sup>,尤其在潮湿气氛下表现出非常优异的摩擦学性能. DLC薄膜的摩擦学行为通常会受环境因素的影响,如载荷、速度、环境气氛或介质等<sup>[4-5]</sup>. 目前摩擦学领域普遍认为DLC薄膜表面的化学状态是其摩擦学行为受环境因素影响的主要机制,即DLC薄膜摩擦界面的碳悬键钝化理论. 这一理论认为DLC薄膜较低的摩擦系数是由于其表面的碳悬键被活性基团(-H, -OH等基团)钝化<sup>[1,3]</sup>. 在干燥真空或干燥惰性气氛中,无氢DLC薄膜表面的悬键无法钝化,通常表现出相对较高的摩擦系数,但在潮湿气氛中,无氢DLC薄膜表面碳悬键会被H<sub>2</sub>O和O<sub>2</sub>活性分子钝化,从而表现出低摩擦系数<sup>[6-7]</sup>.

近年来,基于密度泛函理论的第一性原理计算已广泛被用来研究DLC薄膜的摩擦机制<sup>[8]</sup>. DLC薄膜的摩擦行为非常复杂,但是对摩擦起主导作用的是薄膜表面状态,因此借助金刚石的低指数晶面如(111)、(100)或(110)表面模拟能够较好地理解DLC薄膜的摩擦行为<sup>[9-10]</sup>. Qi等<sup>[11]</sup>通过第一性原理计算方法研究了H<sub>2</sub>O分子在金刚石(111)面吸附的情况,研究发现H<sub>2</sub>O分子在金刚石表面为较强的化学吸附,即分解形成的OH能够钝化金刚石表面的碳悬键,避免摩擦过程中因碳悬键引起的跨界面成键,揭示了无氢DLC薄膜在存有H<sub>2</sub>O分子的环境中低摩擦系数的主要机理. Zilibotti等<sup>[12]</sup>研究了钝化基团-OH、-H、-H<sub>2</sub>O、-O对DLC薄膜摩擦系数的影响,通过计算不同钝化基团的稳定性及界面粘附功等发现-H钝化比-OH钝化更能获取低的摩擦系数. Gharam等<sup>[13]</sup>在计算研究中发现,在潮湿大气中,H<sub>2</sub>O分子会分解为OH和H基团,在金刚石表面形成OH和H共存的钝化表面,而在潮湿大气中增加氧气的含量,金刚石表面会形成OH和O共存的钝化表面. Wang等<sup>[14]</sup>利用第一性原理计算解释了氧气气氛下无氢DLC薄膜的摩擦机理,提出氧的界面覆盖度是影响金刚石界面结构的关键因素. 如果氧的覆盖度小于50%,则两个自配副的金刚石表面可以被氧“缝合”;相反,如果氧的覆盖度超过50%,界面则处于“分开”状态. 由于氧原子的范德华半径较大,金刚石表面不能完全被氧原子钝化,因此无氢DLC薄膜在氧气气氛下通常表现出较高的摩擦系数. 这些研究理论得到了研究者的认可,并在目前研究中得到广泛的应用<sup>[15-17]</sup>,但值得注意的是潮湿大气环境中同时存在H<sub>2</sub>O分子及O<sub>2</sub>分子,无氢DLC薄膜在潮湿大气中的钝化机制并没有一个完全统一的认识. 本文作者基于原子的范德华

半径对金刚石表面钝化的影响,通过第一性原理计算方法研究了H<sub>2</sub>O分子及O<sub>2</sub>分子对金刚石表面碳悬键钝化的优先性,以及两者共存时金刚石表面悬键的钝化状态,从而揭示了H<sub>2</sub>O分子及O<sub>2</sub>分子对无氢DLC薄膜在潮湿环境中低摩擦行为的作用机制.

## 1 模型及计算方法

### 1.1 模型

从原始金刚石块体切出5层金刚石(111)面,如此厚度已经被证明可以模拟金刚石的半无限块体<sup>[18]</sup>. 金刚石表面模型为(2×2)超晶胞结构,真空层厚度为10 Å,如图1所示. 金刚石(111)表面存在3个高对称点位,分别为顶位、空位和短桥位,依据计算经验顶位为吸附最稳定点位,因此为了简化计算过程,本文中只选择顶位为吸附点位,如图1(b)所示. 计算流程如下:首先在金刚石(111)面顶点位分别放置单个H<sub>2</sub>O分子和单个O<sub>2</sub>分子进行单吸附计算,如图2(a~b)所示. 其次共同放置H<sub>2</sub>O分子和O<sub>2</sub>分子及两个H<sub>2</sub>O分子和一个O<sub>2</sub>分子,研究两者共吸附,如图2(c~d)所示. 几何优化成功后,为了评价优化之后原子成键的性质及电荷情况,计算了原子重叠布居、Mulliken原子布居和差分电荷密度等.

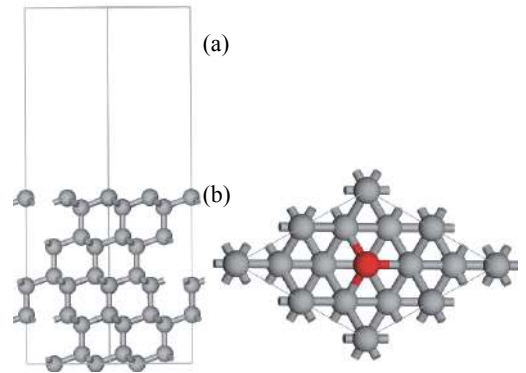


Fig. 1 (a) Diamond (111) surface model; (b) the top view of diamond (111) surface; red atoms are the adsorption site

图1 (a)金刚石(111)表面模型;(b)金刚石(111)表面模型俯视图;标红原子为顶点吸附点位

### 1.2 计算方法

采用基于密度泛函理论的第一性原理计算软件Materials Studio 6.0中的CSTEP板块<sup>[19]</sup>. 所有计算采用由Perdew、Burke和Ernzerhof于1996年发展的广义梯度近似(GGA)法描述电子和电子之间相互作用的交换-关联能<sup>[20]</sup>,采用超软赝势近似描述价电子所处的势场. 平面波截断能设定为450 eV. 布里渊区的K点选取



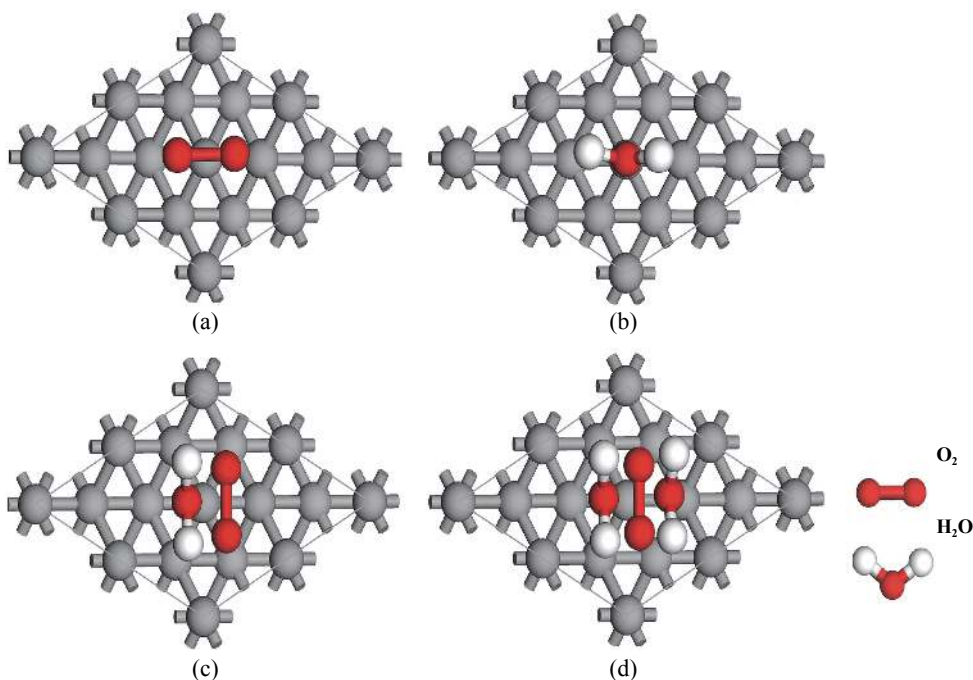


Fig. 2 Molecules placement model on the diamond (111) surface (a) O<sub>2</sub> molecule; (b) H<sub>2</sub>O molecule; (c) O<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O molecules; (d) two H<sub>2</sub>O molecules and one O<sub>2</sub> molecule (The red atom is oxygen, the white atom is hydrogen)

图2 分子放置在金刚石(111)表面初始模型(a)O<sub>2</sub>分子;(b)H<sub>2</sub>O分子;(c)O<sub>2</sub>分子和H<sub>2</sub>O分子共吸附;(d)两个H<sub>2</sub>O分子和O<sub>2</sub>分子共吸附。(红色为O原子,白色为H原子)

采用Monkhorst–Pack方法<sup>[21]</sup>, K点密度为 $10 \times 10 \times 1$ . 几何优化过程采用Broyden、Fletcher、Goldfarb和Shanno提出的迭代法(即BFGS算法)<sup>[22]</sup>和线性搜索模式, 能量的允许误差为 $5.0 \times 10^{-6}$  eV/mol, 力的允许误差0.01 eV/Å, 位移的允许误差为 $5.0 \times 10^{-4}$  Å, 应力的允许误差为0.02 GPa, 计算总能量采用SCF迭代.

分子的吸附能 $E_{\text{ads}}$ 定义<sup>[23]</sup>为式(1).

$$E_{\text{ads}} = E_{\text{gas-diamond}} - (E_{\text{gas}} + E_{\text{diamond}}) \quad (1)$$

式中:  $E_{\text{gas}}$ 表示单个分子能量,  $E_{\text{diamond}}$ 表示金刚石(111)面能量,  $E_{\text{gas-diamond}}$ 表示总体系的能量. 如果 $E_{\text{ads}}$ 为负值, 说明吸附反应为放热反应, 分子在表面吸附容易发生; 相反,  $E_{\text{a}}$ 为正值, 说明吸附不易发生<sup>[23]</sup>.

## 2 结果与讨论

### 2.1 O<sub>2</sub>和H<sub>2</sub>O分子结构优化

首先将软件构建的O<sub>2</sub>和H<sub>2</sub>O分子分别放置在 $10 \text{ \AA} \times 10 \text{ \AA} \times 10 \text{ \AA}$ 的晶胞中进行结构优化, 考察分子是否符合计算要求. 结构优化之后O<sub>2</sub>分子键长为0.118 3 nm, 接近于试验值0.120 8 nm<sup>[24]</sup>. H<sub>2</sub>O分子优化之后的键长为0.096 6 nm, 键角为104.157°, 与试验值键长0.099 nm, 键角104.5°相差无几<sup>[24]</sup>, 计算结果说明采用的方法和基组是合适的.

### 2.2 O<sub>2</sub>和H<sub>2</sub>O单吸附

考察单分子吸附是为了清楚两者之间谁会优先吸附于金刚石表面. 优化之后的结果如图3(a~b)所示, 从中可以发现O<sub>2</sub>分子分解为两个O原子, 并且和表面C原子成键, 形成C–O键, H<sub>2</sub>O分子分解为H和OH, 同样和表面C原子成键, 形成C–H和C–OH键. O<sub>2</sub>分子吸附能是–14.78 eV/molecule, H<sub>2</sub>O分子吸附能是–6.18 eV/molecule, 通过比较两者吸附能发现O<sub>2</sub>分子的吸附能远远超过H<sub>2</sub>O分子的吸附能, 说明O<sub>2</sub>分子更易优先吸附于DLC表面.

### 2.3 O<sub>2</sub>和H<sub>2</sub>O共吸附

图3(c)和图3(d)是两者共吸附优化之后最终表现形态. 当H<sub>2</sub>O分子和O<sub>2</sub>分子共存时, 在金刚石(111)面会形成2个C–OH键及1个C–O键, 其中, C–OH键长为1.386 Å, C–O键为1.341 Å, 该距离大于酮中C=O键长1.22 Å, 小于醚中C–O键长1.36 Å, 说明C–O键的性质介于双键和单键之间<sup>[11]</sup>. 当两个H<sub>2</sub>O分子和一个O<sub>2</sub>分子共吸附时, 在金刚石(111)面会形成4个C–OH键, C–OH键的键长为1.426 Å. 通过计算原子重叠布居(原子重叠布居数越大, 说明键强越强)发现C–OH键重叠布居为0.62, C–O键重叠布居为0.76, C–O键比C–OH键更加稳定. 4个C–OH的重叠布居都为0.58, 4个C–OH键相同.

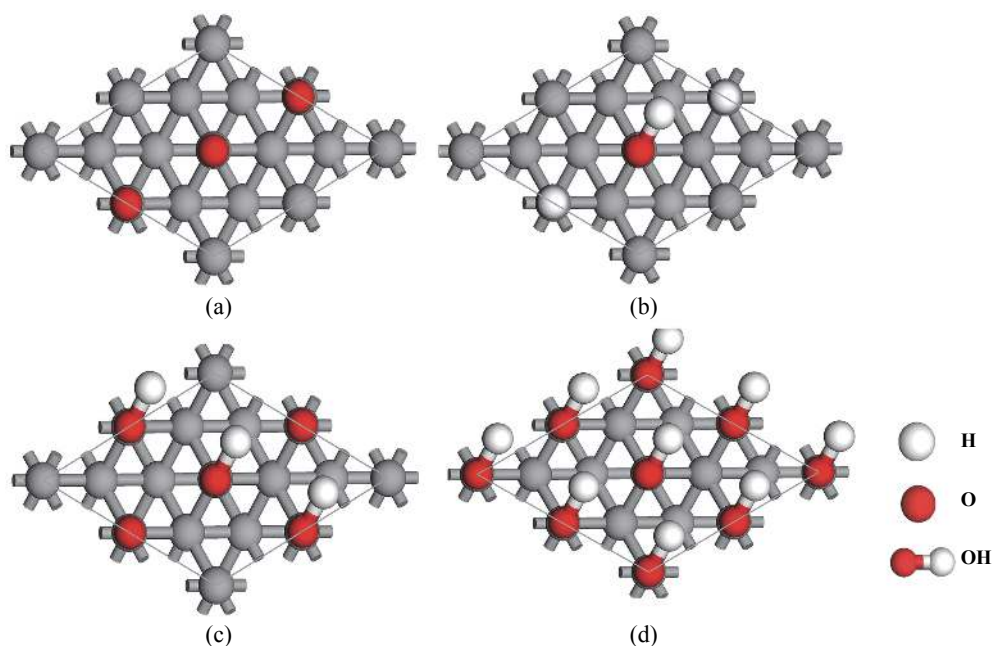


Fig. 3 Adsorption of molecules on the diamond (111) surface

图3 分子吸附在金刚石(111)表面的优化结构

由计算结果可知:当金刚石表面存在 $\text{H}_2\text{O}$ 和 $\text{O}_2$ 分子为1:1时,形成3个C-OH键和一个C-O键;当金刚石表面存在 $\text{H}_2\text{O}$ 和 $\text{O}_2$ 分子为2:1时,形成4个相同的C-OH键.当 $\text{H}_2\text{O}$ 和 $\text{O}_2$ 分子比例扩展为1:2和3:1时,理论结果分别为金刚石表面形成3个C-O键、2个C-OH键和5个C-OH键和一个C-H键(见图4).

## 2.4 差分电荷密度及Mulliken原子布居分析

图5是分子和金刚石(111)面体系的差分电荷密度图及Mulliken原子布居分析.通过差分电荷密度图(差分电荷密度的定义为成键后的电荷密度与简单叠加的原子电荷密度之差.差分电荷密度图中蓝色区域表示该区域失去电子,红色区域表示该区域得到电子)分析原

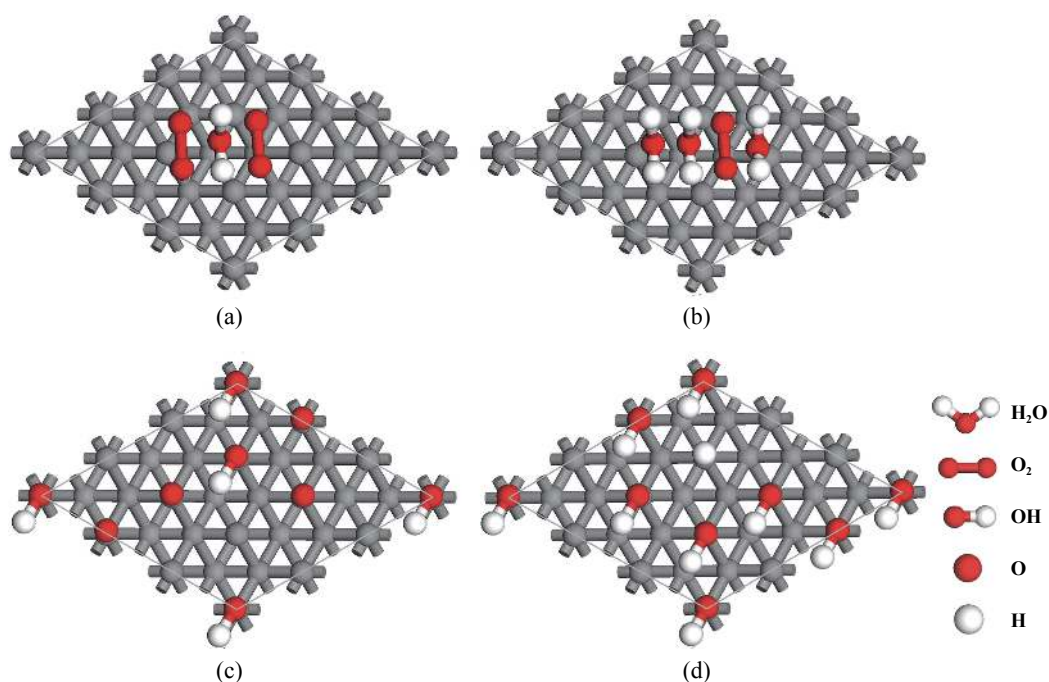


Fig. 4 Molecules placement model and adsorption of molecules on the diamond (111) surface

图4 分子放置在金刚石(111)表面初始模型及其优化结构

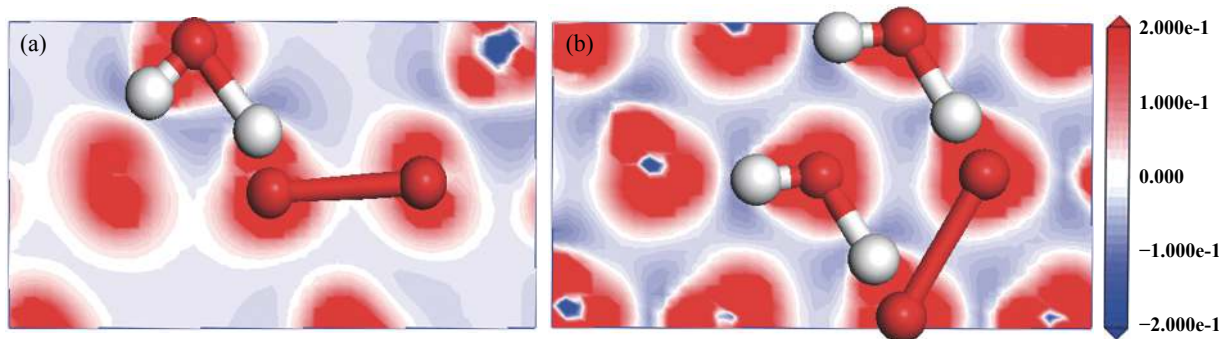


Fig. 5 The differential charge density 2D cutaway and Mulliken charge population of optimized structure of  $O_2$  and  $H_2O$  molecules (a) $O_2$  and  $H_2O$  molecules; (b)two  $H_2O$  molecules and one  $O_2$  molecule

图5  $O_2$ 和 $H_2O$ 分子共吸附优化后结构的差分电荷密度二维切面图及原子Mulliken电荷布居

子周围电子的分布情况<sup>[14]</sup>. 通过Mulliken原子布居分析了解分子和金刚石表面之间的电荷转移情况. 从差分电荷密度图中可以发现共吸附下 $H_2O$ 分子中的H原子和 $O_2$ 分子中的O原子之间电荷密度明显增加, 说明O原子和H原子之间已形成共价键. Mulliken原子布居计算结果表明(见表1), H原子电荷从+1.00 e减少为+0.53 e, 总共失去+0.47 e. O电荷原子从-6.00 e增至-6.62 e, 总共得到-0.62 e. 另外4个H原子电荷均从+1.00 e减少为+0.52 e, 失去+0.48 e电荷, 4个O电荷数从-6.00 e增至-6.66 e, 得到-0.66 e. 这些结果表明原子之间因为较多的电荷交换使得O原子带有明显的高电负性, 对H原子产生了定向的吸引作用, 促使形成OH共价键.

## 2.5 态密度分析

通过分波态密度进一步确定 $H_2O$ 和 $O_2$ 分子之间及原子和金刚石表面C原子之间成键情况. 图6(a)给出的是 $H_2O$ 分子中的H原子和 $O_2$ 分子中的O原子之间的PDOS, 从中可以看出O原子的s、p轨道及H中的s轨道主要集中于费米能级之下, O原子的轨道和H原子的轨道都有明显的展宽, 并且成非局域化, 其中O原子p轨道和H原子s轨道有强的杂交, 说明它们之间形成了OH基团, 相应的说明p轨道和s轨道对O原子和H原子之间成键的贡献最大, 从图6(b)可以看出OH基团中原子和金刚石表面的C原子轨道成非局域化状态, 两者之间的s、p轨道都有较强的杂交, 再次说明O原子和

表1  $O_2$ 分子和 $H_2O$ 分子共吸附[见图5(a)]及两个 $H_2O$ 分子和 $O_2$ 分子共吸附[见图5(b)]结构优化前后的Mulliken电荷布居数  
Table 1 The Mulliken charge population of optimized structure of  $O_2$  and  $H_2O$  molecule[in Fig.5(a)]and two  $H_2O$  molecules and one  $O_2$  molecule[in Fig.5(b)]

Structure	Atomic type	Before optimization	After optimization
$O_2$ and $H_2O$ molecules	O	-6.00 e	-6.62 e
$O_2$ and $H_2O$ molecules	H	+1.00 e	+0.53 e
two $H_2O$ molecules and one $O_2$ molecule	O	-6.00 e	-6.66 e
two $H_2O$ molecules and one $O_2$ molecule	H	+1.00 e	+0.52 e

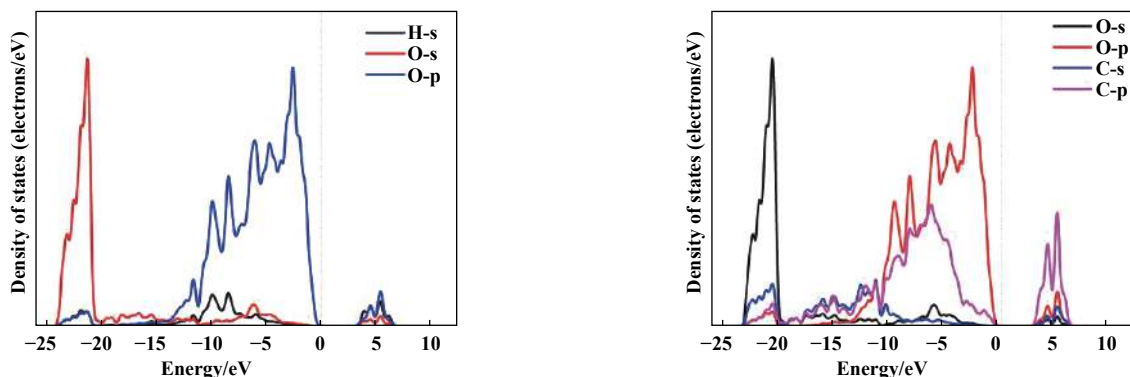


Fig. 6 Density analysis of structure optimized of  $O_2$  and  $H_2O$  molecule

图6  $O_2$ 和 $H_2O$ 分子共吸附优化后结构的态密度分析



C原子形成了C-OH共价键。

值得注意的是Wang等<sup>[14]</sup>在研究无氢DLC薄膜在氧气气氛中的摩擦机理时, 提出由于O原子的范德华半径(2.80 Å)大于金刚石表面碳原子间的最近距离(2.54 Å), 造成金刚石表面不能被O原子完全覆盖, 在金刚石(111)面只能覆盖到1/3, 如图7(a)(黄色球为金刚石表面具有悬键的碳原子)所示, 也就是说在红色框内金刚石表面只能吸附一个氧原子。通过查阅资料得知OH基团的范德华半径为3.02 Å<sup>[24]</sup>, 比O原子的范德华半径更大, 远远超出了金刚石表面碳原子间的最近

