

# 润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

中国机械工程学会摩擦学分会会刊

2017.08

第42卷 总第112期  
www.ljyf.com.cn

ISSN 1000-0250

CN 44-1081/TH



中文核心期刊

中国科学引文数据库收录期刊

中国科技论文统计源期刊

1976年创刊 CODE RYMID2 主办：中国机械工程学会 广州机械科学研究院有限公司

## 广研密封

专注密封技术  
为客户创造价值

致力于密封产品的研发、  
为客户提供高质量密封技  
术咨询和可靠密封技术  
解决方案。是国内橡胶密  
封件的研究和生产基地，  
拥有国内完整的密封产  
线，产品被广泛应用于地  
方、轨道交通、建筑行业、  
矿山机械、工程机械、汽  
油化工等多个行业。



让机械运转更好地为人类服务

www.gyrb.com.cn  
广州机械科学研究院有限公司  
020-33388087



## 润滑与密封

## RUNHUA YU MIFENG

第44卷 第8期 (总第322期) 2007年8月  
月刊 (每月15日出版)

1976年创刊

主 管: 中国科学技术协会  
主 办: 中国机械工程学会  
广州机械科学研究院有限公司  
编辑出版: 《润滑与密封》编辑部  
地 址: 广州市番禺区市桥南顺路828号 (511300)

## 编 辑 委 员 会

主 任: 葛世荣  
副 主 任: 李刚伟 黄 兴  
编 委: 温诗铸 谢友声 徐威士 王玉明 曹建斌  
委 员: (按姓氏笔画排列)

王齐华 王海斗 王翠欣 刘 超  
严新平 李 健 李 理 李志刚  
孟水刚 张水刚 张春辉 陈国高  
汪久根 雷天敏 周仲荣 周 群  
姚洪强 高福明 周平丽 钱林茂  
袁成清 黄 平 孙旭东 谢小勇  
葛 烈 葛福东 Z. Peng

主 编: 贺石中  
执行副主编: 严 飞  
编 辑: 廖天超 刘 超  
版 面 设 计: 邓继情  
美 术 编 排: 陈开平  
编辑部电话: (020) 32385313  
编辑部邮箱: dhjydf@gsri.com  
网 址: www.dhjydf.com.cn

广告策划: 曹国仔 黎文勤 谷理通  
广告热线: (020) 32385311 32589800 (传真)  
发 行: 麦丽娟  
发行热线: (020) 32389676  
网 站: 郭伏假  
网站热线: (020) 32496580  
发 行 范 围: 国内外发行  
国内发行: 广东省报刊发行局  
订 阅 处: 全国各地邮局  
国外发行: 中国国际图书贸易集团有限公司  
(北京 399 信箱, 100048)

广告经营许可证: 4400000000002  
印 刷: 广州市番信印务有限公司

ISSN 0254-0150 国内邮发代号: 46-57  
CN 44-1260/TH 国外发行代号: BM 349  
定 价: 20 元/期, 240 元/年

## CONTENTS

- 聚苯胺/碳纳米管改性 PTFE 密封材料的热力学性能  
----- 王 超 王冬平 王廷峰 (1)
- 二回路系统热泵汽体动密封腔合闸密封轴的润滑机理  
及动力学特性 --- 葛世荣 解志良 姚红石  
塔 群 张惠选 刘 超 (6)
- 考虑摩擦切向力的弹塑性接触表面接触模型  
----- 郭永强 于 达 赵永武 (14)
- 刮板面刮板过程产及物特性  
----- 高 超 何永勇 (20)
- 电压对润滑液电导性能的影响  
----- 黄 海 武志忠 周 峰  
葛世荣 高国强 吴广宇 (25)
- 改性 PBT 复合材料在水润滑条件下的摩擦学性能研究  
----- 曹 铁 高金军 李智成 袁成清 (31)
- C 形循环式组合密封的密封性能  
----- 刘清成 杨正强 朱海英 郑 威 刘 威 (36)
- 不同试样方位对摩擦扭矩记忆信号形成与检测的影响  
----- 石博文 樊建春 孙树峰 洪 敏 (42)
- 交叉载荷作用下端面密封热力学耦合特性分析  
----- 孙其宝 孟祥彬 周国忠 彭旭东 (48)
- 高载荷铜无油润滑时 TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 涂层硬质合金刀具  
的磨削机理研究  
----- 吴玉序 田广宇 杨晓宏  
陆 峰 王 贺 (54)
- 动密封轴颈热流耦合分析及实验研究  
----- 潘世光 何 勇 王玉琳 (59)
- 正压刮板刮度对机封表面动压润滑的影响  
----- 何 霞 廖文玲 王国家  
靳 林 李梦斌 (64)
- 金属催化下两种航空润滑油基础油高温氧化安定性能  
对比分析 ----- 郭正才 曾连修 吴 楠  
魏 明 郭 峰 姜会峰 (71)
- R<sub>2</sub>C 含量对树脂粉末冶金密封材料摩擦性能的影响  
----- 廖 群 王天阔 李建成 (77)
- GG15 铜导电加热膜密封性能有限元仿真  
----- 向 超 董 磊 陈松年 (82)