近距离2.54 Å。基于以上分析可以清楚地知道, 无氢DLC薄膜在存在O<sub>2</sub>和H<sub>2</sub>O分子潮湿大气中进行摩擦时, 当其比例正好达到1:2时, 两者分解会在薄膜表面形成C-OH键, 由于OH基团的范德华半径过大, 会导致金刚石表面部分碳悬键无法得到钝化暴露在表面, 如图7(b)所示, 同样在红色框内只能存在一个C-OH键。当O<sub>2</sub>和H<sub>2</sub>O分子存在比例无法达到1:2时, 会在金刚石表面同时形成C-OH、C-O及C-H键, 由于H原子具有较小的范德华半径(0.11 Å), OH基团和O原子无法钝化的碳悬键, H原子会将其钝化。

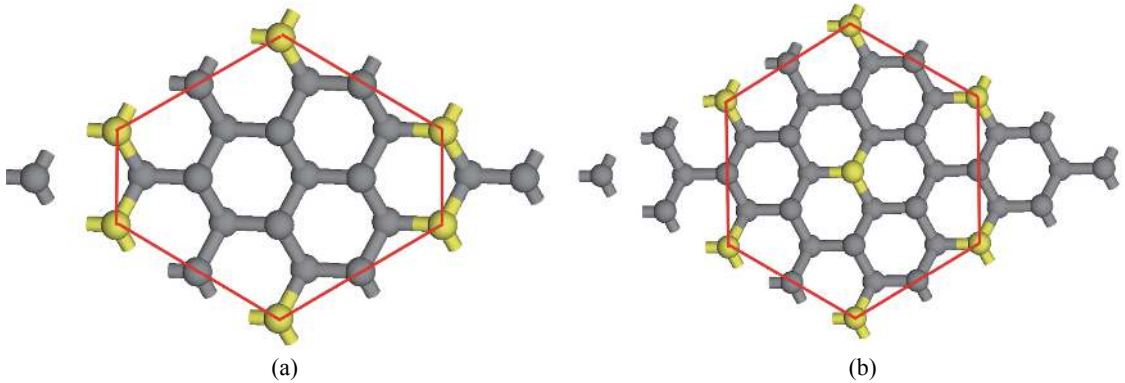


Fig. 7 Mechanism of coadsorption of H<sub>2</sub>O and O<sub>2</sub> molecules on the diamond (111) surface (a) adsorption of O atom on the diamond surface; (b) adsorption of OH group on the diamond surface

图7 水分子和氧分子共吸附在金刚石(111)表面机理示意图(a)金刚石表面吸附O原子;(b)金刚石表面吸附OH基团

### 3 结论

a. O<sub>2</sub>分子比H<sub>2</sub>O分子更易于吸附在金刚石表面。当两者共吸附时, 在金刚石表面分解形成O, OH, H基团。由于电荷转移导致O原子具有较大的电负性, 能够吸引H原子, 促使更多的OH基团形成。

b. 基于原子范德华半径对金刚石表面吸附的影响, H<sub>2</sub>O分子和O<sub>2</sub>分子1:2比例共存时, 会在金刚石表面形成全部由OH基团钝化的表面; 而H<sub>2</sub>O分子和O<sub>2</sub>分子非比例共存时, 金刚石表面会形成C-OH、C-O和C-H基团共存的复杂情况。

### 参考文献

[1] Yong Qingsong, Wang Haidou, Xu Binshi, et al. Research status of the tribological property of diamond-like carbon films[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(11): 95-107 (in Chinese) [雍青松, 王海斗, 徐滨士, 等. 类金刚石薄膜摩擦机理及其摩擦学性能影响因素的研究现状[J]. 机械工程学报, 2016, 52(11): 95-107].

[2] Vetter J. 60 Years of DLC coatings: Historical highlights and technical review of cathodic arc processes to synthesize various DLC types, and their evolution for industrial applications[J]. Surface & Coatings Technology, 2014, 257(257): 213-240.

[3] Xu Qunji, Wang Liping, Diamond-like carbon-based film material[M]. Beijing: Science Press, 2012(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].

[4] Xiong Liwei, Peng Huanyang, Zhang Ying, et al. Tribological properties and application of diamond-like film[J]. Surface Technology, 2016, 45(1): 80-88 (in Chinese) [熊礼威, 彭环洋, 张莹, 等. 类金刚石薄膜的摩擦性能及其应用[J]. 表面技术, 2016, 45(1): 80-88].

[5] Luo D B, Fridrici V, Kapsa P. A systematic approach for the selection of tribological coatings[J]. Wear, 2011, 63(13): 1771-1773.

[6] Erdemir A, Eryilmaz O L, Kim S H. Effect of tribochemistry on lubricity of DLC films in hydrogen[J]. Surface and Coatings Technology, 2014, 257: 241-246. doi: 10.1016/j.surfcoat.2014.08.002.

[7] Erdemir A. The role of hydrogen in tribological - alpropr erties of diamond - like carbon films[J]. Surface and Coatings Technology, 2001, 146: 292-297.

[8] Li Jian, Zhou Yong. Density functional theory[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2014(in Chinese) [李健, 周勇(译). 密度泛函理论[M]. 北京: 国防工业出版社, 2014].

[9] Hassan M M, Larsson K. Effect of surface termination on diamond (100) surface electrochemistry[J]. The Journal of Physical Chemistry



- C, 2014, 118(40): 22995–23002. doi: [10.1021/jp500685q](https://doi.org/10.1021/jp500685q).
- [10] Guo H, Qi Y. Environmental conditions to achieve low adhesion and low friction on diamond surfaces[J]. *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, 2010, 18(3): 034008-1–034008-17.
- [11] Qi Y, Konca E, Alpas A T. 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).
- [12] Zilibotti G, Righi M C, Ferrario M. Ab initio study on the surface chemistry and nanotribological properties of passivated diamond surfaces[J]. *Physical Review B*, 2009, 79(7): 075420-1–075420-10.
- [13] Gharam A A, Lukitsch M J, Qi Y, et al. Role of oxygen and humidity on the tribo-chemical behaviour of non-hydrogenated diamond-like carbon coatings[J]. *Wear*, 2011, 271(9): 2157–2163.
- [14] Wang L, Cui L, Lu Z, et al. Understanding the unusual friction behavior of hydrogen-free diamond-like carbon films in oxygen atmosphere by first-principles calculations[J]. *Carbon*, 2016, 100: 556–563. doi: [10.1016/j.carbon.2016.01.060](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2016.01.060).
- [15] Levita G, Kajita S, Righi M C. Water adsorption on diamond (111) surfaces: an ab initio, study[J]. *Carbon*, 2018, 127: 533–540. doi: [10.1016/j.carbon.2017.11.010](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2017.11.010).
- [16] Okubo H, Tsuboi R, Sasaki S. Frictional properties of DLC films in low-pressure hydrogen conditions[J]. *Wear*, 2015, 340: 2–8.
- [17] Bai L, Srikanth N, Wu H, et al. Effect of environmental hydrogen atoms on the tribological behaviors of diamond-like carbon films[J]. *Tribology International*, 2016, 99: 258–266. doi: [10.1016/j.triboint.2016.03.037](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.03.037).
- [18] Zilibotti G, Righi M C, Ferrario M. Ab initio study on the surface chemistry and nanotribological properties of passivated diamond surfaces[J]. *Physical Review B*, 2009, 79(7): 075420-1–075420-10.
- [19] Clark S J, Segall M D, Pickard C J, et al. First principles methods using CASTEP[J]. *Zeitschrift Für Kristallographie-Crystalline Materials*, 2005, 220(5/6): 567–570.
- [20] Perdew J P, Burke K, Ernzerhof M. Generalized gradient approximation made simple[J]. *Physical Review Letters*, 1996, 77(18): 3865–3868. doi: [10.1103/PhysRevLett.77.3865](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.77.3865).
- [21] Monkhorst H J, Pack J D. Special points for Brillouin-zone integrations[J]. *Physical Review B*, 1976, 13(12): 5188–5192. doi: [10.1103/PhysRevB.13.5188](https://doi.org/10.1103/PhysRevB.13.5188).
- [22] Pfrommer B G, Côté M, Louie S G, et al. Relaxation of crystals with the quasi-newton method[J]. *Journal of Computational Physics*, 1997, 131(1): 233–240. doi: [10.1006/jcph.1996.5612](https://doi.org/10.1006/jcph.1996.5612).
- [23] Li Gan, Luo Wenhua, Chen Huchi. Adsorption and dissociation of CO<sub>2</sub> on the  $\alpha$ -U(001) surface[J]. *Journal of Physical Chemistry*, 2011, 27(10): 2319–2325 (in Chinese) [李贛, 罗文华, 陈虎翅. CO<sub>2</sub>在 $\alpha$ -U(001)表面的吸附和解离[J]. *物理化学学报*, 2011, 27(10): 2319–2325]. doi: [10.3866/PKU.WHXB20110936](https://doi.org/10.3866/PKU.WHXB20110936).
- [24] Hu Shengzhi, Xie Zhaoxiong, Zhou Chaohui. 70 year of crystallographic van der waals radii[J]. *Acta Physico-Chimica Sinica*, 2010, 26(7): 1795–1800 (in Chinese) [胡盛志, 谢兆雄, 周朝晖. 晶体范德华半径的70年[J]. *物理化学学报*, 2010, 26(7): 1795–1800]. doi: [10.3866/PKU.WHXB20100731](https://doi.org/10.3866/PKU.WHXB20100731).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018182

# 球化退火态重载车轮钢CL70磨损性能及组织演化

王文字<sup>1</sup>, 刘德义<sup>1,2\*</sup>, 赵秀娟<sup>1,2</sup>, 刘鹏涛<sup>1,2</sup>, 任瑞铭<sup>1,2</sup>

(1. 大连交通大学 材料科学与工程学院, 辽宁 大连 116028;

2. 大连交通大学 辽宁省轨道交通关键材料重点实验室, 辽宁 大连 116028)

**摘要:** 对CL70重载车轮钢进行球化退火获得球状珠光体组织. 将组织为片状珠光体和球状珠光体的CL70分别与U75V钢轨钢在滚动摩擦磨损试验机上以相同参数进行干摩擦纯滚动试验. 使用称重法测量磨损量、利用带电子背散射衍射附件的扫描电子显微镜及显微硬度计对两种组织形态的试样运行表面进行组织及硬度变化情况的观察与分析. 结果表明: 球状珠光体组织磨损性能不及片状珠光体组织. 二者的磨损机制和强化机制不同, 片状珠光体组织以疲劳磨损为主, 通过塑性变形和晶粒不断细化至纤维状再到纳米晶, 位错不断累积并达到良好的强化效果. 球状珠光体组织以黏着磨损为主, 只有铁素体和少量渗碳体变形和碎化, 硬度提升主要来自于渗碳体颗粒周围的位错集中, 硬化效果较差.

**关键词:** 重载车轮钢CL70; 滚动摩擦磨损; 球状珠光体; 组织演化; 强化

中图分类号: TG142.21

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0357-09

## Wear Behavior and Microstructure Evolution of Spheroidized Annealed Heavy Load Wheel Steel CL70

WANG Wenyu<sup>1</sup>, LIU Deyi<sup>1,2\*</sup>, ZHAO Xiujuan<sup>1,2</sup>, LIU Pengtao<sup>1,2</sup>, REN Ruiming<sup>1,2</sup>

(1. Dalian JiaoTong University, School of Material Science and Engineering, Liaoning Dalian 116028, China

2. Dalian JiaoTong University, Key Laboratory of Key Material of Rail Transit in Liaoning Province, Liaoning Dalian 116028, China)

**Abstract:** Spheroidized pearlite structure was obtained by spheroidizing annealing of heavy load wheel steel CL70. The steel CL70 with either lamellar pearlite microstructure or spherical pearlite microstructure, was subjected to dry friction pure rolling test on a rolling friction and wear tester against rail steel U75V. The wear was determined by the mass loss. Scanning electron microscope (electron backscattered image) and the micro-hardness tester were used to observe and analyze the microstructure evolution and hardness variation of the rolling surfaces of steel CL70. The results show that the wear performance of steel CL70 with spheroidal pearlitic microstructure was poorer than that of steel CL 70 with lamellar pearlitic structure. The wear mechanism and strengthening mechanism of the two alloys were different. For the one with lamellar pearlitic microstructure, wear mechanism was mainly fatigue wear by plastic deformation and subsequent grain refinement (fiber structure at first and then nanocrystal), strengthening effect was attributed by accumulation of dislocations. Adhesive wear was observed for the one with spherical pearlitic structure. Deformation and fragmentation of ferrite and cementite were identified. The increase in hardness was mainly due to the concentration of dislocations around the cementite particles, and therefore the hardening effect was poor.

**Key words:** heavy load wheel steel CL70; rolling friction wear; spherical pearlite; microstructure evolution; strengthen

Received 6 December 2018, revised 29 January 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: liudeyi65@126.com, Tel: +86-13840914811.

The project was supported by the National Key Basic Research Program of China (973) (2015CB654802).

国家重点基础研究发展规划项目(973)(2015CB654802)资助.

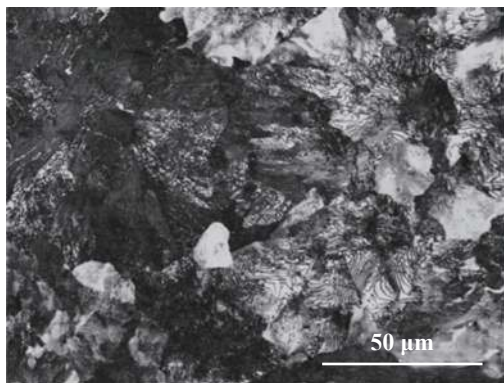
重载铁路运输是一种具有多功能、高效率、低费用的横跨大陆的矿石、煤炭等大宗散装货物搬运方式<sup>[1]</sup>。作为重载运输的车轮材料,尽管近年来贝氏体和马氏体钢逐渐兴起,但珠光体钢仍然占主导地位<sup>[2-3]</sup>。钢中的细小珠光体微复合结构比贝氏体或马氏体组织具有更好的耐磨性<sup>[4-6]</sup>。然而随着车辆轴重的加大和速度提高,轮轨材料尤其是车轮材料的磨损和沿渗碳体片层展开的接触疲劳不断加剧,使得失效问题更加显著<sup>[7-10]</sup>,但球状珠光体结构能够减小开裂倾向、同时有效抑制裂纹萌生与扩展<sup>[11]</sup>。我国重载铁路运输的高密度、客货混运、客运优先的现状也使得车轮的使用条件更加恶化<sup>[12]</sup>。传统重载车轮钢CL60在运用时出现了车轮碾宽和踏面磨耗等问题,降低车轮使用寿命<sup>[13-15]</sup>。我国研发的新材质车轮钢CL70表面硬度和强度均比CL60提高约25%<sup>[16]</sup>。

近年来研究表明,滚动摩擦磨损时内部组织仅发生剧烈塑性变形而无“白层”组织形成<sup>[17-19]</sup>。车轮运行时受到垂向载荷和水平载荷作用,不仅对钢轨作相对滚动,而且伴随纵向和横向滑动<sup>[20]</sup>。垂向载荷主要来源于车轮自重和货重,水平载荷来源于滑动摩擦力<sup>[21-22]</sup>,

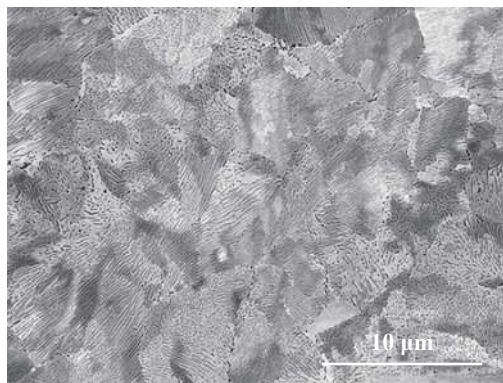
尽管重载车轮的使用寿命问题受到广泛关注,但对于车轮内部微观组织尤其是渗碳体形貌对滚动摩擦磨损的影响研究较少。本文作者对CL70钢进行球化退火处理以获得球状珠光体,使用摩擦磨损试验机模拟轮轨运行,通过观察球化退火前后CL70表层微观组织及硬度的变化,探究片状珠光体和球状珠光体的变形及磨损机理,为车轮材料与加工工艺设计提供参考。

## 1 试验材料与方法

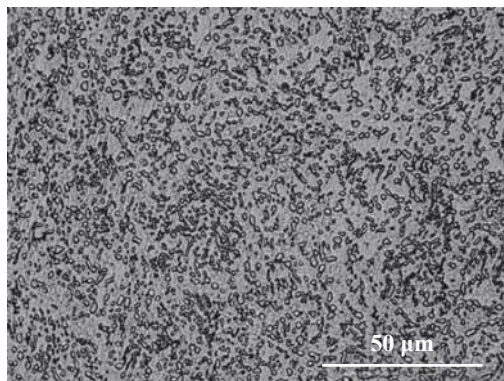
试验所用的CL70钢试样的主要化学成分的质量分数为C: 0.67%~0.77%; Si: 1.00%; Mn: 1.20%,原始组织主要为细片状珠光体及少量先共析铁素体,如图1(a~b)所示,片状珠光体团边界清晰,渗碳体片层平直且取向随机。原始硬度为HBW330~350。CL70钢经球化退火处理后组织为碳化物直径0.5~2.0  $\mu\text{m}$ 的球状珠光体,但是仍有少量碳化物形状不规则,均匀弥散的分布在铁素体基体上,如图1(c~d)所示。片状珠光体组织经过球化退火处理之后,片状渗碳体转变成球状渗碳体,球状渗碳体均匀弥散的分布在铁素体基体上,相互之间的距离远比片状渗碳体大,原珠光体团的尺



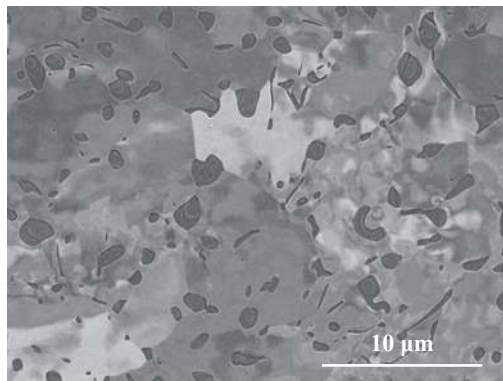
(a) Lamellar pearlite under OM



(b) Lamellar pearlite under SEM



(c) Spheroidal pearlite under OM



(d) Spheroidal pearlite under SEM

Fig. 1 Microstructure of steel CL70

图1 CL70钢显微组织

寸和其内部的取向无明显改变, 大部分的碳化物处于铁素体之间的晶界或亚晶界处并且在晶界处碳化物的长大程度明显大于晶内碳化物, 硬度为HBW200~220. 球化退火工艺流程如图2所示. 本试验中与CL70配对的钢轨试样材料为U75V, 原始组织同样为细片状珠光体及少量先共析铁素体, 原始硬度为HBW320~340.

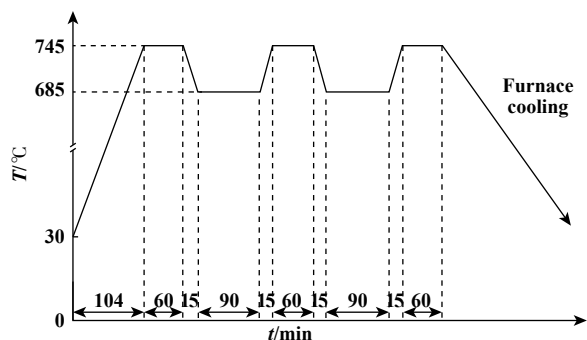


Fig. 2 Diagram of spheroidizing annealing

图 2 球化退火工艺图

试验所用设备为GPM-40摩擦磨损试验机. 图3为主陪试样尺寸和接触方式, 上方为主试样CL70, 下方为陪试样U75V. 由于球状珠光体试样硬度较低, 为了便于对比, 法向载荷设定为1 550 N, 对应的接触应力为863 MPa. 根据列车实际运行时速80 km<sup>[14]</sup>计算出转速为506 r/min. 试验转数不超过3×10<sup>5</sup> r, 均无滑差条件下进行, 干摩擦, 全程风冷降温, 试样表面温度始终低于80 °C.

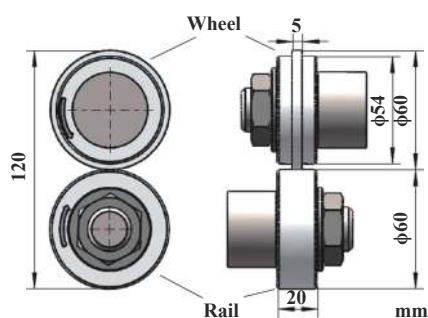


Fig. 3 Sample size and contact

图 3 试样尺寸和接触方式

在室温下进行滚动磨损试验, 每5 000 r停机一次并使用精度为千分之一克的AX523ZH/E型电子天平测量试样的磨损量. 磨损结束后, 先后使用石油醚和酒精对试样进行超声振动清洗, 后进行干燥处理. 使用附带电子背散射衍射(EBSD)的Zeiss Supra场发射扫描电镜观察并分析1×10<sup>5</sup>、2×10<sup>5</sup>和3×10<sup>5</sup> r后的运行

表面形貌及3×10<sup>5</sup> r后的试样运行纵截面表层组织; 利用JD520表面粗糙度仪检测3×10<sup>5</sup> r后运行表面的粗糙度; 并用FM-700显微硬度计测量不同条件下磨损表面至心部显微硬度, 加载载荷0.25 N, 加载时间为15 s.

## 2 试验结果与分析

### 2.1 磨损量

图4分别为片状珠光体和球状珠光体试样的磨损曲线. 从图4中可以明显看出, 片状珠光体试样在运行过程中磨损量始终保持在一个较低水平(3×10<sup>5</sup> r质量损失0.3 g), 磨损速率几乎保持不变. 而球状珠光体试样磨损量远大于片状珠光体试样(3×10<sup>5</sup> r时质量损失2.3 g), 磨损速率在2.5×10<sup>5</sup> r之前不断增加, 2.5×10<sup>5</sup> r之后磨损速率有所减慢.

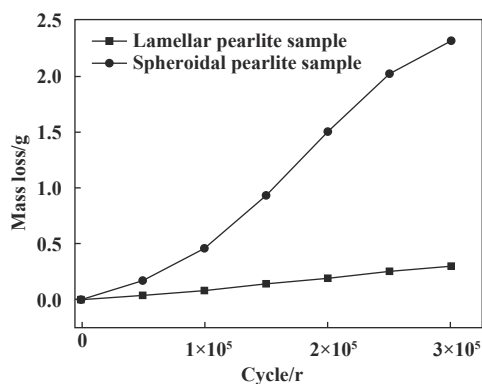


Fig. 4 Variation of mass loss with the increase of rotation

图 4 随转数增加磨损量的变化

### 2.2 摩擦系数

图5为两组试验过程中的摩擦系数. 摩擦系数 $k = F_t/R/F_n$  ( $R$ 为半径,  $F_t$ 为切向力,  $F_n$ 为载荷). 二者在运行开始时的摩擦系数值都在0.09附近. 片状珠光体试样

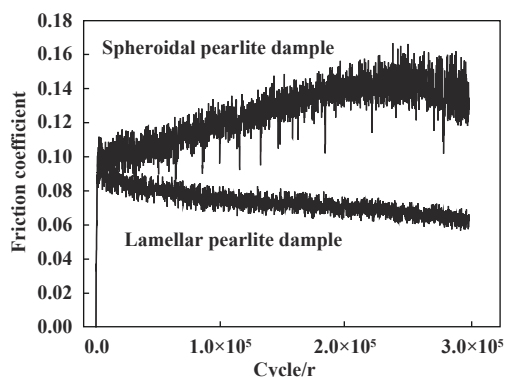


Fig. 5 Variation of friction coefficient with the increase of rotation

图 5 随转数增加摩擦系数的变化

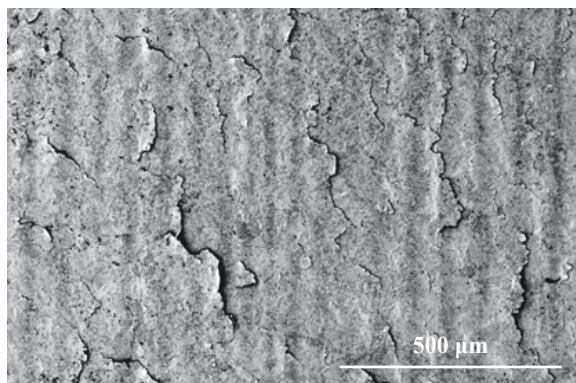


的摩擦系数从运行开始就逐渐降低,这是由于随着试样的运行,主陪试样之间的接触面积逐渐增大,接触应力逐渐降低,并且在整个运行过程中磨损比较均匀稳定,表面粗糙度较低( $R_a=0.49\ \mu\text{m}$ ),所以摩擦系数降低的速率基本恒定, $3\times 10^5\ \text{r}$ 时摩擦系数在0.07附近.而球状珠光体试样的摩擦系数从运行开始不断增大,这是由于在运行过程中形成的疲劳裂纹和由于黏着磨损形成的黏着物会增大试样的表面粗糙度( $R_a=0.86\ \mu\text{m}$ ),因此这个阶段的摩擦系数逐渐上升直至 $2.5\times 10^5\ \text{r}$ 时达到最大值0.15附近.摩擦系数随后逐渐降低,这是由于

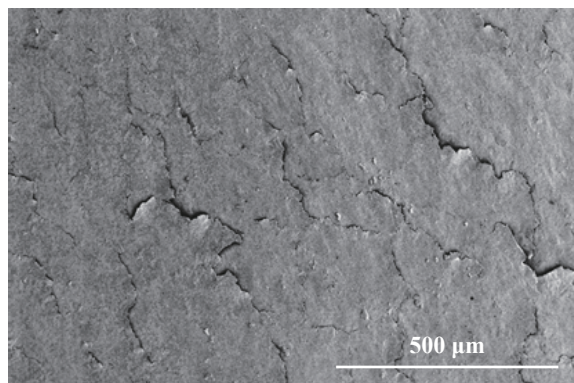
表面被大量磨损并且运行表面被压扁导致试样半径明显减小,接触面积增大, $3\times 10^5\ \text{r}$ 时摩擦系数在0.13附近.曲线上下较大幅度波动证明试样运行不稳定,再次证明运行表面存在大量黏着物.

### 2.3 表面形貌

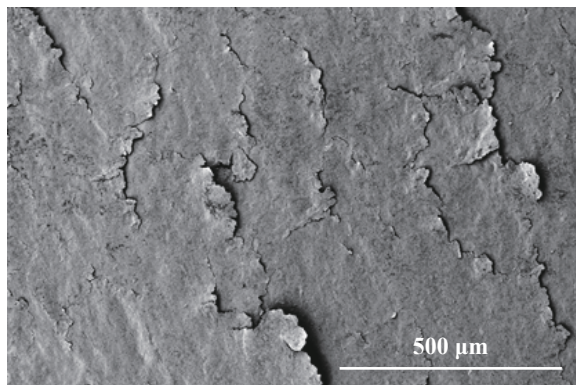
对不同转数下试样表面宏观形貌变化进行分析,结果如图6(a~c)所示.片状珠光体试样在运行初期[见图6(a)],表面除了鱼鳞状起皮外还存在少量黏着物和氧化物,这表明除了疲劳磨损以外,由于在磨损初期试样表面不平整形成的黏着磨损和少量氧化磨损.随



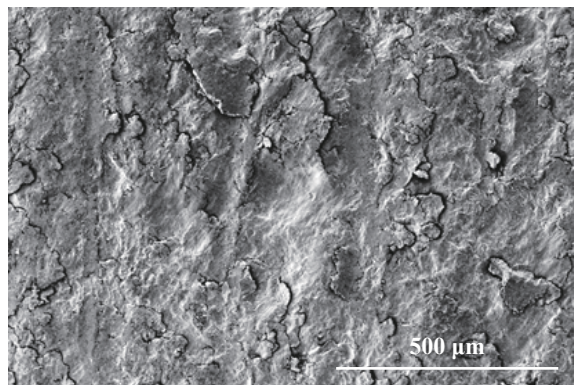
(a) Lamellar pearlite sample,  $1\times 10^5\ \text{r}$



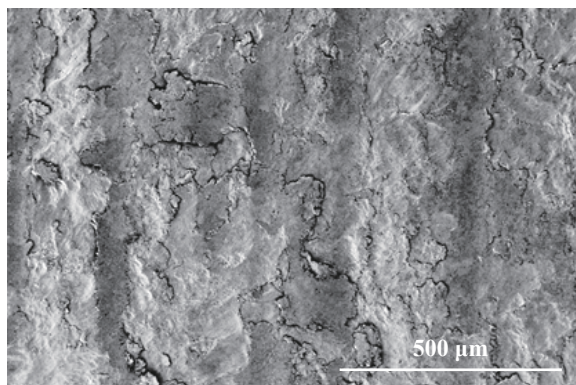
(b) Lamellar pearlite sample,  $1\times 10^5\ \text{r}$



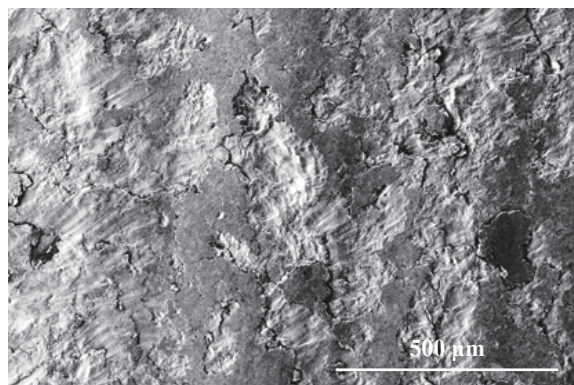
(c) Lamellar pearlite sample,  $3\times 10^5\ \text{r}$



(d) Spheroidal pearlite sample,  $1\times 10^5\ \text{r}$



(e) Spheroidal pearlite sample,  $2\times 10^5\ \text{r}$



(f) Spheroidal pearlite sample,  $3\times 10^5\ \text{r}$

Fig. 6 Macro-morphology of wear surface at different rotations

图6 不同转数下的磨损表面宏观形貌



着试样的运行这两种磨损形式逐渐减弱直至消失. 表面只存在鱼鳞状起皮且随转数增加而数量增多面积增大, 说明试样在任何阶段的主要磨损形式均为疲劳磨损并且随转数增加而加剧. 如图6(d-f)所示, 球状珠光体试样表面存在大量黏着物并且数量随转数增加而增加, 由此可判断其在运行过程中的主要磨损形式为黏着磨损. 在表面存在面积较小的鱼鳞状起皮以及大量剥落坑, 这是因为球状珠光体试样硬度较低且与陪试样存在较大硬度差(HBW100~120), 主陪试样接触时, 即使施加较小的载荷, 在真实接触面上的局部应力就足以使主试样引起塑性变形<sup>[23]</sup>. 局部塑性变形会使两个接触面的原子彼此十分接近而产生强烈的黏着<sup>[24-25]</sup>. 随后, 黏着点被剪断并粘在试样表面, 然后脱落下来形成磨屑, 主试样在大量磨损的同时陪试样几乎不磨损, 黏着点被剪断后会在主试样表面留下黏着物与剥落坑. 一个黏着点被剪断, 又在另一个新的地方产生黏着, 如此循环便形成图中的表面形貌.

#### 2.4 表层显微组织分析

分别对 $3 \times 10^5$  r片状珠光体和球状珠光体试样运行纵截面50  $\mu\text{m}$ 内区域进行显微组织观察对比与分析. 片状珠光体如图7所示, 在距表面30~50  $\mu\text{m}$ 处, 可以观察到铁素体已经发生明显塑性变形及碎化, 与运行方向平行的渗碳体片开始细化、片层间距减小, 与运行方向成夹角的渗碳体片则发生了弯曲、扭转, 但珠光

体组织仍基本保持为团状, 碎化程度较低; 在距表面10~30  $\mu\text{m}$ 的区域内, 大部分渗碳体片呈现出平行轴向排列的形貌, 少数与运行方向夹角较大或者垂直的渗碳体片由于转动困难发生了强烈的弯曲、扭折, 同时铁素体晶粒进一步细化, 珠光体片层几乎全部平行于运行方向, 珠光体团的铁素体/渗碳体边界已基本消失, 组织已完全演变为纤维状, 并且在形成纤维状后晶粒细化也在持续进行; 在最表层(0~10  $\mu\text{m}$ ), 纤维状组织进一步细化, 渗碳体成为纳米级细小颗粒状(直径最小约为20 nm)并有溶解的趋势.

与片状珠光体相比, 球状珠光体中的渗碳体形貌及变化规律存在较大差异. 如图8所示, 试样表面的塑性变形主要靠硬度较低的软相铁素体来实现, 在距表面0~50  $\mu\text{m}$ 内存在大量未变形的球状渗碳体, 在30  $\mu\text{m}$ 处仅发现少量尺寸较小的渗碳体发生了明显变形, 沿运行方向被压扁为短棒状, 部分形状不规则的渗碳体会随着铁素体的流变而转动; 在10  $\mu\text{m}$ 处可以发现, 塑性变形之后的渗碳体呈现出长条状并开始断裂; 试样运行表面并没有发现碎化为纳米级的细小渗碳体颗粒, 在运行最表面处仍然可以观察到未变形的渗碳体(直径约2  $\mu\text{m}$ ). 铁素体虽然发生了明显的塑性变形和晶粒细化, 但其程度远不及片状珠光体.

为了进一步研究片状珠光体和球状珠光体的表层组织的晶粒细化情况及取向变化, 对距表面不同深

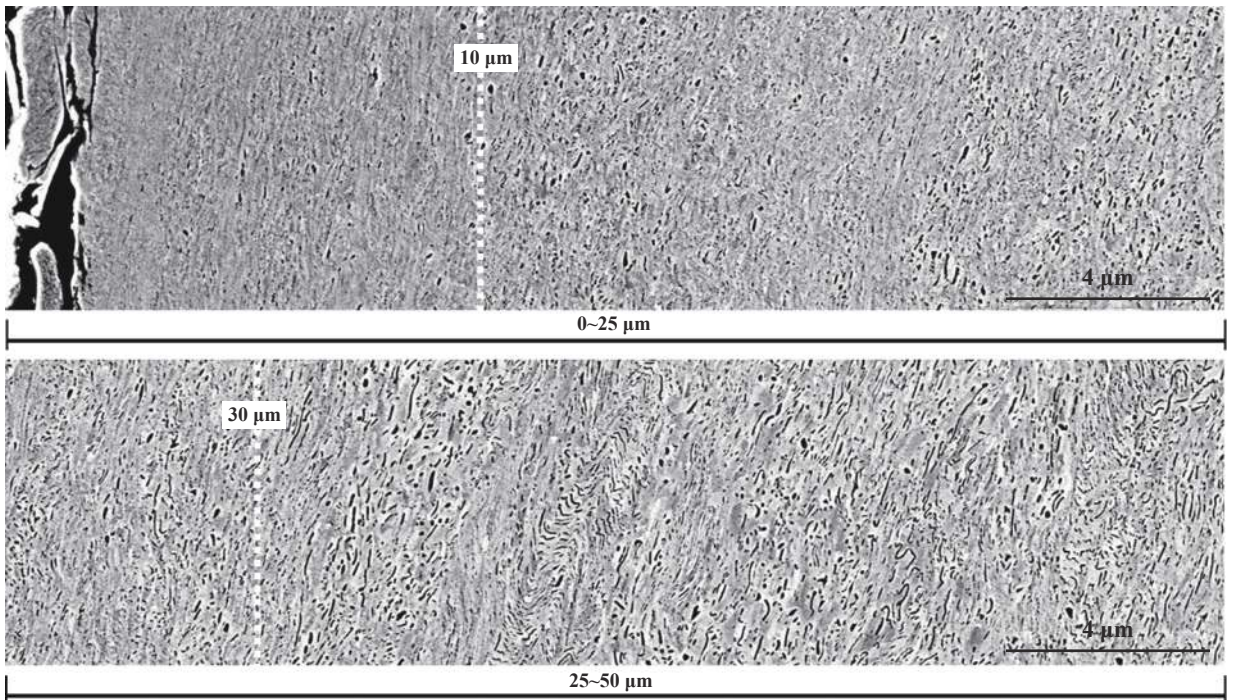


Fig. 7 Longitudinal section microstructure of lamellar pearlite sample

图7 片状珠光体试样运行纵截面组织

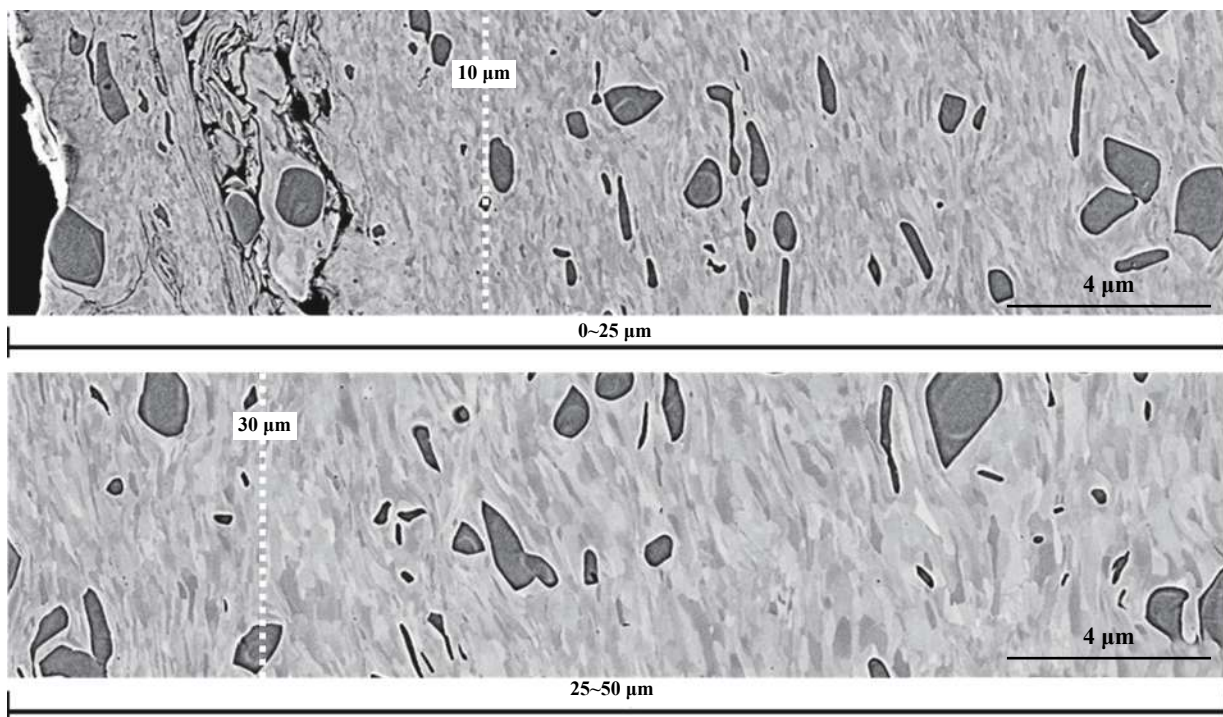


Fig. 8 Longitudinal section microstructure of spheroidal pearlite sample

图8 球状珠光体试样运行纵截面组织

度的组织进行EBSD分析,结果如图9所示.从图9中可以清晰地看出,随着与表面距离的不断接近,二者的铁素体逐渐细化,大角度晶界比例明显增多.在距运行表面相同深度时,片状珠光体比球状珠光体晶粒碎化更加明显,晶粒尺寸明显要小很多(如在距表面40  $\mu\text{m}$ 处的平均晶粒尺寸片状为150 nm、球状为550 nm).片状珠光体在40~45  $\mu\text{m}$ 处铁素体沿运行方向被压扁;在20~25  $\mu\text{m}$ 处随着晶粒进一步细化,铁素体逐渐由片状向纳米级颗粒转化,20  $\mu\text{m}$ 处晶粒尺寸约为100 nm.渗碳体在此深度下已经完全碎化为颗粒状,尺寸与铁素体相似,故无法清晰准确地分辨出渗碳体相.在相同的深度下,片状珠光体组织的大角度晶界更多,这是由于在塑性变形中位错不断增殖,随着晶粒的不断碎化使得晶界持续增多,晶界角度不断增加导致在此深度下的绝大多数晶界演变为大角度.与片状珠光体相比,球状珠光体组织中的铁素体细化程度较轻,但趋势相同.在40~45  $\mu\text{m}$ 处铁素体还处于平行于运行方向的流变状态,在20~25  $\mu\text{m}$ 处是铁素体从处于流变中的形状不规则的大尺寸晶粒逐渐细化为形状规则的小尺寸晶粒(200 nm)的过程.从图9(c~d)中可以清晰地观察到渗碳体,无论铁素体处于流变阶段还是细化为小晶粒阶段,从渗碳体的尺寸和形貌上都无法判断是否发生塑性变形和晶粒碎化,这些现象与SEM(图8)中观

察到的现象一致.在大颗粒渗碳体附近的铁素体碎化情况更明显、大角度晶界更多,这是由于在球状渗碳体在塑性变形时起到阻碍位错扩展的作用,致使位错密度升高、应力集中于渗碳体周围,但并不能达到渗碳体的临界剪切强度,故直至渗碳体整体剥落也无法使其变形或碎化.

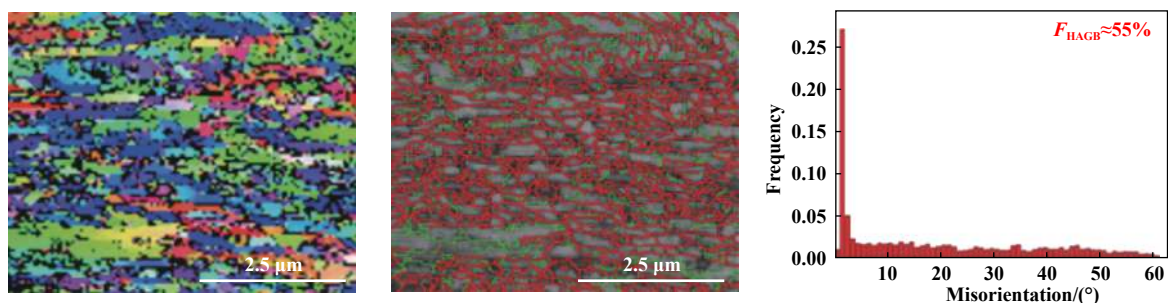
## 2.5 表层硬度分析

分别对 $3 \times 10^5$  r片状珠光体和球状珠光体试样的运行纵截面表层进行硬度测试,结果如图10所示.二者皆是运行表面硬度最高,硬度随着距运行表面的距离增加而迅速下降并且随着距运行表面距离的增加下降幅度持续减缓直至平稳,平稳时的硬度值即为试样内部组织未发生塑性变形的心部硬度.硬度趋于平稳之前的距离为硬化层厚度.片状珠光体不仅具有更高的表面硬度,更是拥有更加优秀的硬化效果,硬化幅度为1.63,硬化幅度=(最高硬度-心部硬度)/心部硬度,球状珠光体的硬化幅度仅为1.07.二者的硬化层厚度相似,皆为200~250  $\mu\text{m}$ .

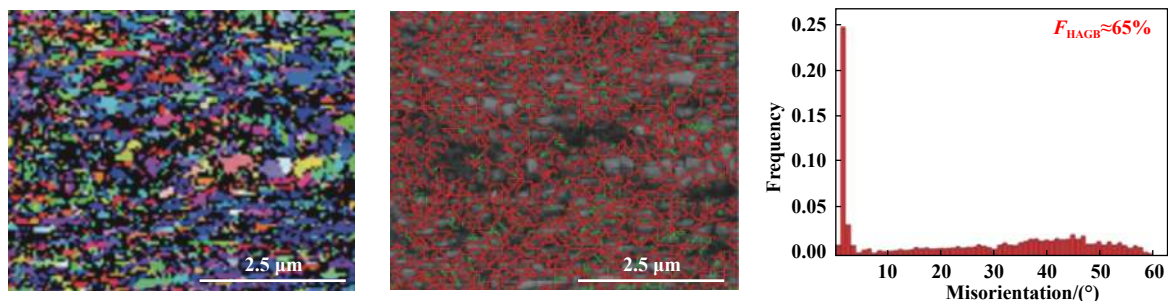
## 3 讨论

片状珠光体在运行初期开始塑性变形,此时渗碳体/铁素体相界面密度升高,位错阻力增强,硬度的升高主要来自于位错强化.较软的铁素体相率先晶粒碎

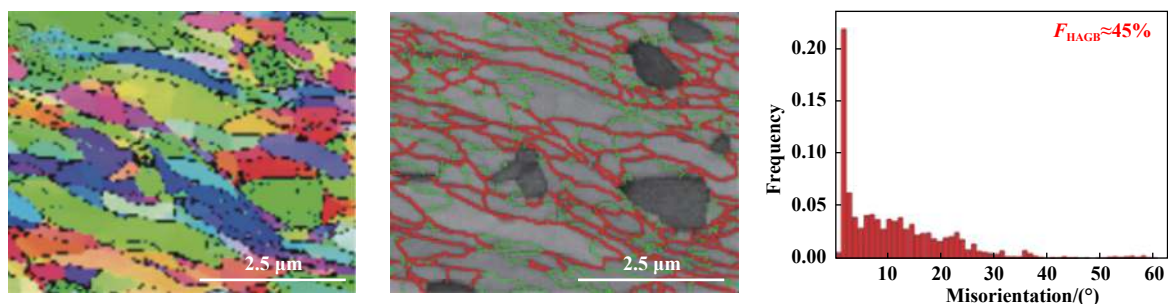




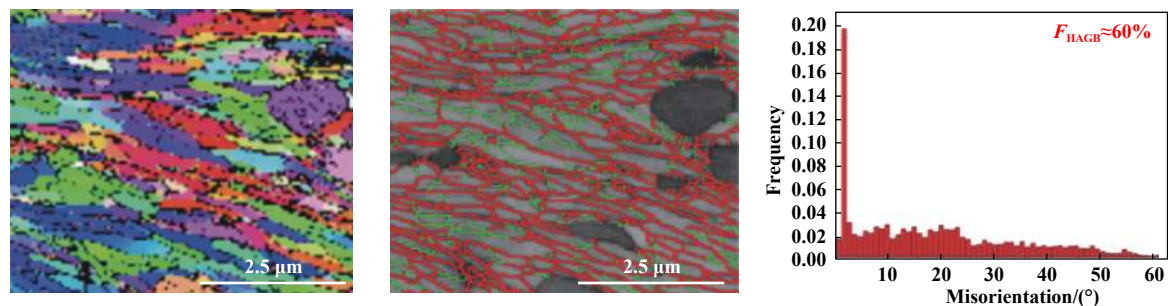
(a) Lamellar pearlite with the distance of 40~45  $\mu\text{m}$  to the surface



(b) Lamellar pearlite with the distance of 20~25  $\mu\text{m}$  to the surface



(c) Spheroidal pearlite with the distance of 40~45  $\mu\text{m}$  to the surface



(d) Spheroidal pearlite with the distance of 20~25  $\mu\text{m}$  to the surface

Fig. 9 Grain orientation, grain boundary and misorientation angle distribution histogram of EBSD

图 9 EBSD晶粒取向图、晶界图及晶界角分布柱状图

化, 而此时较硬的片状渗碳体开始发生塑性变形. 平行于运行方向或成小夹角的有利取向的渗碳体片层, 在垂直于运行表面的载荷压应力、沿运行方向的剪切力的共同作用应力状态下, 渗碳体片层排列方向基本调整至平行于运行方向, 渗碳体片减薄, 片层间距减小. 垂直于运行方向或与之成大夹角的不利取向的渗

碳体片层, 在沿运行方向的剪切力的作用下渗碳体片层间距增大, 垂直运行表面的载荷压应力作用于渗碳体片层的两端, 使得渗碳体片层呈现波浪状或褶皱状形貌. 随着组织碎化及纤维化, 大角度晶界增多, 位错密度增加, 细晶强化的作用逐渐增强. 根据Hall-Petch关系<sup>[26]</sup>, 晶界越多, 晶粒越细, 平均晶粒尺寸越小, 屈



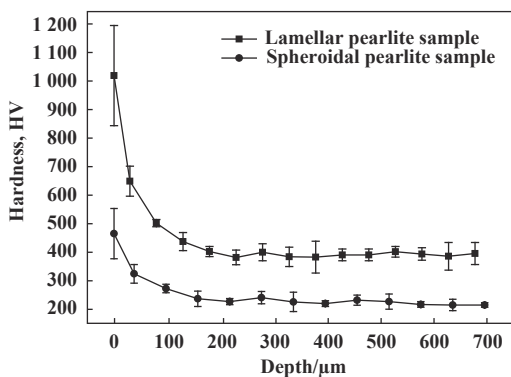


Fig. 10 Variation of hardness with the increase of depth of surface distance

图 10 随距表面深度增加硬度的变化

服强度越高,而珠光体钢的硬度与屈服强度呈线性关系<sup>[27]</sup>。运行 $3 \times 10^5$  r后,当渗碳体和铁素体皆碎化为纳米级细小颗粒时,细晶强化效果愈发显著,此时表面细小的渗碳体和铁素体间高密度位错交织叠加,本质是位错集中于渗碳体/铁素体界面<sup>[28]</sup>,在位错与位错、位错与碳化物、位错与晶界的交互作用下,在小颗粒高密度分布的渗碳体周围逐渐形成相互交集的位错网,导致强度和硬度的升高。试样表层组织在整个运行过程中就是一个晶粒细化的过程,细晶强化作用是其最主要的硬化手段。除此之外,部分渗碳体溶解引起的固溶强化效果,也起到了良好的加工硬化效果。

在球状珠光体中,应力集中于渗碳体周围并形成钉扎作用,均匀弥散的分布在铁素体基体上的渗碳体会引起弥散强化效果,但是球化退火后所得到的球状渗碳体在尺寸和形貌上差异较大,并且球状渗碳体之间的距离比片状渗碳体大得多,这种钉扎作用很难相互交织起来成为牢固的位错网,不能起到有效的弥散强化效果,分布稀疏的大颗粒渗碳体将基体分割为若干应力集中区域。体积较大的渗碳体球在运行时难以发生塑性变形和碎化,使得每个高应力区域之间通常为纯铁素体。铁素体之间的应力很快就达到了其临界剪切强度并碎化,在碎化至纤维状组织之前就已经剥落。而以渗碳体为核心的高应力区域会整体剥落形成剥落坑,使得表面平整度下降,受到法向载荷时,接触面上的部分突起部分紧密接触,而实际接触面积远小于运行面的理论表面积,突起接点受到相当高的应力。由于摩擦副的硬度较高,使得突起点的原子就会因原子之间的键合作用而产生黏着。随着运行的继续,黏着点被剪断并粘到试样表面,脱落下来便形成磨屑。这种以黏着为主的磨损方式在片状珠光体纯滚动摩擦过程中是几乎不存在的。球状珠光体的细晶强化效

果远不如晶粒细化至纳米级别的片状渗碳体,故这种球状珠光体组织不能满足所需的磨损性能。

## 4 结论

对重载车轮钢CL70进行球化退火处理,在滚动摩擦磨损试验机上分别进行片状珠光体车轮和球状珠光体车轮与U75V钢轨钢的滚动摩擦磨损试验,比较了二者的磨损性能与内部组织与性能变化,并对比较结果进行了分析,得出的结论如下:

a. 片状珠光体具有更优的磨损性能。具体体现在其较低的磨损量、恒定的磨损速率和平稳缓降的摩擦系数,磨损形式为疲劳磨损;球状珠光体磨损量较高,磨损速率先增后减,摩擦系数较大,先增后减且不稳定,磨损形式为黏着磨损。

b. 片状渗碳体发生严重的塑性变形,随后碎化为平行于运行方向的纤维状组织,最终碎化至纳米级,并有溶解的趋势;球状渗碳体未发现明显的塑性变形和晶粒碎化,铁素体沿运行方向产生流变,碎化程度不及片状珠光体。

c. 在硬度上,二者均是距表面越近硬度越高且硬化层厚度相似,但片状珠光体的表面硬度以及硬化幅度皆优于球状珠光体。

d. 片状珠光体以细晶强化为主,表面渗碳体溶解也会起到固溶强化效果;球状渗碳体颗粒的钉扎作用形成弥散强化,但由于尺寸和形貌差异较大,且渗碳体间的距离较大,使得弥散强化效果不显著,细晶强化效果不及片状珠光体。

## 参考文献

- [1] Tian Baoquan. Application and development of heavy load railway transportation technology in the world[J]. Rolling Stock, 2015, 53(12): 10-19 (in Chinese) [田葆权. 世界铁路重载运输技术的运用与发展[J]. 铁道车辆, 2015, 53(12): 10-19]. doi: 10.3969/j.issn.1002-7602.2015.12.003.
- [2] Perez-Unzueta A J, Beynon J H. Microstructure and wear resistance of pearlitic rail steels[J]. Wear, 1993, 162-164(1): 173-182.
- [3] Kalousek J, Fegredo D M, Laufer E E. The wear resistance and worn metallography of pearlite, bainite and tempered martensite rail steel microstructures of high hardness[J]. Wear, 1985, 105(3): 199-222. doi: 10.1016/0043-1648(85)90068-7.
- [4] Clayton P. The relations between wear behaviour and basic material properties for pearlitic steels[J]. Wear, 1980, 60(1): 75-93. doi: 10.1016/0043-1648(80)90250-1.
- [5] Hodgson W H, Preston R R. Production processes to yield superior rail steel[J]. Transportation Research Record, 1988: 43-49.
- [6] Ichinose H, Takehara J, Iwasaki N, et al. An investigation on contact fatigue and wear resistance behaviour in rail steels[C]. In:

- Proceeding Heavy Haul Railways Conference. Institution of Engineers and the Australian Institute of Mining and Metallurgy, Canberra, Australia, 1978: 1-10.
- [7] Smith. Further study on rolling contact fatigue of rails[J]. China Railway Science, 2002, 23(3): 6-10 (in Chinese) [史密斯. 钢轨滚动接触疲劳的进一步研究[J]. 中国铁道科学, 2002, 23(3): 6-10]. doi: 10.3321/j.issn:1001-4632.2002.03.002.
- [8] Zhang Bin, Fu Xiuqin. Type and formation mechanism of railway wheel and tire tread spall[J]. China Railway Science, 2001, 22(2): 73-78 (in Chinese) [张斌, 付秀琴. 铁路车轮、轮辋踏面剥离的类型及形成机理[J]. 中国铁道科学, 2001, 22(2): 73-78]. doi: 10.3321/j.issn:1001-4632.2001.02.011.
- [9] Zhong Wen, Dong Lin, Wang Yu, et al. Research and comparison of fatigue wear of high speed and heavy haul railway[J]. Tribology, 2012, 32(1): 96-101 (in Chinese) [钟雯, 董霖, 王宇, 等. 高速与重载铁路的疲劳磨损研究对比[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(1): 96-101]. doi: 10.16078/j.tribology.2012.01.016.
- [10] Liu Qiyue, Zhou Zhongrong, Shi Xinyu. The rolling wear behavior of AISI 1045 steel plate against SAE 52100 steel roller[J]. Tribology, 2001, 21(1): 33-36 (in Chinese) [刘启跃, 周仲荣, 石心余. 45#钢/GCr15钢摩擦副的滚动磨损特性研究[J]. 摩擦学学报, 2001, 21(1): 33-36]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2001.01.008.
- [11] Xiang Song, Xiang Zijie, Shen Tao. Effect of cementite morphology on microstructure and properties of high carbon pearlite steel[J]. Journal of Hunan University, 2017, 44(12): 47-54 (in Chinese) [向嵩, 向梓杰, 沈涛. 渗碳体形态对高碳珠光体钢组织及性能的影响[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2017, 44(12): 47-54].
- [12] Chen Gang, Cheng Deli, Wang Shifu. Several points for consideration in development of freight car wheels with heavy axle load in our country[J]. Rolling Stock, 2005, 43(11): 12-14 (in Chinese) [陈刚, 程德利, 王世付. 我国大轴重货车车轮开发的几点思考[J]. 铁道车辆, 2005, 43(11): 12-14]. doi: 10.3969/j.issn.1002-7602.2005.11.004.
- [13] Hu Haibin, Lv Kewei, Shao Wendong, et al. Research on wheel wear of freight cars on datong-qinhuangdao railway line[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(1): 30-37 (in Chinese) [胡海滨, 吕可维, 邵文东, 等. 大秦铁路货车车轮磨耗问题的调查与研究[J]. 铁道学报, 2010, 32(1): 30-37]. doi: 10.3969/j.issn.1001-8360.2010.01.006.
- [14] Li Hengli, Li Fu, Zhang Pengpai, et al. Influence of new type wheel steel on wheel/rail wear of heavy haul freight cars[J]. Journal of the China Railway Society, 2016, 38(6): 32-37 (in Chinese) [李亨利, 李芾, 张澎湃, 等. 新材质车轮钢对重载货车轮轨磨耗的影响[J]. 铁道学报, 2016, 38(6): 32-37]. doi: 10.3969/j.issn.1001-8360.2016.06.007.
- [15] Wang Wenjian, Liu Qiyue, Zhou Zhongrong. Study on friction and wear properties of wheel steel under rolling-sliding condition[J]. Tribology, 2005, 25(5): 475-479 (in Chinese) [王文健, 刘启跃, 周仲荣. 车轮钢滚动剥离摩擦磨损特性研究[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(5): 475-479]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2005.05.020.
- [16] Zhang Bin, Zhang Hong, Fu Xiuqin. Performance study on the wheels of new material for heavy haul freight trains[J]. China Railway Science, 2009, 30(5): 65-70 (in Chinese) [张斌, 张弘, 付秀琴. 新材质重载货车车轮性能研究[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(5): 65-70]. doi: 10.3321/j.issn:1001-4632.2009.05.011.
- [17] Dylewski B, Risbet M, Bouvier S. Experimental characterization of the tridimensional gradient of microstructure induced by RCF in the rolling band of rails[J]. Procedia Engineering, 2015, 133: 202-210. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.659.
- [18] Linz M, Cihak-Bayr U, Trausmuth A, et al. EBSD study of early-damaging phenomena in wheel-rail model test[J]. Wear, 2015, 342-343: 13-21. doi: 10.1016/j.wear.2015.08.004.
- [19] Chen H, Zhang C, Liu W, et al. Microstructure evolution of a hypereutectoid pearlite steel under rolling-sliding contact loading[J]. Materials Science and Engineering A, 2016, 655: 50-59. doi: 10.1016/j.msea.2015.12.082.
- [20] Jin Xuesong, Zhang Jiye, Wen Zefeng, et al. Overview of phenomena of rolling contact fatigue of wheel/rail[J]. Journal of Mechanical Strength, 2002, 24(2): 250-257 (in Chinese) [金学松, 张继业, 温泽峰, 等. 轮轨滚动接触疲劳现象分析[J]. 机械强度, 2002, 24(2): 250-257]. doi: 10.3321/j.issn:1001-9669.2002.02.023.
- [21] Li Zibin. Research on characteristic of rolling wear of wheel steel[D]. Chengdu: Southwest Jiao Tong University, 2010(in Chinese) [李自彬. 车轮钢滚动磨损特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010].
- [22] Qiu Haibo, Pei Youfu. An experimental investigation into the influences of plastical deformation on rail steel wear[J]. Tribology, 1996, 16(1): 80-84 (in Chinese) [邱海波, 裴有福. 塑性变形对钢轨钢磨损影响的试验研究[J]. 摩擦学学报, 1996, 16(1): 80-84]. doi: 10.16078/j.tribology.1996.01.013.
- [23] Wang Wenjian, Guo Jun, Liu Qiyue. Effect of contact stress on rolling friction and wear behavior of wheel-rail materials[J]. Tribology, 2011, 31(4): 352-356 (in Chinese) [王文健, 郭俊, 刘启跃. 接触应力对轮轨材料滚动摩擦磨损性能影响[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(4): 352-356]. doi: 10.16078/j.tribology.2011.04.012.
- [24] Li Junyang, Wang Jiayu, Fan Kaijie, et al. Accelerated life model for harmonic drive under adhesive wear[J]. Tribology, 2016, 36(3): 297-303 (in Chinese) [李俊阳, 王家序, 范凯杰, 等. 谐波减速器黏着磨损失效加速寿命模型研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(3): 297-303]. doi: 10.16078/j.tribology.2016.03.005.
- [25] Chen Rongyu, Huang Ping. Experiment study on adhesion between rough surfaces[J]. Tribology, 2016, 36(3): 269-275 (in Chinese) [陈荣誉, 黄平. 粗糙表面的黏着试验研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(3): 269-275]. doi: 10.16078/j.tribology.2016.03.001.
- [26] Chokshi A H, Rosen A, Karch J, et al. On the validity of the hall-petch relationship in nanocrystalline materials[J]. Scripta Metallurgica, 1989, 23(10): 1679-1683. doi: 10.1016/0036-9748(89)90342-6.
- [27] Pavlina E J, Tyne C J V. Correlation of yield strength and tensile strength with hardness for steels[J]. Journal of Materials Engineering and Performance, 2008, 17(6): 888-893. doi: 10.1007/s11665-008-9225-5.
- [28] Zhou L, Liu G, Ma X L, et al. Strain-induced refinement in a steel with spheroidal cementite subjected to surface mechanical attrition treatment[J]. Acta Materialia, 2008, 56(1): 78-87. doi: 10.1016/j.actamat.2007.09.003.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018190

# MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副的 摩擦磨损性能

颜建辉<sup>1,2\*</sup>, 康蓉<sup>2</sup>, 黄金鑫<sup>2</sup>, 汪异<sup>1,2</sup>, 康永海<sup>1,2</sup>

(1. 湖南科技大学 高温耐磨材料及制备技术湖南省国防科技重点实验室, 湖南 湘潭 411201;

2. 湖南科技大学 材料科学与工程学院, 湖南 湘潭 411201)

**摘要:** MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料是一种很有发展前景的高温耐磨材料, 但MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副的干滑动摩擦磨损性能尚不清楚. 本文中通过销-盘式干滑动摩擦磨损试验, 考察了MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副在不同温度(25~1 000 °C)和载荷下(2.5~10 N)的摩擦学特性. 结果表明: 试验温度和载荷对MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副的摩擦系数影响较大, 而对其磨损率影响较小. 载荷为5 N时, 在25~1 000 °C区间, 摩擦系数和磨损率分别在0.11~0.43和0.513×10<sup>-7</sup>~0.544×10<sup>-7</sup> mm<sup>3</sup>/(N·m)范围; 在25~400 °C时, 磨损机制以轻微的氧化和黏着磨损为主, 在600~1 000 °C磨损机制主要表现为严重的氧化和黏着磨损. 在1 000 °C时, 随着载荷(2.5~10 N)的增加, 摩擦系数和磨损率分别为0.29~0.38和0.540×10<sup>-7</sup>~0.547×10<sup>-7</sup> mm<sup>3</sup>/(N·m); 载荷为2.5~10 N时, 始终存在黏着和氧化磨损; 载荷为7.5~10 N时, 材料磨损表面还伴随碾压塑性变形的特征.

**关键词:** MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>; SiC; 摩擦磨损; 磨损机制

中图分类号: TG172.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0366-08

## Friction and Wear Properties of MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> Composite against SiC

YAN Jianhui<sup>1,2\*</sup>, KANG Rong<sup>2</sup>, HUANG Jinxin<sup>2</sup>, WANG Yi<sup>1,2</sup>, KANG Yonghai<sup>1,2</sup>

(1. Hunan Provincial Key Defense Laboratory of High Temperature Wear Resisting Materials and Preparation Technology, Hunan University of Science and Technology, Hunan Xiangtan 411201, China

2. School of Material Science and Engineering, Hunan University of Science and Technology, Hunan Xiangtan 411201, China)

**Abstract:** MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> composite is a promising wear resistance material at elevated temperature. However, the tribological properties of MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> against SiC were not fully understood. In the present study, the friction and wear properties of the composite at 25~1 000 °C and 2.5~10 N were investigated using a ball-on-disk sliding tests. The results show that both test temperatures and applied loads had significant effect on the coefficient of friction (COF), while have insignificant effect on the wear rate. The COFs and wear rates of the MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> composite at 25~1 000 °C were in the ranges of 0.11~0.43 and 0.540×10<sup>-7</sup>~0.547×10<sup>-7</sup> mm<sup>3</sup>/(N·m), respectively. The mild oxidation and adhesive wears were main wear mechanisms for the composite tested below 400 °C. At 600 ~ 1 000 °C, the wear mechanisms were dominated by severe oxidation wear and adhesive wear. The COFs and wear rates of the composite, at 1 000 °C under load of 2.5~10 N, were in the ranges of 0.29~0.38 and 0.540×10<sup>-7</sup>~0.547×10<sup>-7</sup> mm<sup>3</sup>/(N·m),

Received 13 December 2018, revised 16 February 2019, accepted 19 February 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: jhyan@hnust.edu.cn, Tel: +86-13107120255.

The project was supported by National Natural Science Foundation of China (51475161) and Natural Science Foundation of Hunan Provincial (2018JJ2119).

国家自然科学基金项目(51475161)和湖南省自然科学基金项目(2018JJ2119)资助.

respectively. The dominant wear mechanisms of the composite at 2.5~10 N were adhesive wear and oxidation wear, and accompanied with plastic deformation at 7.5~10 N.

**Key words:** MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>; SiC; friction and wear; wear mechanism

二硅化钼(MoSi<sub>2</sub>)具有高熔点、高硬度,以及优异的高温抗氧化性能和耐磨性能等优良特性,因而引起国内外研究学者的极大兴趣<sup>[1-2]</sup>. MoSi<sub>2</sub>有望成为燃气轮机发动机转子叶片、涡轮增压器转子和定子叶片的高温结构材料. 由于SiC陶瓷常被用作高性能喷气发动机的混合轴承组件,作为高温部件的MoSi<sub>2</sub>会与SiC在干摩擦条件下产生相对滑动. 所以, MoSi<sub>2</sub>的摩擦学行为的研究显得较为重要. 近年来, MoSi<sub>2</sub>在耐磨材料中的应用受到了广泛的关注. 以往的研究表明, MoSi<sub>2</sub>在恶劣的二体磨料磨损环境中表现出极高的耐磨性能<sup>[3-4]</sup>; 水润滑条件下的MoSi<sub>2</sub>比干滑动条件下的摩擦系数要低<sup>[5]</sup>; 另外, 在1 000 °C与Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>、Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>和SiC陶瓷对磨时, MoSi<sub>2</sub>表现出优异的高温耐磨性能<sup>[6]</sup>. 此外, MoSi<sub>2</sub>涂层也能明显改善钢或镍基合金<sup>[7-8]</sup>基体的耐磨性能,表现出较好的应用前景.

然而, MoSi<sub>2</sub>的强度与韧性不够高,还不能满足实际应用的需求<sup>[9]</sup>. 近年来,研究表明添加TiB<sub>2</sub><sup>[10]</sup>、TiC<sup>[11]</sup>和SiC<sup>[12]</sup>等陶瓷增强剂可以提高MoSi<sub>2</sub>的耐磨性;进行金属元素合金化,如W<sup>[13]</sup>或Nb<sup>[4]</sup>可以大幅度提高MoSi<sub>2</sub>的硬度、断裂韧性和强度. 此外,由于Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>同时存在金属键和共价键, MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>复合材料能够表现出更好的韧性、高硬度和弹性模量<sup>[14-15]</sup>. 在氧化环境下, Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>在700~900 °C容易氧化生成MoO<sub>2</sub>和MoO<sub>3</sub>晶体以及非晶态SiO<sub>2</sub>, 这些氧化物在较宽的温度范围内表现出较低的摩擦系数<sup>[16-17]</sup>,使MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>复合材料具有高温自润滑作用. 因此, MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>是一种极具应用潜力的高温自润滑结构材料. 然而, MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>在高温下的抗氧化性较差,阻碍了其作为耐磨材料的实际应用.

为了提高MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>复合材料的高温抗氧化性能,改善Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>的高温抗氧化性是一种行之有效的方法. 已有文献<sup>[18-20]</sup>研究表明,添加适量B,由于生成了抗氧化性能优越的Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>,能大幅度改善Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>在800~1500 °C的高温抗氧化性能. 与没有掺杂B的合金

相比,掺杂B的合金具有更好的抗蠕变能力、高温强度和断裂韧性,这归因于Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>的高度强度和抗蠕变能力优于MoSi<sub>2</sub><sup>[21]</sup>. 最近,我们发现加入微量B的MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>复合材料比MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>表现出更好的力学性能和高温抗氧化性能<sup>[22]</sup>. 然而, B掺杂改性的MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料的摩擦学特性尚不清楚,还有待深入的探索.

本文中采用Mo、Si和B单质元素粉末为原料,采用放电等离子烧结技术(SPS)制备MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料,评价了试验温度(25~1 000 °C)和外加载荷(2.5~10 N)对复合材料摩擦磨损性能的影响,揭示其相关磨损机理,为高温结构耐磨材料的开发提供理论依据和基础数据.

## 1 试验部分

以Mo(质量分数99.0%,粒径2~4 μm), Si(质量分数99.5%,粒径2~4 μm)和B(质量分数99.9%,粒径10~20 μm)粉末为原料,按照74.5% Mo、24.5% Si和1% B的质量比配置粉末,通过机械混合获得混合均匀的粉末. 再采用等离子放电烧结炉(SPS-20T-10)把混合粉末真空烧结成MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料,烧结工艺详见文献<sup>[21]</sup>. 用线切割机将SPS烧结体加工成所需尺寸试样,并用金相砂纸抛光试样表面. 分别采用维氏硬度计、压痕法和三点弯曲法分别测量复合材料的硬度、断裂韧性和抗弯强度.

采用GHT-1000型高温摩擦磨损试验机测试MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料的干摩擦磨损性能. 下试样圆盘为MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料( $R_a=1.6 \mu\text{m}$ ), 配对副为 $\phi 5 \text{ mm}$ 的SiC陶瓷球( $HV=28.40 \text{ GPa}$ ,  $R_a=0.2 \mu\text{m}$ ,  $\rho=3.21 \text{ g/cm}^3$ ). 摩擦磨损试验主要是考察温度和载荷对MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副摩擦磨损性能的影响,测试条件列于表1中. 试样的磨损体积和磨损率分别按 $V=LA$ 和 $K=V/SF$ 格式计算. 其中 $V, \text{mm}^3$ 和 $K, \text{mm}^3/(\text{N}\cdot\text{m})$ 分别为磨损体积和磨损率;

表1 干摩擦磨损试验参数

Table 1 Parameters of dry sliding friction and wear test

Number	Rotation speed/(r/min)	Rotation radius/mm	Sliding time/min	Test temperatures/°C	Applied load/N
1	300	3.0	25	25, 200, 400, 600, 800, 1 000	5
2	300	3.0	25	1 000	2.5, 5, 7.5, 10



$L$ , mm为磨痕的半径;  $A$ ,  $\text{mm}^2$ 为磨痕截面面积, 磨痕截面采用轮廓仪(NanoMaP500-LS, USA)测量;  $S$ , m为总滑行距离;  $F$ , N为施加载荷. SiC的体积磨损用SiC磨损前后质量的变化除以其密度近似估算. 摩擦因素由高温摩擦磨损试验机上的计算模块自动给出, 取摩擦达到相对稳定状态时的平均数值作为材料的摩擦因素.

采用XRD仪器(XRD, D8 Advanced, Cu K $\alpha$ ), 扫描电镜(JSM-6380LV)和电子探针X射线显微分析仪(EPMA-1720)表征材料的物相组成、表面磨损形貌和微区成分.

## 2 结果与分析

### 2.1 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料微观结构和力学性能

MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>样品的背散射电子(BSE)微观组织如图1所示, 材料的微观结构具有典型的多相组织特征. 图1中微观组织中, 暗、灰、白不同衬度区域分别为MoSi<sub>2</sub>、Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>和Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>相. 采用排水法分析测量并计算MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料的相对致密度约为98.72%, 复合材料内部还存在少量的孔隙. 孔隙产生主要归因于在本试验烧结工艺条件下, 空位的移动和原子在晶界间的扩散不太充分, 导致晶粒间的空隙闭合不完全. 与纯MoSi<sub>2</sub><sup>[23]</sup>相比, MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料的硬度(11.6 GPa)、弯曲强度(341 MPa)和断裂韧性(5.28 MPa·m<sup>1/2</sup>)得到明显提高.

### 2.2 不同温度下MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副摩擦学特性

#### 2.2.1 摩擦磨损性能

图2为MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料与SiC对摩擦时, 摩擦系数与试验温度之间的关系. 可见, 试验温度

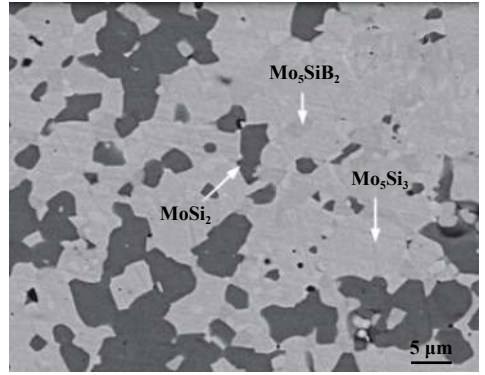
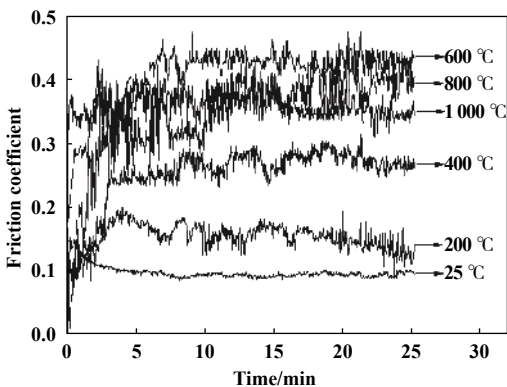


Fig. 1 Microstructural image (BSE) of the MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> composite

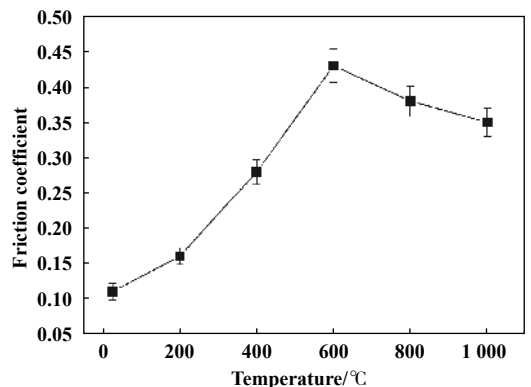
图1 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料微观组织(BSE)

对MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC之间的摩擦系数影响很大. 从图2(a)可知, 在不同的试验温度, 复合材料经过约5 min的摩擦阶段后, 摩擦系数达到一个相对稳定的数值. 另外, 从图2(b)可以看出, 随着试验温度的升高, 材料的平均摩擦系数呈先增后降的趋势; 25 °C时, 摩擦系数最小仅为0.11, 600 °C时摩擦系数最大为0.43, 而1 000 °C时又降低为0.35. 这种摩擦系数的变化规律与不同温度下材料的表面的磨损状态有较大的关联, 这将在后文中通过磨损表面形貌进行分析.

图3为MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料和SiC对磨球的磨损率与温度变化的关系曲线. 随着温度的升高(25~400 °C), 磨损率由 $0.513 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 稍微增加到 $0.516 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ ; 随着温度的继续升高(400~800 °C), 磨损率增加稍快, 800 °C时的磨损率为 $0.544 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ ; 当温度继续升高至1 000 °C时, 磨损率稍微降低到 $0.538 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ . 另外, 从图3中还可看出, 在25~600 °C时, SiC的磨损率表现为失重, 25 °C时磨损率最大为 $0.547 \times 10^{-9} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ , 随温度的升高



(a) Change of coefficients of friction with time



(b) Average friction coefficients at elevated temperatures

Fig. 2 Friction coefficients of of MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC at elevated temperatures

图2 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC在不同温度下的摩擦系数:

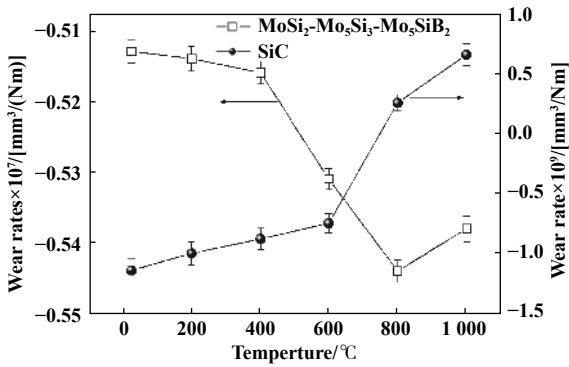


Fig. 3 Wear rates of MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> and SiC at elevated temperatures

图3 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>和SiC在不同温度下的磨损率

磨损率逐渐降低;在800~1 000 °C时, SiC表现为磨损增重,在1 000 °C时的磨损率为0.640×10<sup>-9</sup> mm<sup>3</sup>/(N·m)。由此可见,环境温度对MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料的磨损率影响较小,而对摩擦副SiC的影响较大。

### 2.2.2 磨损机理

为了分析MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>在不同温度下的氧化产物对摩擦磨损性能的影响,模拟了复合材料在不同测试温度下摩擦磨损试验的加热过程,分析了这些复合材料表面的氧化产物,其XRD结果如图4所示。可知,当温度在25~400 °C时,由于温度低且保温时间短,复合材料表面仅生成了极少量的SiO<sub>2</sub>;而当温度升至600 °C时,复合材料表面生成了大量的SiO<sub>2</sub>和MoO<sub>3</sub>;随着温度继续升高至800 °C或1 000 °C,复合材料中SiO<sub>2</sub>衍射峰逐渐增强,还伴有少量的B<sub>2</sub>O<sub>3</sub>生成;在800~1 000 °C时,材料表面检测不到MoO<sub>3</sub>衍射峰,这是由于试验温度较高,MoO<sub>3</sub>在高温时发生挥发所致。

图5为不同温度下MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料的表面磨损形貌。结合图4可知,当试验温度为25~

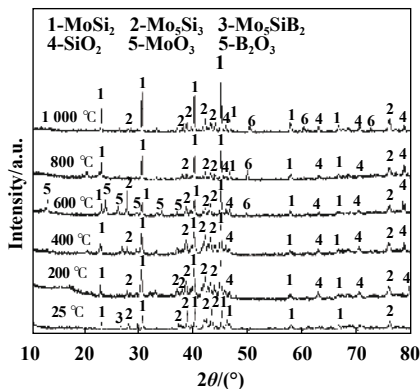


Fig. 4 XRD patterns of surface of composites at elevated temperatures

图4 不同温度下复合材料的表面XRD图谱

200 °C时,材料表面氧化产物极少,磨损表面仍然平整光滑且无黏着物产生[见图5(a-b)],摩擦系数较低;轻微的脆性断裂剥落导致材料磨损率较小。当试验温度为400 °C时,摩擦过程中脱落的磨屑并没有发生塑性变形,呈颗粒状堆积在材料表面,黏着现象的加剧导致摩擦系数升高。当试验温度为600 °C时,根据图4材料的氧化产物可知,材料表面生成的SiO<sub>2</sub>和MoO<sub>3</sub>等氧化物残留在材料表面,这些氧化产物和脱落的磨屑堆积在材料表面,使得材料表面更加凹凸不平,表现出更为明显的黏着磨损,使得摩擦系数进一步增大,而部分脱落的磨屑使得材料的磨损率增加。当试验温度升高到800 °C时[见图5(e)],此温度下材料的氧化加剧,氧化产物MoO<sub>3</sub>大量的挥发导致材料磨损表面出现一些孔洞,导致材料磨损率进一步增大,但自润滑性的SiO<sub>2</sub>-B<sub>2</sub>O<sub>3</sub>氧化膜却降低了其摩擦系数<sup>[24]</sup>。而当温度升至1 000 °C时,氧化产物和磨屑经过不断和碾压和热黏着作用,形成一层光滑致密的自润滑效应的复合膜[见图5(f)],导致摩擦系数稍微降低;这些氧化膜避免了配对副之间的直接接触,有效防止了材料的磨损,使磨损率稍微降低。对于SiC配对副来说,在25~600 °C表现为失重,归因于复合材料对其产生的磨削所致;而在800~1 000 °C表现为增重,这是因为SiC氧化增重大于磨损失重。为了进一步了解材料的磨损机理,对不同温度下的磨损表面的部分区域做了EPMA元素分析,其结果如表2所示。可知,磨损后表面都由不同含量的Mo、Si、B、O、C和N元素组成,这进一步证实了在不同试验温度下的摩擦磨损过程中,MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料发生了不同程度的氧化磨损和黏着磨损。

## 2.3 不同载荷下 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC 配对副的摩擦磨损性能

### 2.3.1 摩擦磨损性能

在1 000 °C, MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副的摩擦系数与载荷关系如图6所示。可知,经过跑合阶段之后,摩擦系数逐渐达到相对稳定的磨损阶段。随着载荷的增加,摩擦系数逐渐降低。载荷为2.5和10 N时,稳态平均摩擦系数分别为0.38和0.29。可见,载荷对MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副界面的摩擦系数影响较大。图7为载荷与复合材料和SiC的磨损率之间的关系。试验温度为1 000 °C时,随着载荷的增加,MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>的磨损率稍微增加,且表现为磨损失重。载荷为2.5和10 N时,MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>磨损率分别为0.540×10<sup>-7</sup>和0.547×10<sup>-7</sup> mm<sup>3</sup>/(N·m)。可见,在

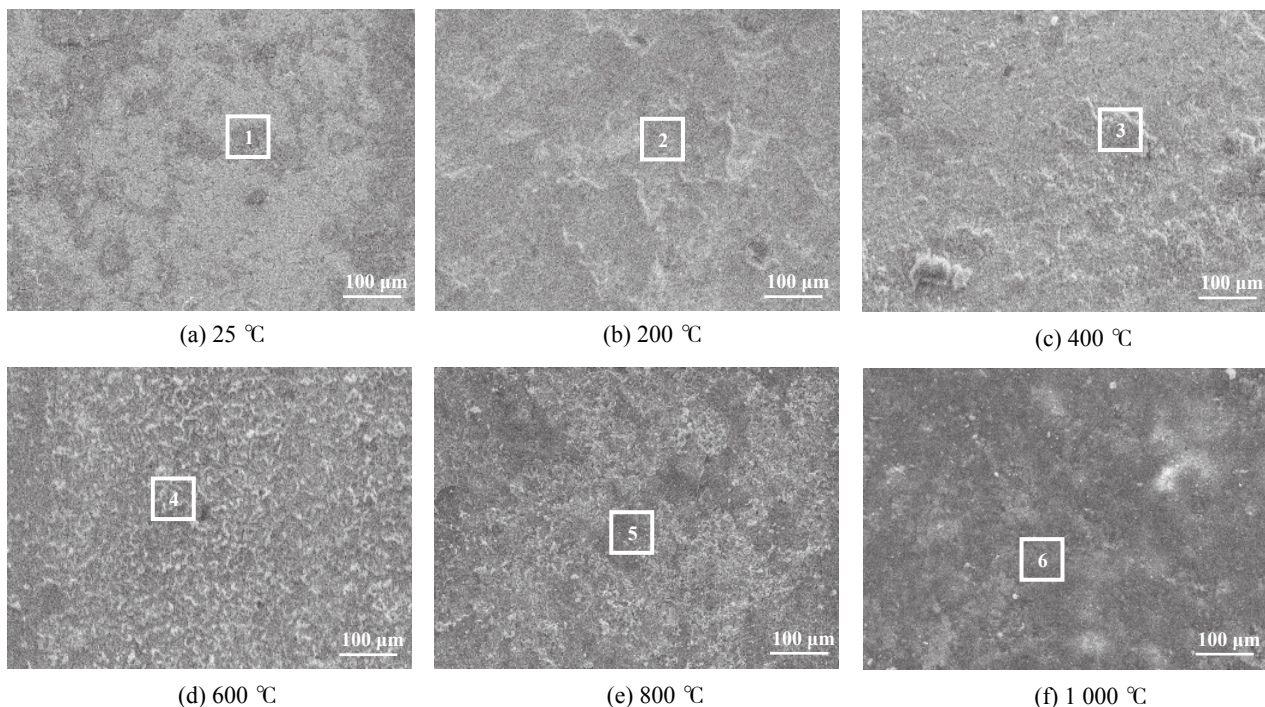


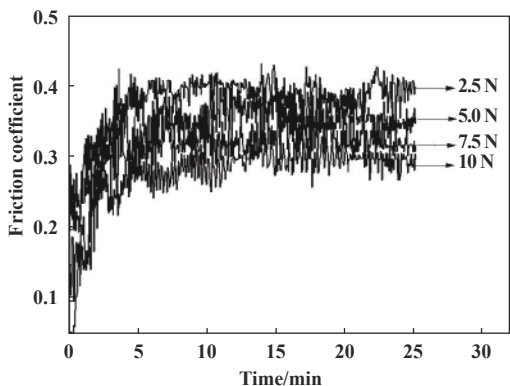
图 5 SEM 微graphs of the worn surface for MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> at elevated temperatures

图 5 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> 复合材料在不同温度下磨损表面形貌

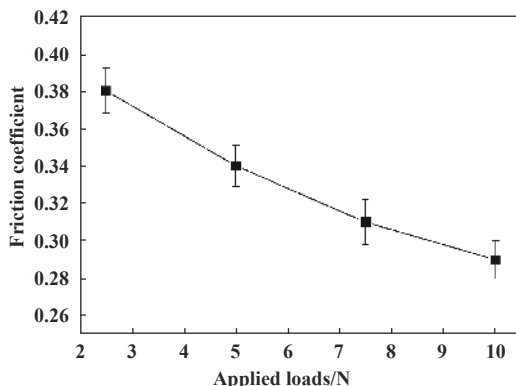
表 2 磨损表面不同区域的 EPMA 结果

Table 2 EPMA results of the different zones for the worn surfaces

Zone	Atomic fraction/%				
	Mo	Si	O	C	B
Zone 1 in Fig 5 (a)	33.83	56.10	2.56	4.08	3.43
Zone 2 in Fig 5 (b)	32.08	54.72	4.12	5.96	3.12
Zone 3 in Fig 5 (c)	24.94	42.28	28.20	4.88	1.26
Zone 4 in Fig 5 (d)	15.48	34.85	43.93	4.62	1.12
Zone 5 in Fig 5 (e)	9.55	27.10	58.62	1.37	3.36
Zone 6 in Fig 5 (f)	8.46	22.68	63.80	1.24	3.82



(a) Change of coefficients of friction with time



(b) Average coefficients of friction at different loads

Fig. 6 Coefficients of friction of MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC at different loads:

图 6 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC 在不同载荷下的摩擦系数

1 000 °C 时, 载荷对 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> 复合材料的磨损影响较小。另外, 随着载荷的增加, SiC 陶瓷球的

磨损增重逐渐增大, 增重率在  $0.512 \times 10^{-9} \sim 0.570 \times 10^{-9} \text{ mm}^3 / (\text{N} \cdot \text{m})$ 。综上可知, MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> 复合材料的



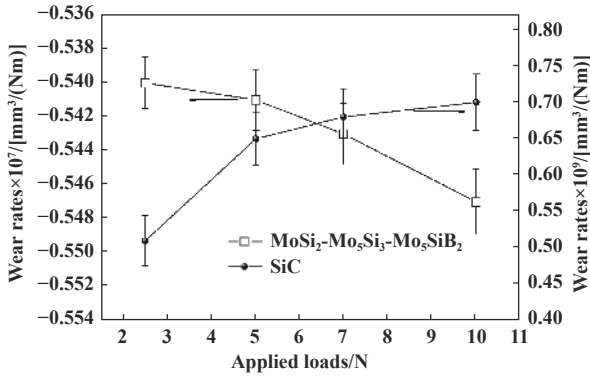


Fig. 7 Wear rates of MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub> composite and SiC ceramics at different loads

图7 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>和SiC在不同载荷下的磨损率

磨损率接近Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>强韧化的Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>复合材料<sup>[16]</sup>, 其摩擦系数和磨损率均小于NiAl金属间化合物<sup>[25]</sup>, 耐磨性能也优于Ni<sub>3</sub>Al基高温自润滑复合涂层<sup>[26]</sup>. 可见, MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料在高温时表现出较好的高温自润滑应用潜力.

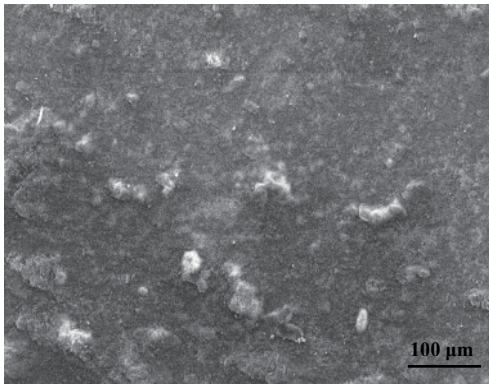
### 2.3.2 磨损机理

在试验温度为1 000 °C时, 不同载荷作用下MoSi<sub>2</sub>-

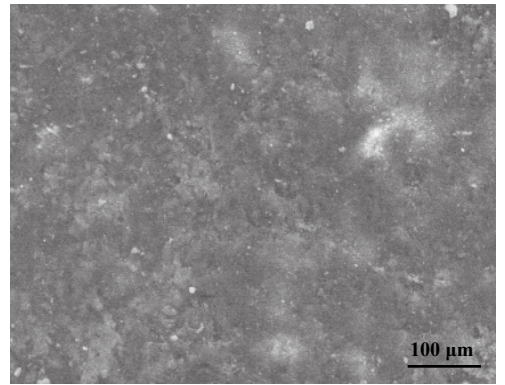
Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料与SiC对摩后的磨损表面形貌如图8所示. 可以看出, 当载荷为2.5 N时[见图8(a)], 复合材料磨损后的表面大部分区域平整, 少部分区域出现团聚状颗粒, 表现为明显的黏着磨损特征, 导致其摩擦系数较大(0.38). 当载荷增至5 N时, 复合材料磨损表面大的团聚状颗粒消失[见图8(b)], 表面所黏着物质尺寸细小且分布均匀, 摩擦系数有所下降, 磨损率稍有增加. 当载荷增加至7.5~10 N时, 复合材料磨损表面出现一层平整且光滑塑性变形层[见图8(c~d)], 这主要是因为7.5~10 N载荷作用下, 氧化产物和磨损产物在磨损过程中遭受强烈的碾压作用, 使得氧化产物和磨损产物发生高温塑性变形, 形成具有自润滑性能的薄膜. 这些光滑的薄膜避免了摩擦副之间的直接接触, 从而进一步减小摩擦系数, 降低磨损率<sup>[27-28]</sup>.

### 3 结论

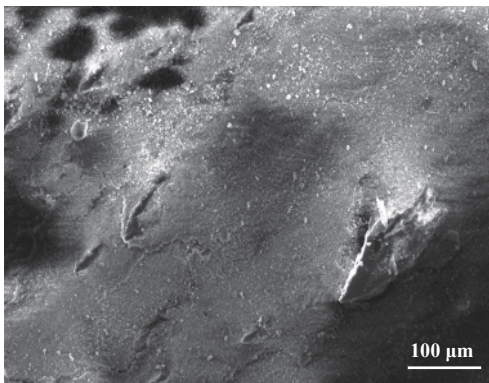
a. 在外加载荷为5 N时, 试验温度对MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副的磨损率的影响较小, 而对摩擦系数的影响较大. 随着试验温度(25~1 000 °C)的升高, 摩擦系数先增加后降低, 磨损率先增后降. 25~600 °C



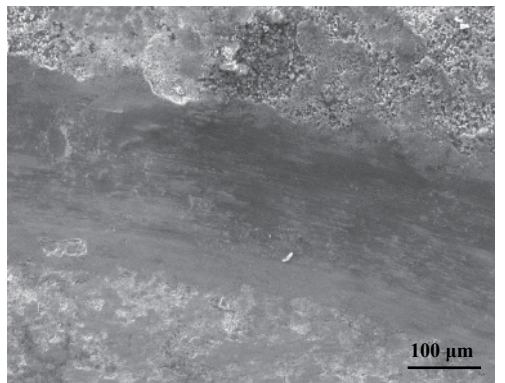
(a) 2.5 N



(b) 5.0 N



(c) 7.5 N



(d) 10 N

Fig. 8 SEM micrographs of the worn surface morphologies of the composite at different loads

图8 MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>复合材料在不同载荷下的磨损表面形貌



时,温度越高,复合材料表面的黏着现象加剧,导致摩擦系数逐渐增加;在800~1000℃时,材料表面生成了具有自润滑效应氧化膜,导致其摩擦系数和磨损率降低.试验温度由25℃增至600℃时,磨损机理以轻微的氧化和黏着磨损为主;在800~1000℃时,材料表面严重的黏着磨损和氧化磨损为主要磨损机制.

b.在试验温度为1000℃时,载荷对MoSi<sub>2</sub>-Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>5</sub>SiB<sub>2</sub>/SiC配对副的摩擦系数影响较大,对磨损率的影响较小.随着载荷的增加(2.5~10N),摩擦系数从0.38逐渐降低到0.29,磨损率由0.540×10<sup>-7</sup>mm<sup>3</sup>/(N·m)稍微增加到0.547×10<sup>-7</sup>mm<sup>3</sup>/(N·m).在载荷为2.5~10N时,始终存在黏着磨损和氧化磨损;在载荷7.5~10N时,材料磨损表面还伴随塑性变形的特征.

## 参考文献

- [1] Vasudévan A K, Petrovic J J. A comparative overview of molybdenum disilicide composites[J]. *Materials Science and Engineering A*, 1992, 155(1-2): 1-17. doi: 10.1016/0921-5093(92)90308-N.
- [2] Li Henghao An lin, Wang Yalei, et al. Microstructure and mechanical properties of MoSi<sub>2</sub> prepared by spark plasma sintering[J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2016, 26(11): 2296-2302 (in Chinese) [李恒郝, 安林, 王雅雷, 等. 放电等离子烧结MoSi<sub>2</sub>陶瓷的微观结构与力学性能[J]. *中国有色金属学报*, 2016, 26(11): 2296-2302].
- [3] Hawk J A, Alman D E. A comparative study of the abrasive wear behavior of MoSi<sub>2</sub>[J]. *Scripta Metallurgical et Materialia*, 1995, 32: 725-730. doi: 10.1016/0956-716X(95)91593-E.
- [4] Hawk J A, Alman D E. Abrasive wear behavior of a brittle matrix (MoSi<sub>2</sub>) composite reinforced with a ductile phase (Nb)[J]. *Wear*, 2001, 251(1-12): 890-900. doi: 10.1016/S0043-1648(01)00747-5.
- [5] Zhang H A, Hu X P, Yan J H, et al. Study of wear behavior of MoSi<sub>2</sub> under water lubrication[J]. *Materials Letters*, 2005, 59(50): 583-587.
- [6] Zhang H A, Gu S Y, Xie N P. Effect of La<sub>2</sub>O<sub>3</sub> on the wear behavior of MoSi<sub>2</sub> at high temperature[J]. *Journal of Rare Earths*, 2011, 29(4): 370-373. doi: 10.1016/S1002-0721(10)60462-0.
- [7] La P Q, Xue Q J, Liu W M. Tribological properties of MoSi<sub>2</sub>-MoSi<sub>2</sub> coatings coupling with SAE 52100 steel under reciprocating sliding[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2001, 135(2-3): 118-125. doi: 10.1016/S0257-8972(00)00995-6.
- [8] Yan J H, Zhang Z, Liu L F, et al. Effect of nano-ZrO<sub>2</sub> on the microstructure and high Temperature tribological properties of MoSi<sub>2</sub> coating[J]. *Journal of Thermal Spray Technology*, 2013, 22(6): 873-881. doi: 10.1007/s11666-013-9924-9.
- [9] Petrovic J J. Mechanical behavior of MoSi<sub>2</sub> and MoSi<sub>2</sub> composites[J]. *Materials Science and Engineering A*, 1995, 192-193: 31-37. doi: 10.1016/0921-5093(94)03246-7.
- [10] Jayasingh E M, Tantri P S, Bhaskaran T A, et al. Performance of monolithic and TiB<sub>2</sub> reinforced MoSi<sub>2</sub> in dry sliding contact with steel[J]. *Materials Letters*, 2002, 53: 379-383. doi: 10.1016/S0167-577X(01)00511-0.
- [11] Sun L, Pan P, Lin C. Wear behavior of TiC-MoSi<sub>2</sub> composites[J]. *Materials Letters*, 2003, 57: 1239-1243. doi: 10.1016/S0167-577X(02)00965-5.
- [12] La P Q, Xue Q J, Liu W M. Study of wear resistant MoSi<sub>2</sub>-SiC composites fabricated by self-propagating high temperature synthesis casting[J]. *Intermetallics*, 2003, 11: 541-550. doi: 10.1016/S0966-9795(03)00041-4.
- [13] Zhang H A, Hu X P, Yan J H, et al. Dry sliding wear behaviors of La<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-WSi<sub>2</sub>-MoSi<sub>2</sub> composite against alloy steel[J]. *Wear*, 2006, 260(7-8): 903-908. doi: 10.1016/j.wear.2005.06.014.
- [14] Chen H, Shao X, Wang C Z, et al. Mechanical and wear properties of Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub>-Mo<sub>3</sub>Si-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> composites[J]. *Intermetallics*, 2017, 85: 15-25. doi: 10.1016/j.intermet.2017.01.013.
- [15] Pan Y, Wang P, Zhang C M. Structure, mechanical, electronic and thermodynamic properties of Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub> from first-principles calculations[J]. *Ceramics International*, 2018, 44(11): 12357-12362. doi: 10.1016/j.ceramint.2018.04.023.
- [16] Iizuka T, Kita H. Tribological behavior of Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub> particle reinforced Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> matrix composites[J]. *Wear*, 2005, 258: 877-889. doi: 10.1016/j.wear.2004.09.048.
- [17] Li Zhen, Zhang Yali, Zhou Jiansong, et al. Tribological properties of Ni-based high temperature self-lubricating composite[J]. *Tribology*, 2018, 38(2): 161-169 (in Chinese) [李珍, 张亚丽, 周健松, 等. Ni-Mo基高温自润滑复合材料摩擦学性能的研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(2): 161-169]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.02.006.
- [18] Li Bin, Lin Xiaohui, Li Rui, et al. High-temperature oxidation resistance of Mo-Si-B alloys with different B contents[J]. *Acta Metallurgica Sinica*, 2018, 54(12): 1792-1800 (in Chinese) [李斌, 林小辉, 李瑞, 等. 不同B含量Mo-Si-B合金的高温抗氧化性能[J]. *金属学报*, 2018, 54(12): 1792-1800]. doi: 10.11900/0412.1961.2018.00015.
- [19] Kmeyer M, Akmc M. Oxidation behavior of boron-modified Mo<sub>5</sub>Si<sub>3</sub> at 800-1300°C[J]. *Journal of American Ceramic Society*, 1996, 79: 938-944. doi: 10.1111/jace.1996.79.issue-4.
- [20] Taleghani P R, Bakhshi S R, Erfanmanesh M, et al. Improvement of MoSi<sub>2</sub> oxidation resistance via boron addition: fabrication of MoB/MoSi<sub>2</sub> composite by mechanical alloying and subsequent reactive sintering[J]. *Powder Technology*, 2014, 254: 241-247. doi: 10.1016/j.powtec.2014.01.034.
- [21] Ito K, Ihara K, Tanaka K, et al. Physical and mechanical properties of single crystals of the T2 phase in the Mo-Si-B system[J]. *Intermetallics*, 2001, 9: 591-602. doi: 10.1016/S0966-9795(01)00049-8.
- [22] Yan J H, Huang J X, Li K L, et al. Effect of boron content on microstructure, mechanical properties, and oxidation resistance of

- Mo-Si-B composites[J]. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 2018, 27(11): 6218–6226. doi: [10.1007/s11665-018-3652-8](https://doi.org/10.1007/s11665-018-3652-8).
- [23] Han X X, Wang Y L, Xiong X, et al. Microstructure, sintering behavior and mechanical properties of SiC/MoSi<sub>2</sub> composites by spark plasma sintering[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2018, 28(5): 957–965. doi: [10.1016/S1003-6326\(18\)64730-2](https://doi.org/10.1016/S1003-6326(18)64730-2).
- [24] Rynio C, Hattendorf H, Klöwer J, et al. The evolution of tribolayers during high temperature sliding wear[J]. *Wear*, 2014, 315(1-2): 1–10. doi: [10.1016/j.wear.2014.03.007](https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.03.007).
- [25] Yu Y J, Zhou J S, Ren S F, et al. Tribological properties of laser cladding NiAl intermetallic compound coatings at elevated temperatures[J]. *Tribology International*, 2016, 104: 321–327. doi: [10.1016/j.triboint.2016.09.014](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.09.014).
- [26] Li Wensheng, Fan Xiangjuan, Yang Jun, et al. Preparation and tribological properties of Ni<sub>3</sub>Al matrix self-lubricating composite coating[J]. *Tribology*, 2018, 38(6): 626–634 (in Chinese) [李文生, 范祥娟, 杨军, 等. Ni<sub>3</sub>Al基高温自润滑复合涂层的制备和摩擦学性能[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(6): 626–634]. doi: [10.16078/j.tribology.2018033](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018033).
- [27] Lohfeld S, Schütze. Oxidation behaviour of particle reinforced MoSi<sub>2</sub> composite at temperatures of up to 1700°C Part I: Literature review[J]. *Materials and Corrosion*, 2005, 56: 93–97. doi: [10.1002/maco.200403831](https://doi.org/10.1002/maco.200403831).
- [28] Wang Y, Hsu S M. The effects of operating parameters and environment on the wear and wear transition of alumina[J]. *Wear*, 1996, 195: 90–99. doi: [10.1016/0043-1648\(95\)06794-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)06794-9).

DOI: 10.16078/j.tribology.2019005

# 开式热沉内冷刀具的设计及其导热性能分析

郑伟<sup>1</sup>, 孙见君<sup>1,3\*</sup>, 马晨波<sup>1</sup>, 於秋萍<sup>1</sup>, 张玉言<sup>1</sup>, 牛韬<sup>2</sup>

- (1. 南京林业大学机械电子工程学院, 江苏南京 210037;
2. 江苏速力达精密科技有限公司, 江苏南京 210039;
3. 南京速力达智能控制装备有限公司, 江苏南京 210037)

**摘要:** 车削加工温度对工件的表面加工质量和刀具的使用寿命具有重要影响. 设计了一种开式热沉内冷刀具, 计算了在实际加工工艺参数下刀具受到的切削力和前刀面上的热流密度, 分析了刀具的结构强度; 建立了刀具热-流-固耦合温度场模型, 探讨了热稳态条件下刀具的温度场分布, 以及刀片冷却液流道内热沉数量对刀具导热性能的影响规律, 比较了在相同热源条件下开式热沉内冷刀具与其他内冷刀具的导热性能. 结果表明: 对于刀片材料为硬质合金YT5的刀具, 在热流密度为 $10 \text{ W/mm}^2$ 的条件下, 内置6个热沉的设计方案可获得最佳冷却效果, 刀具的最高切削温度控制为 $187.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 与其他内冷刀具相比, 开式热沉内冷刀具的最高切削温度降低了 $12.1 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**关键词:** 内冷刀具; 切削力; 热流密度; 热-流-固耦合; 温度场

中图分类号: TH122

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0374-07

## Design and Thermal Performance Analysis of an Open Internal Cold Cutting Tool with Heat Sinks

ZHENG Wei<sup>1</sup>, SUN Jianjun<sup>1,3\*</sup>, MA Chenbo<sup>1</sup>, YU Qiuping<sup>1</sup>, ZHANG Yuyan<sup>1</sup>, NIU Tao<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing Forestry University, Jiangsu Nanjing 210037, China

2. Jiangsu Sulida Advanced Technology Co, Ltd, Jiangsu Nanjing 210039, China

3. Nanjing Sulida Intelligent Control Equipment Co, Ltd, Jiangsu Nanjing 210037, China)

**Abstract:** The turning temperature has an important influence on the surface quality of workpiece and the service life of cutting tool. An open-type heat sink internal cooling tool was proposed in this study, and its structural strength was analyzed firstly by calculating the cutting force and heat flux density on the rake face under the practical machining process parameters. Based on the established thermal-flow-solid coupling temperature field model, the temperature field distribution of the tool under the heat steady-state condition was then obtained. Furthermore, the influence of the number of heat sink in the blade coolant flow channel on the thermal conductivity of the tool was studied. Comparisons of the thermal conductivity between the open-type internal cooling tool with heat sinks and other internal cooling tools under the same heat source conditions were conducted. The results show that with the blade material of cemented carbide YT5, the tool had the best cooling effect (maximum cutting temperature was  $187.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ), when 6 heat sinks were applied under the heat flow density  $10 \text{ W/mm}^2$ . The maximum cutting temperature of the open-type internal cooling tool with 6 heat sinks was reduced by  $12.1 \text{ }^\circ\text{C}$  by comparing to that of other internal cooling tools.

**Key words:** internal cold cutting tool; cutting force; heat flux density; thermal fluid-solid coupling; temperature field

Received 1 January 2019, revised 20 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: sunjj65@163.com, Tel: +86-13913350626.

The project was supported by the Jiangsu Provincial Key Research and Development Program Funding Project (BE2017026).  
江苏省重点研发计划项目(BE2017026)资助.

车削加工是机械制造业中的一个重要成型方法。在对金属的加工过程中, 由于刀具对工件的切削、两者之间的摩擦和工件材料的弹、塑性变形, 在切削区域会产生大量的切削热<sup>[1]</sup>。产生的切削热, 如果无法及时消散, 将会造成切削区域温度急剧上升<sup>[2]</sup>。切削温度的升高不仅会增加刀具磨损, 缩短刀具寿命, 还会降低加工表面的质量<sup>[3]</sup>, 甚至会影响工件的加工效率<sup>[4]</sup>。因此, 为了保证工件加工质量和提高刀具的使用寿命, 如何避免切削区域中切削热的过量产生并加速切削热消散是现代切削生产中需要解决的重要问题<sup>[5]</sup>。

切削液和添加剂在切削加工中被广泛用于对刀具和工件的冷却、润滑、清洗、排屑和防锈<sup>[6]</sup>。切削液的大量使用, 虽然给切削加工带来许多益处, 但同时也随之产生了许多问题<sup>[7]</sup>。例如, 在传统切削加工中, 往往通过采用浇注大量切削液的方法降低切削区域温度<sup>[8]</sup>, 以提高工件加工质量、延长刀具的使用寿命, 但它不能精确控制冷却液喷射方向<sup>[9]</sup>, 导致实际到达切削区域以冷却刀具的切削液不到其总用量的千分之一<sup>[10]</sup>, 造成了资源的严重浪费, 污染了环境, 威胁到人体健康<sup>[11]</sup>, 不符合当下绿色制造的发展趋势<sup>[12]</sup>。为了减少切削液的危害, 干切削<sup>[13]</sup>、复合加工以及绿色冷却等技术应运而生<sup>[12]</sup>。其中, 干切削即无切削液条件下进行切削加工<sup>[14-15]</sup>, 可以从根本上减少切削液所带来的负面影响<sup>[16]</sup>。但是, 在干切削的过程中, 刀具和工件之间因为缺少切削液的润滑作用<sup>[14]</sup>, 两者间摩擦磨损加重, 导致切削区域温度升高, 难以保证刀具的使用寿命和工件的加工表面质量<sup>[3]</sup>。可见, 如何提高刀具的导热性能, 在最大程度上减少切削液的使用<sup>[17]</sup>还需要更多深入的研究。

本文作者拟提出一种嵌有热沉的开式内冷刀具, 利用ANSYS数值模拟在切削状态下刀片的结构强度, 获取刀片所受到的最大应力值; 探讨切削速度、主切削力和进给力与切削热载荷的关系; 采用热-流-固耦合的方法研究开式内冷刀具与现有内冷刀具导热性能的差异, 为内冷刀具的选择以及切削液的节约使用提供技术基础。

### 1 刀具的结构设计

图1是作者研究设计的开式内冷刀具。该内冷刀具基于边长12.6 mm, 75°菱形车刀设计, 采用钩销式锁紧<sup>[1]</sup>方式, 刀片紧贴刀垫和安装槽, 刀头和刀片内有冷却液流道, 螺钉、刀垫和压板均为通用零件。

与以往内冷刀具<sup>[18-19]</sup>不同的是, 本开式内冷刀具

在刀片冷却液流道内嵌有热沉, 具体布置情况如图2所示。放大后的热沉结构示意图如图3所示, 图中各项尺寸列于表1中。布置在刀片流道内的热沉<sup>[20-21]</sup>, 一方面可以使冷却液的流动状态发生改变<sup>[22]</sup>, 增强刀具的换热效率; 另一方面促进一定流速的冷却液雾化<sup>[23]</sup>, 带走大量的切削热。

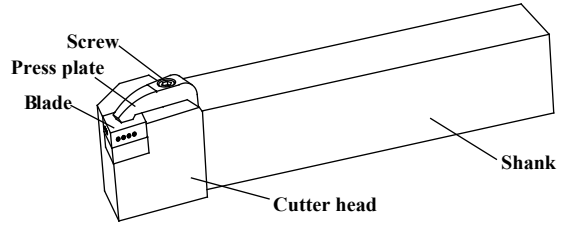


Fig. 1 Structure of the open internal cold tool  
图1 开式内冷刀具结构

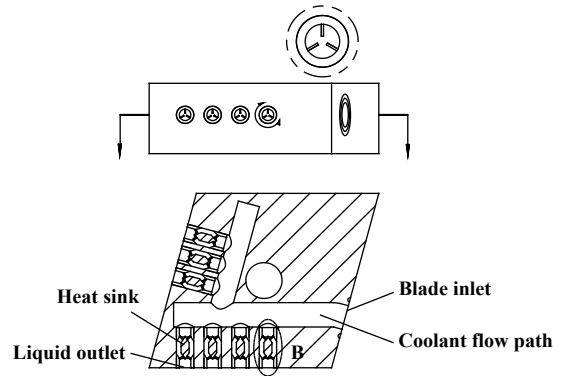


Fig. 2 Cutaway view of the open inner cutter blade  
图2 开式内冷刀具刀片剖视图

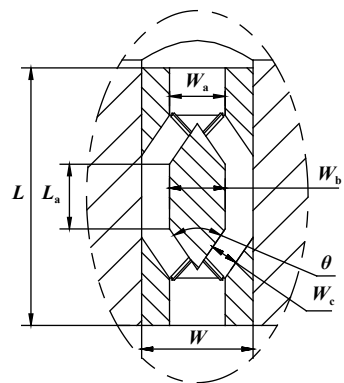


Fig. 3 Heat sink structure diagram  
图3 热沉结构示意图

表1 热沉结构参数尺寸

Table 1 Heat sink structure parameter size

Structural parameters	$L$	$L_a$	$W$	$W_a$	$W_b$	$W_c$	$\theta$
Specification/mm	2.8	0.7	1.2	0.6	0.6	0.3	68°



## 2 刀片结构强度计算

在刀片内部设计流道,必然会对刀片的强度产生影响.因此,在设计刀片内部流道的同时,还需要考虑到刀片的结构强度,以保证能够满足刀具整体力学性能的要求<sup>[12]</sup>,实现对工件的稳定切削<sup>[24]</sup>.在加工时,刀尖所受到的切削力是一个动态力,考虑到波动幅度不大<sup>[12]</sup>,此处只进行静力学分析.

### 2.1 建立有限元模型

利用ANSYS15.0软件,对刀片进行应力计算.将利用UG软件绘制几何模型读入到ANSYS15.0中,对其进行有限元网格划分,生成的有限元模型如图4所示.

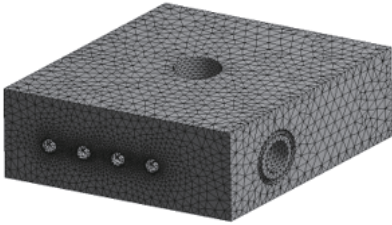


Fig. 4 Blade finite element model  
图4 刀片有限元模型

### 2.2 确定边界条件

刀片材料定为YT5硬质合金<sup>[1]</sup>,具体物性参数如表2所示.给定加工工艺参数<sup>[25]</sup>:进给量 $f$ 为0.3 mm,切削深度 $a_p=1.5$  mm,被加工材料为结构钢Q215,  $\sigma_b$ 为450 MPa,切削直径 $d$ 为90 mm,工件转速 $n=600$  r/min.在刀片的前刀面上施加主切削力 $F_c$ ,在其主后刀面和副后刀面上分别施加进给力 $F_f$ 和切深抗力 $F_p$ <sup>[16]</sup>,各力的具体数值可由下列公式进行计算<sup>[26]</sup>.约束刀片上压板安装孔位置和刀片底面及与刀柄接触面的位移.

表2 刀片材料YT5的物性参数

Table 2 Physical properties of the blade material YT5

Density/ (kg/m <sup>3</sup> )	Poisson's ratio	Elastic Modulus/GPa	Yield strength/GPa	Thermal Conductivity/ [W/(m·K)]
12 800	0.23	595	4	62.8

主切削力:

$$F_c = 9.81 \times C_{F_c} \times a_p^{x_{F_c}} \times f^{y_{F_c}} \times v_c^{z_{F_c}} \times K_{F_c} \quad (1)$$

进给力:

$$F_f = 9.81 \times C_{F_f} \times a_p^{x_{F_f}} \times f^{y_{F_f}} \times v_c^{z_{F_f}} \times K_{F_f} \quad (2)$$

切深抗力:

$$F_p = 9.81 \times C_{F_p} \times a_p^{x_{F_p}} \times f^{y_{F_p}} \times v_c^{z_{F_p}} \times K_{F_p} \quad (3)$$

式中:  $C_{F_c}$ ,  $C_{F_f}$ ,  $C_{F_p}$ 是由加工材料和切削条件决定的系

数;  $v_c$ 为切削速度, m/min;  $K_{F_c}$ ,  $K_{F_f}$ ,  $K_{F_p}$ 是各种因素(如实际加工条件)下切削力的修正系数;  $\sigma_b$ 为被加工材料的抗拉强度, MPa;  $x_F$ ,  $y_F$ ,  $z_F$ 为各切削参数的指数.

其中,  $v_c = \pi dn/1000 = 169.56$  m/min, 修正系数  $K_{F_c}$ ,  $K_{F_f}$ ,  $K_{F_p}$ 的具体数值由下列公式<sup>[27]</sup>计算得到:

$$K_{F_c} = \left( \frac{\sigma_b}{0.637} \right)^{0.75} \times K_{k_{F_c}} \times K_{\gamma_{F_c}} \times K_{\lambda_{F_c}} = \left( \frac{\sigma_b}{0.637} \right)^{0.75} \times 0.92$$

$$K_{F_f} = \left( \frac{\sigma_b}{0.637} \right)^{1.0} \times K_{k_{F_f}} \times K_{\gamma_{F_f}} \times K_{\lambda_{F_f}} = \left( \frac{\sigma_b}{0.637} \right)^{1.0} \times 0.96$$

$$K_{F_p} = \left( \frac{\sigma_b}{0.637} \right)^{1.35} \times K_{k_{F_p}} \times K_{\gamma_{F_p}} \times K_{\lambda_{F_p}} = \left( \frac{\sigma_b}{0.637} \right)^{1.35} \times 0.76$$

通过查表<sup>[27]</sup>,可得到公式中的相关参数,将其代入到式(1)、(2)和(3)中,则:

$$\begin{aligned} F_c &= 9.81 \times C_{F_c} \times a_p^{x_{F_c}} \times f^{y_{F_c}} \times v_c^{z_{F_c}} \times K_{F_c} = \\ &9.81 \times 270 \times 1.5^{1.0} \times 0.3^{0.75} \times 169.56^{-0.15} \times \\ &0.71 = 532 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_f &= 9.81 \times C_{F_f} \times a_p^{x_{F_f}} \times f^{y_{F_f}} \times v_c^{z_{F_f}} \times K_{F_f} = \\ &9.81 \times 270 \times 1.5^{1.0} \times 0.3^{0.5} \times 169.56^{-0.4} \times \\ &0.68 = 193 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_p &= 9.81 \times C_{F_p} \times a_p^{x_{F_p}} \times f^{y_{F_p}} \times v_c^{z_{F_p}} \times K_{F_p} = \\ &9.81 \times 270 \times 1.5^{0.9} \times 0.3^{0.6} \times 169.56^{-0.3} \times \\ &0.48 = 188 \text{ N} \end{aligned}$$

### 2.3 计算结果分析

采用第四强度理论评价材料强度.刀具在受力状态下的等效应力作为强度评价标准<sup>[16]</sup>,其具体表达式为

$$\sigma_{\max} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

式中:  $\sigma_1$ 是第一主应力,  $\sigma_2$ 是第二主应力,  $\sigma_3$ 是第三主应力;  $\sigma_{\max}$ 是最大等效应力.

基于上述有限元模型,施加载荷给定边界条件后,可以得到该开式内冷刀具在切削状态下的最大应力值,如图5所示.

从计算结果中可以看出,刀片在切削状态下,应力最大处出现在刀尖位置附近,其最大等效应力

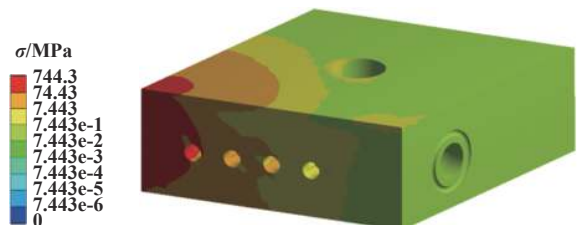


Fig. 5 Blade stress cloud  
图5 刀片应力云图

$\sigma_{\max}=744.3$  MPa. 由表2可知,刀片材料YT5的屈服强度为4 GPa,远大于刀片在此切削状态下的最大应力值,故具有内部流道设计的刀片结构能够满足刀片强度要求,所设计的内部流道不会对刀具整体力学性能造成危害.

### 3 确定切削热载荷

刀具在对工件切削加工过程中,使切削层金属和切屑发生弹、塑性变形所消耗的功率主要都转化成了切削热<sup>[28]</sup>. 计算刀片热载荷,有助于对刀片导热性能进行研究.

#### 3.1 计算切削功率

切削功率是影响切削热的主要因素<sup>[3]</sup>,其大小为各切削分力所消耗功率的总和<sup>[29]</sup>. 在切削加工过程中,切削速度 $v_c$ 是主切削力 $F_c$ 所对应的速度;进给力 $F_f$ 所对应的速度为工件转速 $n$ 与进给量 $f$ 的乘积<sup>[4]</sup>;切深抗力 $a_p$ 所对应的速度为0. 则:

$$P_m = F_c v_c + F_f n f / 1000 \quad (4)$$

式中: $P_m$ 为切削功率, W;  $v_c$ 为切削速度, m/s.

由于进给力所产生的功率与主切削力相比微乎其微,可将其忽略不计<sup>[4]</sup>.  $F_c$ 的值可由式(1)确定,切削速度 $v_c$ 为169.56 m/min. 由(4)式可得切削功率为

$$P_m = F_c v_c = 532 \times 169.56 / 60 = 1503 \text{ W}$$

#### 3.2 计算切削热

在刀具切削过程中,切削功率的98%~99%转化为切削热. 其中,大部分切削热由切屑带走,10%~40%的热量传入到刀具上<sup>[30]</sup>. 记 $Q$ 为传入到刀具中的热量,则:

$$Q = k_1 k_2 P_m \quad (5)$$

式中: $k_1$ 为切削功率转化为切削热的比例; $k_2$ 为切削热传到刀具中的传热比例.

取 $k_1$ 大小为99%, $k_2$ 的大小为10%,则切削热为

$$Q = k_1 k_2 P_m = 0.99 \times 0.1 \times 1503 = 148.8 \text{ W}$$

#### 3.3 计算热流密度

前刀面上的刀屑接触面积约为刀片面积的1/5<sup>[3]</sup>. 通过UG软件中面分析功能,可测出刀屑接触面积为 $19.56 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ . 则热流密度:

$$q = Q/A = 148.8 / 19.56 \times 10^{-6} = 7.61 \times 10^6 \text{ W/m}^2 \quad (6)$$

式中: $A$ 为刀屑接触面积,  $\text{m}^2$ ;  $q$ 为热流密度,  $\text{W/m}^2$ .

## 4 开式内冷刀具导热性能分析

采用ANSYS热-流-固耦合的方法,对所设计的开

式内冷刀具的导热性能进行分析.

### 4.1 热分析有限元模型

将刀片的几何模型导入至DesignModeler软件中,对刀片的流道部分进行填充后,可获得切削液流体域的几何模型. 使用ICEM进行网格划分,得到热-流-固耦合的有限元模型如图6所示.



Fig. 6 Thermal-flow-solid coupling finite element model

图6 热-流-固耦合有限元模型

### 4.2 热分析边界条件和控制方程

考虑到从刀片出液孔喷射出的冷却介质需要对切削区域进行润滑,故设定刀片流道内的冷却介质为乳化液. 该乳化液<sup>[25]</sup>的密度为 $890 \text{ kg/m}^3$ ,比热为 $3\,500 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ ,导热系数为 $0.5 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,初始温度取 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . 刀片的进液孔设为速度进口条件,进口流速为 $2 \text{ m/s}$ ;刀片的出液孔设定为出口边界条件<sup>[12]</sup>. 刀片材料YT5的相关物性参数列于表2中. 在给定的加工参数条件下,通过分析计算得到切削过程中流入刀具前刀面的热流密度为 $7.61 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ .

刀片与刀体接触面之间存在热量传递,其换热系数取 $2\,500 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ <sup>[31]</sup>. 刀片暴露在空气中的表面为空冷,存在热对流,与空气进行热交换的边界条件<sup>[12]</sup>为

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h(T - T_\infty) \quad (7)$$

式中: $h$ 为刀片表面与空气的换热系数,  $\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ;  $T_\infty$ 为空气的温度,  $^\circ\text{C}$ .

空气的流动状态被认为是自由流动的,刀具前刀面与空气的换热系数取 $10 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ,初始温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . 切削时,冷却液从刀片出液孔喷出,喷出的切削液增加了主、副后刀面的换热能力,相当于水冷状态<sup>[3]</sup>,换热系数取 $2\,000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ;刀具内部的冷却液与刀片流道内壁面之间还会发生对流换热<sup>[12]</sup>,控制方程包括动量守恒方程、质量守恒方程和能量守恒方程,具体如式(8~10)所示:

动量守恒方程:

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= F_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

质量守恒方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

能量守恒方程:

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

式中:  $u, v, w$  分别是  $X, Y, Z$  三个方向上冷却液流速的分量,  $m/s$ ;  $\rho$  为冷却液的密度,  $kg/m^3$ ;  $F_x, F_y, F_z$  为冷却液所受到的体积力,  $N$ ;  $\eta$  为冷却液的黏度,  $Pa \cdot s$ ;  $C_p$  为冷却液的比热,  $J/(kg \cdot K)$ ;  $\lambda$  为冷却液的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ .

### 4.3 热分析结果

使用有限元软件中的Fluent、steady-state thermal和static structural三个模块对刀片的导热性能进行热-流-固耦合分析。

在进行流体分析时,考虑到由于刀片流道为弯曲的,且内部含有热沉,故选用标准湍流  $k-\epsilon$  模型<sup>[12]</sup> 中的控制方程对流体域进行计算. 加载上述相关边界条件,在流体域中使用Fluent对式(8~10)进行求解,求解所得结果加载到热稳态分析steady-state thermal中作为其求解条件,得到刀具温度场,如图7所示。

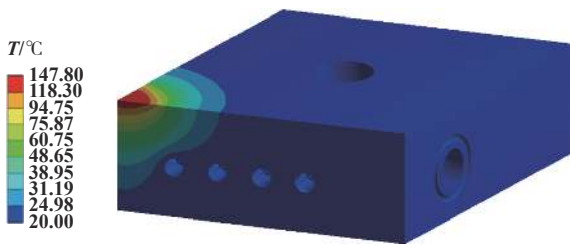


Fig. 7 Tool temperature field cloud map  
图7 刀具温度场云图

从图7中可以看出,该开式内冷刀具在切削时的最高温度出现在刀具的刀尖位置附近,其最大值为  $147.8^\circ C$ 。

将温度场计算所得结果作为静力学分析static structural的求解条件,可得到刀具在切削状态下的应力分布如图8所示。

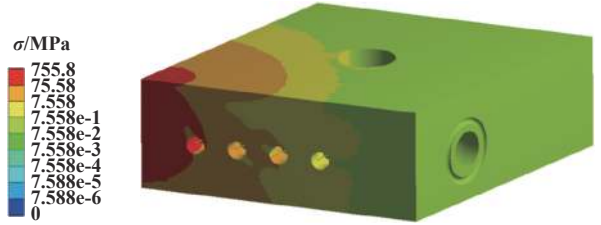


Fig. 8 Stress distribution in the presence of thermal load  
图8 热载荷存在下的应力分布

由图8可知,在有热载荷存在的情况下,刀片最大应力分布情况与图5相似,应力最大位置仍在刀尖位置附近,为  $755.8 MPa$ ,与没有热载荷时相比,增加了  $1.5\%$ ,仍满足刀片材料YT5的强度极限要求.可见,切削热的存在,对刀片的结构强度影响较小。

### 4.4 热沉数量对导热性能的影响

通过分析不同热沉数量下刀具的温度场分布,可以获得热沉数量对刀具导热性能的影响规律,确定本内冷刀具的最佳冷却效果。

鉴于刀片内部空间结构限制、热沉到刀尖的距离以及冷却效果,计算了刀具内置1~7个热沉的冷却效果.图9描述了内置1~6个热沉的刀具,图2描述了内置7个热沉的刀具。

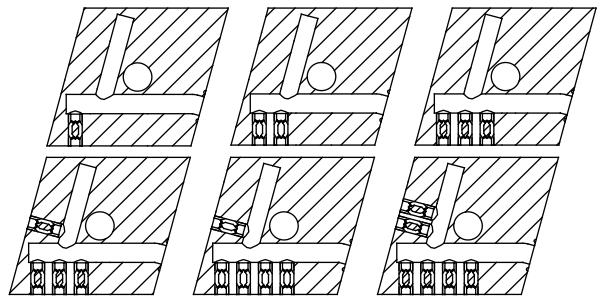


Fig. 9 The arrangement of different heat sinks in the blade  
图9 不同热沉数量在刀片内的布置情况

改变刀片冷却液流道中的热沉数量,可以获得热沉数量和刀具最高温度的关系曲线.由图10可以看出,刀片内置6个热沉时,刀尖的最高温度达到最低值  $147.8^\circ C$ ,超过6个以后,刀尖温度不再发生变化,说明内置6个热沉的刀片导热性能最优,此时刀具的冷却能力达到了最大限度。

### 4.5 导热性能对比

在相同的热源条件下,比较不同结构内冷刀具的温度场,可以更加直观地评价刀具的冷却性能。

现采用与文献[16]中相同的热流密度  $10 W/mm^2$ ,对本文中优化后的开式内冷刀具的温度场进行计算,

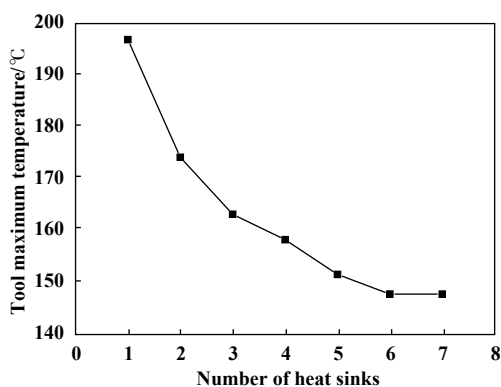


Fig. 10 The relationship between the maximum temperature and the number of heat sinks

图 10 最高温度与热沉数量关系

可以得到刀具的温度场分布如图11所示。

由图11可以看出,在热流密度为 $10\text{ W/mm}^2$ 时,刀片的最高切削温度为 $187.1\text{ }^\circ\text{C}$ ,与文献[16]中优化后的内冷刀具的最高温度相比,切削温度降低了 $12.1\text{ }^\circ\text{C}$ 。可见,本文中所提出的开式内冷刀具具有更为优越的导热性能,能够更好地降低切削加工时刀具的切削温度。

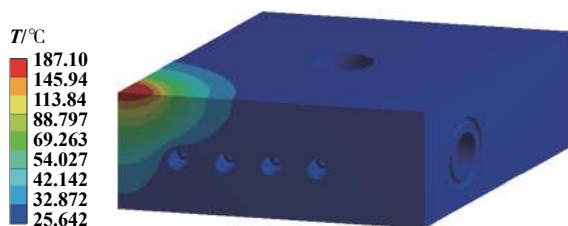


Fig. 11 The relationship between the maximum temperature and the number of heat sinks

图 11 热流密度为 $10\text{ W/mm}^2$ 时的温度场

## 5 结语

a. 设计了一种嵌有热沉的开式内冷刀具。在刀片内部的冷却液流道内布置热沉,可以增强刀具的换热效率,实现冷却液对切削区域的高效冷却,降低切削温度。

b. 与文献中内冷刀具相比,内置6个热沉的开式内冷刀具具有更好的冷却效果。对于刀片材料为硬质合金YT5的刀具,在转速 $600\text{ r/min}$ ,切深 $1.5\text{ mm}$ ,工件直径 $90\text{ mm}$ ,进给量为 $0.3\text{ mm/r}$ 的实际切削加工过程中,刀具在切削区域的最高切削温度为 $147.8\text{ }^\circ\text{C}$ ;在热流密度为 $10\text{ W/mm}^2$ 的条件下,刀具的最高切削温度为 $187.1\text{ }^\circ\text{C}$ ,与其他内冷刀具相比,刀具的最高切削温度降低了 $12.1\text{ }^\circ\text{C}$ 。

c. 通过优化设计和冷却液参数调节,可以确定本内冷刀具的最佳冷却效果,提升嵌有热沉的开式内冷刀具的导热特性。

## 参考文献

- [1] Zhao Bingzhen, Shang Hongmo, Xin Jiezh. Modern tool design and application[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2014: 44-47(in Chinese) [赵炳桢, 商宏谟, 辛节之. 现代刀具设计与应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2014: 44-47].
- [2] Abukhshim N A, Mativenga P T, Sheikh M A. Heat generation and temperature prediction in metal cutting: A review and implications for high speed machining[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 46(7): 782-800. doi: 10.1016/j.ijmactools.2005.07.024.
- [3] Chi Xiaoming, Zhang Xiaodong, Zhang Kai. Calculation and analysis of hot deformation of high speed CNC lathe tool[J]. Mechanical Design, 2011, 28(11): 72-76 (in Chinese) [迟晓明, 张小栋, 张凯. 高速数控车床刀具热变形的计算分析[J]. 机械设计, 2011, 28(11): 72-76]. doi: 10.3969/j.issn.1001-3997.2011.11.029.
- [4] Yu Kaiqiang. Structural optimization and experimental study of internal cooling turning tools[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2018(in Chinese) [于凯强. 内冷式车刀的结构优化与实验研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2018].
- [5] Liang Liang. Research on heat dissipation performance of heatpipe tools for green cutting[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010(in Chinese) [梁良. 面向绿色切削的热管刀具散热性能研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2011].
- [6] Kong Jinxing, Hu Kun, He Ning, et al. Mechanism of influence of cooling lubrication on wear of pure iron turning tools[J]. Tribology, 2015, 35(4): 378-385 (in Chinese) [孔金星, 胡崑, 何宁, 等. 冷却润滑对纯铁车削刀具磨损的影响机理[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(4): 378-385]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.04.004.
- [7] Weinert K, Inasaki I, Sutherland J W T. Dry machining and minimum quantity lubrication[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2004, 53(2): 511-537. doi: 10.1016/S0007-8506(07)60027-4.
- [8] Zhu Yajing. Fundamental research on internal cooling MQL milling process[D]. Zhenjiang: Jiangsu University of Science and Technology, 2017(in Chinese) [祝亚京. 内冷式MQL铣削工艺基础研究[D]. 镇江: 江苏科技大学, 2017].
- [9] Xiong Weiqiang, Luo Jinlong. Inner cooling cutter with liquid supply structure[P]. China: 201320113044.6, 2013-08-28(in Chinese) [熊伟强, 罗金龙. 一种具有供液结构的内冷车刀[P]. 中国专利: 201320113044.6, 2013-08-28].
- [10] Rahim E A, Ibrahim M R, Rahim A A. Experimental investigation of minimum quantity lubrication (MQL) as a sustainable cooling technique[J]. Procedia CIRP, 2015, 26: 351-354. doi: 10.1016/j.procir.2014.07.029.
- [11] Matthew Siniawsk, Chris Bowman. Metalworking fluids: finding



- green in the manufacturing process[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2009, 61(2): 60–66. doi: [10.1108/00368790910940374](https://doi.org/10.1108/00368790910940374).
- [12] Shu Shengrong. Design and analysis of internal cooling intelligent turning tool and its experimental research[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014(in Chinese) [舒盛荣. 内冷式智能车刀设计与分析及其实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014].
- [13] Sreejith P S, Ngoi B K A. Dry machining: machining of the future[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2010, 101(1): 287–291. doi: [10.1016/S0924-0136\(00\)00445-3](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(00)00445-3).
- [14] Wu Z, Yang Y, Su C, et al. Development and prospect of cooling technology for dry cutting tools[J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2016, 88(8): 1–11. doi: [10.1007/s00170-016-8842-7](https://doi.org/10.1007/s00170-016-8842-7).
- [15] Zheng Guangming, Cheng Xiang, Yang Xianhai, et al. Sliding wear properties and cutting performance of  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiCN}$  coated tools[J]. *Tribology*, 2018, 38(3): 356–363 (in Chinese) [郑光明, 程祥, 杨先海, 等.  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiCN}$ 涂层刀具的滑动磨损性能及切削性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(3): 356–363]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.03.014](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.03.014).
- [16] Li Tianjian, Liu Wenbo, Wu Tao. Structure and thermal composite analysis method and application of internal cooling tool design[J]. *Computer Integrated Manufacturing System*, 2018, 24(4): 886–893 (in Chinese) [李天箭, 刘文博, 吴涛. 内冷车刀设计的结构和热复合分析方法及应用[J]. *计算机集成制造系统*, 2018, 24(4): 886–893]. doi: [10.13196/j.cims.2018.04.008](https://doi.org/10.13196/j.cims.2018.04.008).
- [17] Attanasio A, Gelfi M, Giardini C, et al. Minimal quantity lubrication in turning: Effect on tool wear[J]. *Wear*, 2005, 260(3): 333–338. doi: [10.1016/j.wear.2005.04.024](https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.04.024).
- [18] Wang Chunxiu, Peng Zhen, Wang Zhiyun, et al. Internal cooling cutter[P]. China: 201520044250.5, 2015-07-01(in Chinese) [王春秀, 彭震, 王云志, 等. 一种内冷车刀[P]. 中国专利: 201520044250.5, 2015-07-01].
- [19] Ma Hongxiao, Zhang Xiaojian, Yu Anjiang, et al. A new type of internal cooling tool with cyclic cooling function[P]. China: 201711006925.7, 2018-01-19(in Chinese) [马洪啸, 张小俭, 于安江, 等. 一种具有循环冷却功能的新型内冷车刀[P]. 中国专利: 201711006925.7, 2018-01-19].
- [20] Chai L, Xia G, Wang H. Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 92: 32–41. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2015.09.071](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.071).
- [21] Ma Chenbo, Sun Jianjun, Zheng Wei, et al. An efficient cooling of internal cooling blades and tools[P]. China: 201811019449.7, 2018-11-23(in Chinese) [马晨波, 孙见君, 郑伟, 等. 一种高效冷却的内冷刀片及刀具[P]. 中国专利: 201811019449.7, 2018-11-23].
- [22] Raja Kuppasamy N, Saidur R, Ghazali N N N, et al. Numerical study of thermal enhancement in micro channel heat sink with secondary flow[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 78: 216–223. doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.072](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.072).
- [23] Sun Guoxiang, Li Yongbo, Wang Xiaochan, et al. CFD simulation and experiment of droplet distribution characteristics of knapsack sprayer[J]. *Journal of Agricultural Engineering*, 2012, 28(20): 73–79 (in Chinese) [孙国祥, 李永博, 汪小岳, 等. 背负式喷雾器雾滴分布特性的CFD模拟与试验[J]. *农业工程学报*, 2012, 28(20): 73–79].
- [24] Yue Caixu, Gao Haiming, Liu Xianli, et al. Analytical prediction of part dynamics and process damping for machining stability analysis[J]. *Procedia CIRP*, 2018, 72: 1463–1468. doi: [10.1016/j.procir.2018.03.247](https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.03.247).
- [25] Du Hongyi, He Lin, Zhao Xianfeng, et al. Ansys-based internal-cooling tool flow thermo-mechanical coupling analysis (I)[J]. *Modern Manufacturing Engineering*, 2016(6): 13–16 (in Chinese) [杜宏益, 何林, 赵先锋, 等. 基于ANSYS的内冷刀具流热固耦合分析(上)[J]. *现代制造工程*, 2016(6): 13–16]. doi: [10.16731/j.cnki.1671-3133.2016.06.004](https://doi.org/10.16731/j.cnki.1671-3133.2016.06.004).
- [26] Wang Mulan, Zuo Jianming, Zhu Hao, et al. Three-dimensional finite element modeling and dynamic simulation of high-speed cutting temperature field[J]. *Modern Manufacturing Engineering*, 2010(2): 80–84 (in Chinese) [汪木兰, 左健民, 朱昊, 等. 高速切削温度场的三维有限元建模与动态仿真[J]. *现代制造工程*, 2010(2): 80–84]. doi: [10.3969/j.issn.1671-3133.2010.02.021](https://doi.org/10.3969/j.issn.1671-3133.2010.02.021).
- [27] Shanghai metal cutting technology association. Metal cutting manual[M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 2004: 58–62(in Chinese) [上海市金属切削技术协会. 金属切削手册[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2004: 58–62].
- [28] Mamalis A G, Horváth M, Branis A S, et al. Finite element simulation of chip formation in orthogonal metal cutting[J]. *Journal of Materials Processing Tech*, 2001, 110(1): 19–27. doi: [10.1016/S0924-0136\(00\)00861-X](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(00)00861-X).
- [29] Hao Yongxing, Chen Ziyi, Feng Meiling, et al. Modal analysis and optimization of shield hob based on ABAQUS[J]. *Tool Technology*, 2017, 51(10): 47–50 (in Chinese) [郝用兴, 陈子义, 冯梅玲, 等. 基于ABAQUS的盾构滚刀模态分析及优化[J]. *工具技术*, 2017, 51(10): 47–50]. doi: [10.3969/j.issn.1000-7008.2017.10.012](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-7008.2017.10.012).
- [30] Chen Xiaodong, Yang Weizhi, Zhang Kai. Finite element analysis and calculation of machine tool hot deformation[J]. *Machine Tool and Hydraulic*, 2011, 39(5): 15–17 (in Chinese) [张小栋, 杨卫志, 张凯. 机床刀具热变形有限元分析与计算[J]. *机床与液压*, 2011, 39(5): 15–17]. doi: [10.3969/j.issn.1001-3881.2011.05.005](https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-3881.2011.05.005).
- [31] Pervaiz S, Deiab I, Wahba E, et al. A numerical and experimental study to investigate convective heat transfer and associated cutting temperature distribution in single point turning[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018, 94: 897–910. doi: [10.1007/s00170-017-0975-9](https://doi.org/10.1007/s00170-017-0975-9).

DOI: 10.16078/j.tribology.20181110

# γ射线辐照对机械密封用烧结材料性能的影响

郑文凯<sup>1</sup>, 刘莹<sup>1\*</sup>, 邬国平<sup>2</sup>, 谢方民<sup>2</sup>

(1. 清华大学摩擦学国家重点实验室, 北京 100084;  
2. 宁波伏尔肯机械密封件制造有限公司, 浙江 宁波 315104)

**摘要:** 使用不同剂量γ射线对拟用于核电领域机械密封的3种热压烧结材料进行辐照处理, 测试了不同辐照条件下材料的热物理性能和力学性能. 使用Plint TE-92摩擦磨损试验机模拟机械密封实际工况进行盘-盘摩擦试验, 测试了相同材料自配副的摩擦磨损性能, 并采用扫描电子显微镜(SEM)和ZYGO白光干涉仪等表征分析方法, 研究了辐照条件对材料微观组织形貌和摩擦磨损机理的影响. 结果表明: 本文中γ射线辐照剂量对烧结材料的组织形貌和物理、力学性能影响较小. 在水润滑条件下, 烧结材料自配副的摩擦系数为0.04~0.06, 没有出现明显的磨损情况, 辐照对材料的摩擦磨损性能没有明显影响.

**关键词:** 烧结材料; 辐照; 摩擦磨损; 组织形貌; 物理性能  
**中图分类号:** TH117.3 **文献标志码:** A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0381-06

## Effect of Gamma Irradiation on the Properties of Sintering Materials

ZHENG Wenkai<sup>1</sup>, LIU Ying<sup>1\*</sup>, WU Guoping<sup>2</sup>, XIE Fangmin<sup>2</sup>

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

(2. Ningbo Vulcan Mechanical Seal Manufacturing Co Ltd, Zhejiang Ningbo 315104, China)

**Abstract:** The sintering materials prepared by hot pressing were irradiated by Gamma ray at different dose rates. These materials were composite ceramics commonly used in mechanical seals equipped in the rotating machineries of nuclear power plant. The thermal and mechanical properties were measured. The friction experiments were also carried out under water lubrication at room temperature by a Plint TE-92 tribo-machine. The morphology of the worn surfaces was observed using scanning electron microscopy and ZYGO. The results show that γ irradiation had little effect on the thermal and mechanical properties of the sintering materials. Mild wear occurred during the friction experiments with friction coefficients of 0.04~0.06 under water lubrication. Irradiation had little effect on the friction property of the sintering materials.

**Key words:** sintering materials; irradiation; frictional performance; surface morphology; mechanical properties

烧结材料, 如碳化硅和氮化硅, 因其高硬度、高强度、耐腐蚀等优良性能, 广泛应用于有色金属冶炼、钢铁、冶金以及航空航天等领域<sup>[1-2]</sup>. 同时, 这类材料还具有良好的辐照稳定性和优秀的摩擦磨损性能, 因而成为核反应堆旋转设备机械密封的重要结构材料之一<sup>[3-4]</sup>.

已有众多学者通过改变材料化学组分、优化烧结方式等方法制备了多种性能优异的烧结材料, 并对这些烧结材料的摩擦磨损特性进行了研究<sup>[5-7]</sup>. 然而, 正常工作条件下核电站安全壳内的辐照率可以达到1 Gy/h<sup>[8]</sup>, 为了解烧结材料在核反应堆环境中的性能是否稳定,

Received 6 August 2018, revised 6 March 2019, accepted 7 March 2019, available online 28 May 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 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项目(51735006)资助.

有必要对烧结材料的抗辐照性能进行研究。

核电站中存在的辐照射线可分为两类,一类是高速粒子,包括快电子、中子和 $\alpha$ 粒子等;另一类是短波长的电磁辐射,以 $\gamma$ 射线为主<sup>[8]</sup>。对于SiC、SiC-C复合材料和SiC-SiC复合材料,中子辐照可能会对其显微结构和机械性能产生影响。Idris等<sup>[9]</sup>的研究指出,中子辐照会使SiC复合材料中的SiC纤维膨胀,导致材料的宏观长度和晶格参数发生变化。Konishi等<sup>[10]</sup>和Koyanagi等<sup>[11]</sup>研究了中子辐照和离子辐照对烧结添加剂的影响,结果显示由于晶体结构发生变化,常用于烧结SiC的烧结添加剂在辐照后会发生膨胀,不同添加剂受辐照影响程度有明显差异。李瑞祥等<sup>[12]</sup>的研究表明,离子辐照在某些条件下会导致SiC复合材料表面产生大尺寸的缺陷。

然而,目前的研究主要集中于中子辐照和离子辐照对烧结材料物理、力学性能的影响,针对 $\gamma$ 射线辐照对材料性能的影响和辐照对材料摩擦磨损性能的影响研究还较少。为此,本文中通过对不同剂量 $\gamma$ 辐照处理过的烧结材料进行物理、机械性能检测以及摩擦磨损试验,研究 $\gamma$ 辐照对几种烧结材料各项参数和性能的影响程度,以期了解本文中研究的国产烧结材料在核反应堆环境中物理、机械性能和磨损性能的变化规律,为核反应堆机械密封材料国产化提供相关的试验数据支撑。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料及制备

试验材料为宁波伏尔肯机械密封件制造有限公司所提供的拟用于核电领域机械密封的自主研发材料,分别是热压烧结氮化硅(HSIN1)、热压烧结碳化硅(HWNV2)、加碳-碳化硅(WHV2)。材料主要成分列于表1中。辐照试验委托中国科学院上海辐照中心完成,辐照源为(60)Co,辐照剂量通过调整辐照时间来控制。

### 1.2 试验方法

采用QUANTUN公司的物理性能测试系统(PPMS-9)测量试样的热导率,测试温度为常温(302.8 K)。采用德国Nerzsch公司的409PC高温综合热分析仪测量试

表1 烧结材料试样主要化学成分

Material type	w(C)/%	w(N)/%	w(O)/%	w(Al)/%	w(Si)/%
HWNV2	41.44	0	0	0	58.56
WHV2(matrix)	46.62	0	0	0	53.38
HSIN1	5.55	28.12	4.44	2.33	59.56

样的热膨胀系数。在无保护气的条件下,测定试样在273~730 K范围内的伸长率(dL/L)随温度的变化曲线,升温速度为10 K/min。采用力学试验机测试材料的三点弯曲强度,试样尺寸为30 mm×4 mm×3 mm,测试的执行标准为GB/T 6569-2006。

采用Plint TE-92摩擦磨损试验机的盘-盘摩擦模块测试试样的摩擦磨损性能。压水堆核主泵机械密封介质(即摩擦副处的润滑介质)为冷却水,因此试验中使用去离子水作为润滑剂,试验过程中摩擦副完全浸泡在水中。参考核主泵密封的工况参数和预试验时的试验结果,摩擦磨损试验的主要参数:对于HWNV2和WHV2,摩擦速度2.83 m/s,载荷1.40 MPa,摩擦时间5 400 s;对于HSIN1,大载荷时摩擦系数很大且不稳定,因此设定摩擦速度2.12 m/s,载荷0.76 MPa,摩擦时间5 400 s。试验在常温下进行,由计算机自动记录摩擦系数数据。

采用场发射环境扫描电子显微镜(FEI Quanta 200 FEG)观察材料的微观组织形貌,进行机理分析。采用ZYGO白光干涉仪对摩擦试验后的磨痕进行形貌观察和磨损量测量。

## 2 结果与讨论

### 2.1 辐照对材料组织的影响

扫描电镜(SEM)下不同辐照条件的3种材料原始组织形貌如图1所示。可以看到,热压烧结碳化硅(HWNV2)组织比较均匀,相对质密。加碳碳化硅(WHV2)由质密的基体和嵌入在基体中的碳颗粒构成,碳颗粒尺寸较大,均匀分散在基体中。热压烧结氮化硅(HSIN1)组织均匀,但组织间存在孔隙,与烧结碳化硅相比孔隙率高。除了拍摄照片时间不同产生的明暗差异外,同种材料的组织形貌没有随着辐照条件的不同而发生明显的改变。

致密度(孔隙率)是烧结材料的重要性质之一,对材料的力学性能和传热性能有较大影响。为了了解辐照是否对材料的致密度产生影响,测量了材料的重量和体积,计算得到材料的密度。每种材料取3个试样测量密度并进行平均,得到各材料平均密度如图2所示。对于HWNV2、WHV2和HSIN1,不同辐照条件下的试样密度没有明显变化。

### 2.2 辐照对力学性能的影响

弯曲强度是工程陶瓷材料重要的强度指标之一。本文作者分别对未经辐照的试样和经过10 000 kGy剂量辐照后试样的弯曲强度进行测试,得到的弯曲强度数据如图3所示。结果显示,热压烧结氮化硅(HSIN1)



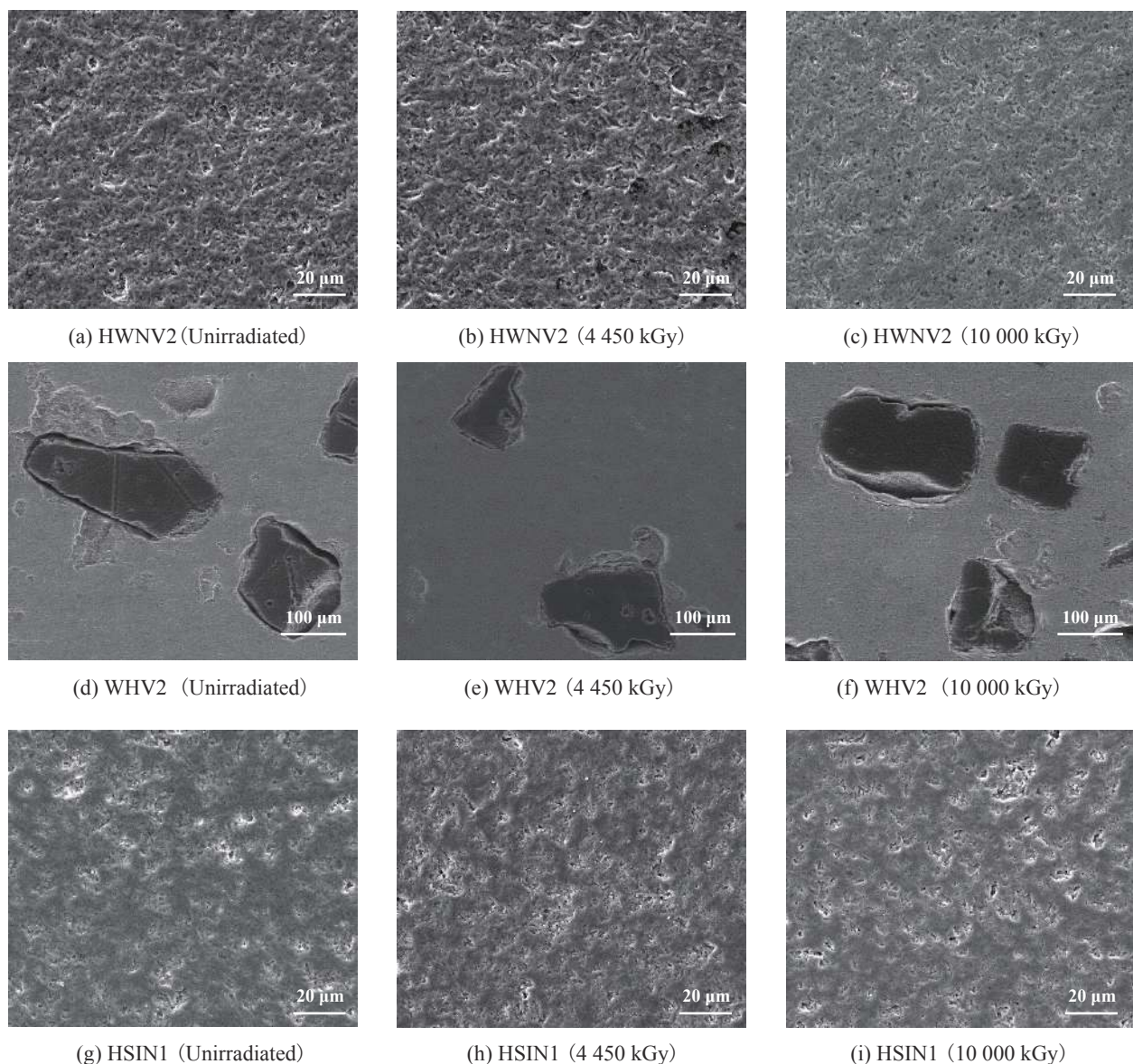


Fig. 1 Surface morphology of sintering materials before and after irradiation

图 1 不同辐照剂量下材料的原始组织形貌

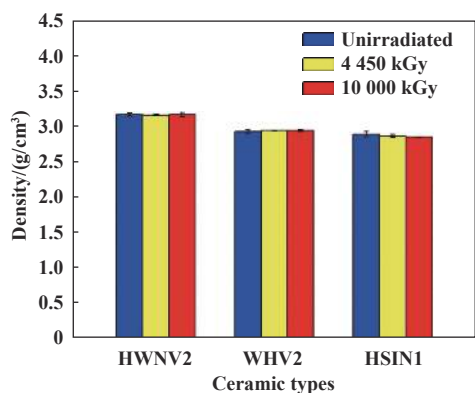


Fig. 2 Density of sintering materials before and after irradiation

图 2 辐照前后材料密度对比

的弯曲强度较高, 在 700 MPa 左右, 但辐照后的 HSIN1 材料的弯曲强度波动较大. 由于嵌入碳化硅基体中的碳颗粒强度很低, 破坏了材料的整体强度, 加碳碳化硅(WHV2)弯曲强度较低. 在本文的测试条件下, 3 种材料辐照前后的弯曲强度没有明显变化.

### 2.3 辐照对热物理性能的影响

不同辐照条件下 3 种材料的热导率测量结果如图 4 所示. 其中未辐照的 HSIN1 材料仅得到了 1 个试样的热导率数据, 因此没有误差线. 试样热导率随辐照条件显著变化, 不同辐照条件之间试样热导率的差异与测试误差相比较小, 辐照对材料热导率的影响不明显.

不同辐照条件下 3 种材料伸长量随温度的变化如



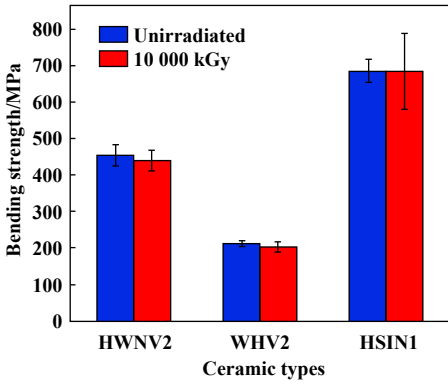


Fig. 3 Bending strength of sintering materials before and after irradiation

图3 辐照前后材料弯曲强度对比

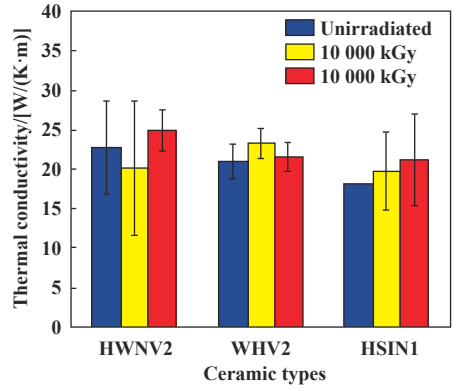


Fig. 4 Thermal conductivity of sintering materials before and after irradiation

图4 烧结材料的热导率

图5所示. 可以看到, HWNV2、WHV2和HSIN1的伸长量随温度的变化规律类似, 在400 K后近似呈线性关系, 即热膨胀系数近似为常数. 热压烧结氮化硅材料HSIN1的热膨胀系数相较于两种碳化硅材料较小. 不同辐照条件下同种材料的伸长率曲线在上升阶段的斜率基本相同, 即具有相同的热膨胀系数.

综上所述, 对于本文中的3种烧结材料, 辐照对材料的热导率和热膨胀系数没有明显影响.

### 2.4 辐照对摩擦磨损性能的影响

对不同辐照条件的烧结材料试样进行盘-盘的自

配副水润滑摩擦试验, 以摩擦系数和磨损后形貌作为辐照前后材料摩擦磨损性能的对比标准. HWNV2和WHV2的每次试验重复了3次, HSIN1的每次试验重复了2次. 使用重复试验平均摩擦系数进行对比, 减小试验结果的随机性. 由于摩擦系数在摩擦过程中不稳定, 有一定波动范围, 为了能够更清晰地观察摩擦系数的大小和变化趋势, 对摩擦系数数据每50 s取1次平均值. 得到的摩擦系数曲线如图6所示.

试验结果表明: 3种材料在试验工况下摩擦系数比较稳定, HWNV2的摩擦系数在0.045左右; WHV2的

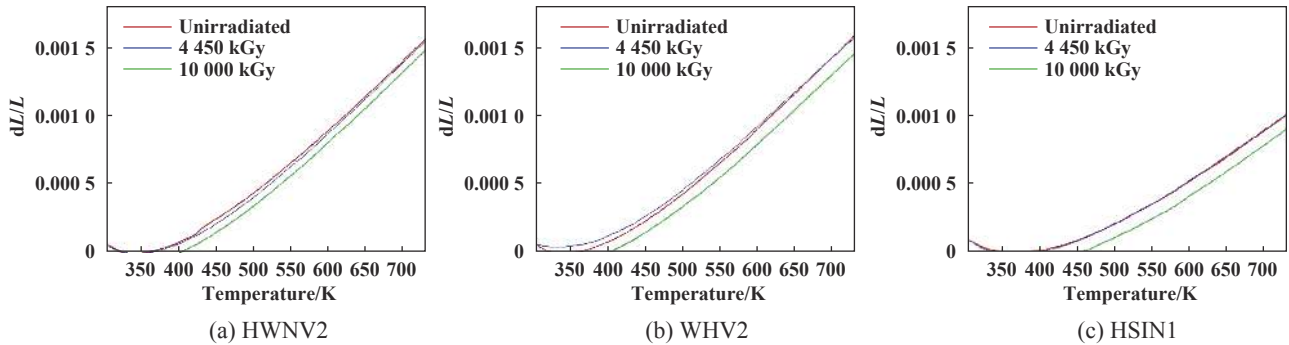


Fig. 5 Elongation of sintering materials before and after irradiation at elevated temperature

图5 不同辐照条件下烧结材料伸长率随温度的变化

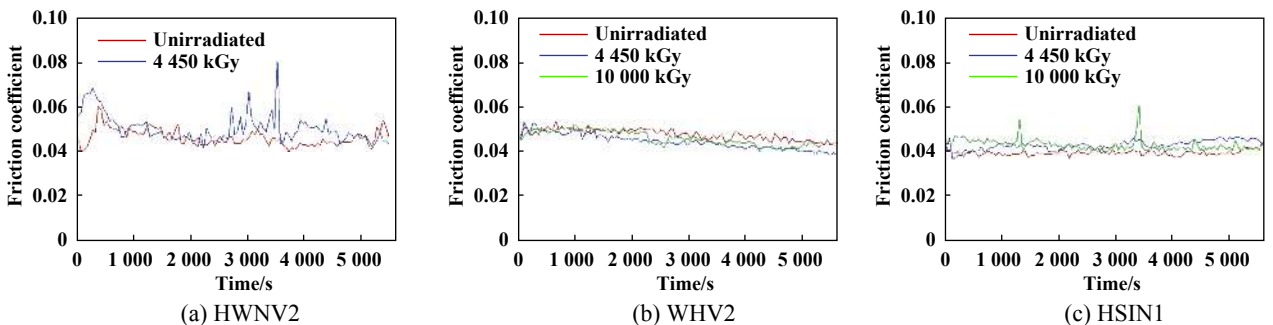


Fig. 6 Friction coefficient of sintering materials before and after irradiation

图6 不同辐照条件下烧结材料的自配副摩擦系数

摩擦系数在0.05左右; HSIN1的摩擦系数在0.04左右. 辐照前后的材料试验摩擦系数相差较小. 因此, 在本文中的试验条件下, 辐照条件对3种材料自配副的摩擦系数没有明显影响.

使用ZYGO白光干涉仪对3种材料试验后磨痕进行形貌测量, 如图7所示. 可以看到, 与材料本身表面粗糙度相比, 磨痕的深度较小. 摩擦降低了磨痕处试

样表面的粗糙度, 没有出现剧烈磨损的情况.

选取每个试样周向相差 $180^\circ$ 的2个观测点(见图8), 测量磨痕最大深度, 如图7(e)所示, 并取平均值, 作为最后的磨痕平均深度进行比较, 磨痕深度测量结果列于表2中.

可以看到, HWNV2试样平均磨痕深度约 $0.17 \mu\text{m}$ , WHV2试样平均磨痕深度约 $0.2 \mu\text{m}$ , HSIN1试样平均

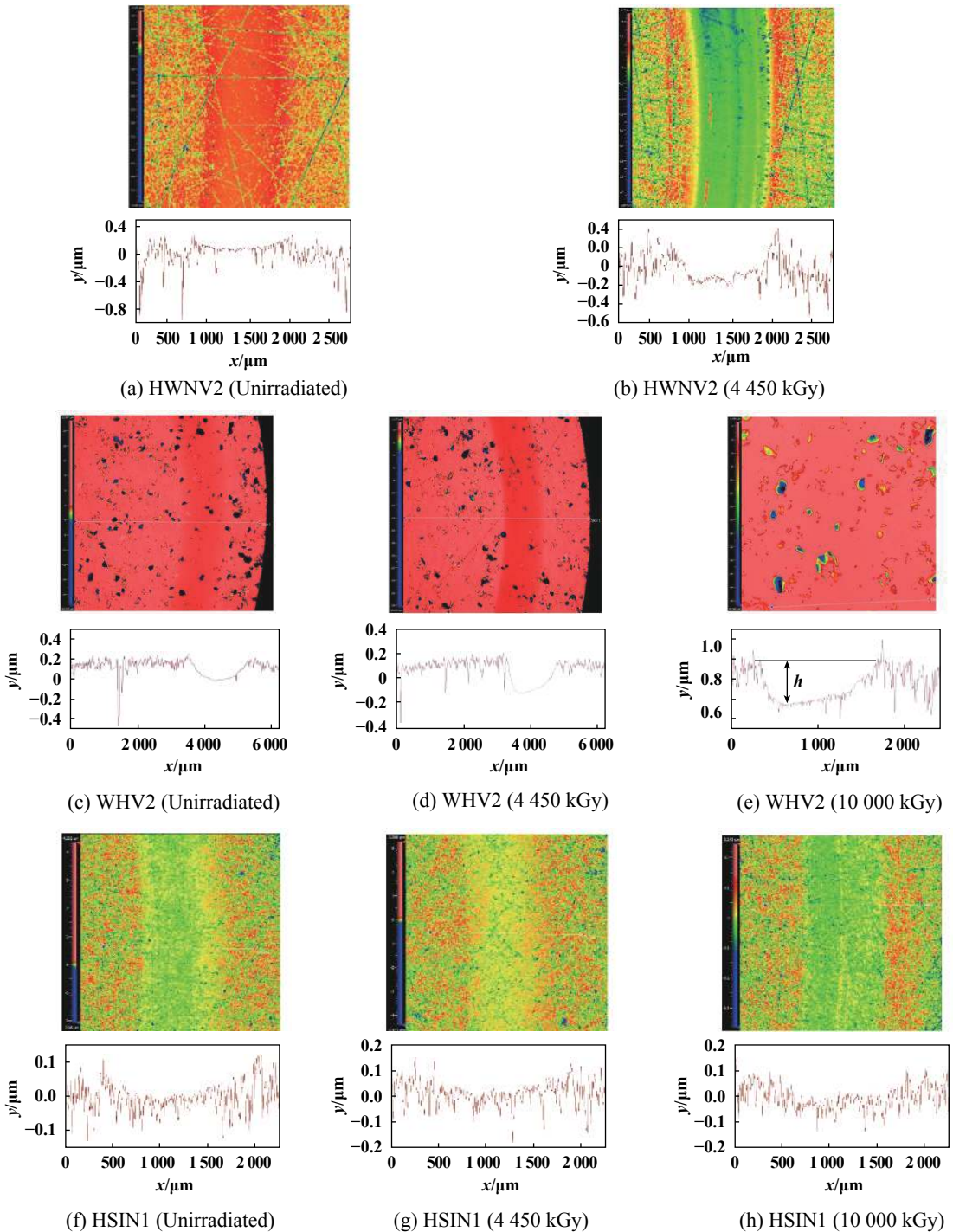


Fig. 7 Wear surface morphology of sintering materials

图 7 下试样磨痕处表面形貌



Fig. 8 Position of wear track depth measurement  
图8 磨痕深度测量点示意图

表2 摩擦试验下试样的磨痕平均深度  
Table 2 Average depth of wear track

Test mate	Irradiation dose/kGy	Average depth of wear track / $\mu\text{m}$
HWNV2-HWNV2	0	0.145
HWNV2-HWNV2	4 450	0.190
WHV2-WHV2	0	0.200
WHV2-WHV2	4 450	0.205
WHV2-WHV2	10 000	0.185
HSIN1-HSIN1	0	0.063
HSIN1-HSIN1	4 450	0.052
HSIN1-HSIN1	10 000	0.065

磨痕深度约 $0.06 \mu\text{m}$ 。由于原始表面粗糙度与磨痕的深度大致相同,对磨痕深度的测量会产生较大误差,可以认为磨痕深度不随辐照条件的改变而发生变化。

综上,3种材料在摩擦试验中均没有发生明显的磨损,摩擦仅降低了表面粗糙度,磨损量很小。不同辐照条件下试样得到的磨痕深度差异较小。辐照条件对材料的磨损性能没有明显影响。

### 3 结论

a. 热压烧结碳化硅(HWNV2)和热压烧结氮化硅(HSIN1)由均匀的烧结组织构成,加碳碳化硅(WHV2)由质密的基体和嵌入在基体中的碳颗粒构成。辐照条件对材料的组织形貌和密度没有明显影响。

b. 对于热压烧结碳化硅(HWNV2)、加碳碳化硅(WHV2)和热压烧结氮化硅(HSIN1)3种材料,辐照条件对弯曲强度、热导率和热膨胀系数没有明显影响。

c. 水润滑、室温条件下,材料自配副时HWNV2的摩擦系数约0.045,WHV2的摩擦系数约0.05,HSIN1的摩擦系数约0.04。摩擦处发生轻微磨损,磨损量很小。辐照条件对HWNV2、WHV2和HSIN1自配副时的摩擦磨损特性没有明显影响。

### 参考文献

[1] Han Shaohua, Xue Dingqi. A study of the charging phenomena

during electron irradiation of sintered  $\text{Si}_3\text{N}_4$ [J]. Bulletin of the Chinese Ceramic Society, 2016, 35(5): 1520–1526 (in Chinese) [韩绍华, 薛丁琪. 基于核应用下碳化硅陶瓷及其复合材料的连接研究进展[J]. 硅酸盐通报, 2016, 35(5): 1520–1526].

- [2] Xu Weiwei, Yuan Juntang, Yin Zengbin, et al. Research status of silicon nitride ceramic materials sintered by microwave sintering[J]. Bulletin of the Chinese Ceramic Society, 2017, 36(1): 71–76 (in Chinese) [徐伟伟, 袁军堂, 殷增斌, 等. 氮化硅陶瓷材料微波烧结研究现状[J]. 硅酸盐通报, 2017, 36(1): 71–76].
- [3] Guo H S, Maus-Fiedrichs W, Kempter V, et al. A study of the charging phenomena during electron irradiation of sintered  $\text{Si}_3\text{N}_4$ [J]. Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section B: Beam Interactions with Materials and Atoms, 2001, 173(4): 463–469. doi: 10.1016/S0168-583X(00)00431-6.
- [4] Fides M, Kovalcikova A, Hvizdos P, et al. Mechanical and tribological properties of electrically conductive SiC based cermets[J]. International Journal of Refractory Metals and Hard Materials, 2017, 65: 76–82. doi: 10.1016/j.ijrmhm.2016.12.017.
- [5] Hai Wanxiu, Chen Hao, Lu Jinjun, et al. Influences of velocity, load and counterpart material on the tribological behavior of ZrB<sub>2</sub>-SiC composites[J]. Tribology, 2017, 37(5): 581–586 (in Chinese) [海万秀, 陈浩, 吕晋军, 等. 不同配副下ZrB<sub>2</sub>-SiC复相陶瓷的摩擦学性能[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(5): 581–586]. doi: 10.16078/j.tribology.2017.05.003.
- [6] Xiao Qidan, Liu Linchao, Wu Shan. Friction and wear characteristics of Ti<sub>3</sub>SiC<sub>2</sub>/TiC composites by reactive sintering[J]. Tribology, 2015, 35(4): 462–469 (in Chinese) [肖琪琳, 刘林超, 吴珊. 反应烧结Ti<sub>3</sub>SiC<sub>2</sub>/TiC复合材料摩擦磨损性能研究[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(4): 462–469]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.04.015.
- [7] Zhong Jing, Li Changsheng, Li Jianfeng, et al. Preparation and characterization of silicon nitride ceramic composites reinforced by silicon carbide[J]. Bearing, 2019, (1): 36–40 (in Chinese) [钟晶, 李长生, 李剑锋, 等. 碳化硅增强氮化硅陶瓷复合材料的制备与表征[J]. 轴承, 2019, (1): 36–40].
- [8] Du Boxue, Xu Hang. Research stutas of dielectric properties of polymer insulating materials under radiation environment[J]. Insulating Materials, 2015, 48(12): 1–5 (in Chinese) [杜伯学, 徐航. 核电辐射环境下聚合物绝缘介电现象研究现状[J]. 绝缘材料, 2015, 48(12): 1–5]. doi: 10.3969/j.issn.1009-9239.2015.12.001.
- [9] Idris M I, Konishi H, Imai M, et al. Neutron irradiation swelling of SiC and SiC/SiC for advanced nuclear applications[J]. Energy Procedia, 2015, 71: 328–336. doi: 10.1016/j.egypro.2014.11.886.
- [10] Konishi H, Idris M I, Imai M, et al. Neutron irradiation effects of oxide sintering additives for SiC/SiC composites[J]. Energy Procedia, 2015, 71: 306–312. doi: 10.1016/j.egypro.2014.11.883.
- [11] Koyanagi T, S Kondo, T Hinoki. The influence of sintering additives on the irradiation resistance of NITE SiC[J]. Journal of Nuclear Materials, 2011, 417: 435–439. doi: 10.1016/j.jnucmat.2010.12.181.
- [12] Li Ruixiang, Zhou Wei, Ran Guang, et al. Microstructural investigation of single crystal 6H-SiC irradiated by He<sup>+</sup> ions and annealed after post-irradiation[J]. Rare Metal Materials and Engineering, 2018, 47(1): 378–382 (in Chinese) [李瑞祥, 周韦, 冉广, 等. 单晶6H-SiC经氦离子辐照及退火后的微观组织研究[J]. 稀有金属材料与工程, 2018, 47(1): 378–382].