本刊编入“中国科学引文数据库 (CSCD)”, “万方数据——数字化期刊网”, “中国核心期刊 (遴选) 数据库”, “中国期刊全文数据库 (CJFD)”, “中文科技期刊数据库”, “美国化学文摘 (CA)”, “《美国化学家学会系统文摘》 (Royal Society of Chemistry)”, “《德意志化学家学会文摘》 (Angew)”, 作者如不同意将文章入编, 投稿时敬请说明。

木质纤维增强纤维材料的性能研究 .....

..... 王呈凯 杨守峰 廖喜龙  
李运堂 管永海 张 娜 (87)

**2009年(11)**

基于流液磨粒分析的交变载荷疲劳寿命评估 .....

..... 张旭峰 李方义 贾秀杰  
董晓波 李国彦 刘海洋 (92)

水洞磨液膜磨蚀参数对其抗冲击响应性能的影响 .....

..... 曹峰胜 史 勇 刘协成 (97)

1 000 kW 汽轮机 N+1 支撑轴承高转速下轴端密封 .....

..... 梁克富 梁志强 姚列飞 蒋 旭 (100)

不同材料水洞磨制轴承的摩擦特性和磨粒寿命研究 .....

..... 周保佳 刘 斌 张政成 李成刚 (105)

四凸棱/石墨纤维改性环氧树脂复合材料摩擦磨损性能 .....

..... 周善选 王卫峰 卢江荣  
王梦涛 陈飞雪 (110)

采用模糊层次法的全方位重负荷发动机冷却液研制 .....

..... 董一帆 魏德勇 唐学斌  
潘成寿 康 克 黄福川 (115)

**2009年(12)**

新型自润滑在线润滑油水分监测传感器应用特性试验 .....

..... 孟庆兴 宁和敏 林虎平  
张 峰 赵六东 (120)

基于模糊的晋菜油环境净化装置设计 .....

..... 杨化林 袁成基 党正林 杜 杰 (125)

基于流网格的中低速飞行器翼面内部流场分析 .....

..... 孙 凯 刘少军 胡小舟 (131)

**2009年(12)**

自润滑微膜润滑摩擦学研究进展 .....

..... 李 杰 杨保平 葛 波  
郭家红 袁峰峰 (135)

**2009年(12)**

攻克露天平炉为十项宏伟智能工厂设备实现“可 .....

..... 董记刚 (13)

第二届“青年高端论坛(摩擦与润滑)”成功举办 .....

..... (19)

中国科大在流体力学界面不稳定性方面取得进展 .....

..... (35)

CNSI 推出《中国高被引图书年报》 .....

..... (47)

航天三院增材中心实现高合金全外态增材制造 .....

..... (63)

合康磨推出了全新的 G4X 和 Twin-A 深沟球轴承 .....

..... (86)

阿特拉斯-科普柯推出 G200-250 (V50) 系列喷油 .....

..... (104)

中煤煤研机在土研制的 Y650D50 型水介质磁力磨 .....

..... (119)

## 《润滑与密封》投稿要求

### 一、对本稿的要求

1. 来稿:应具有科学性、实用性、创新性,文字准确、通顺、精炼,重点突出,插图应标注图名(中英文)、摘要及关键词(中英文)、作者及作者单位(中英文)、正文、参考文献等,并标注中图分类号和作者简历。若此科研成果申请或国家、部、省级攻关项目,请标注名称和编号标注在文章开头的脚注。

2. 文题:应简洁、简明地反映文章的内容,符合编制题录、索引和检索及期刊等用途的原则,中文题名一般不宜超过 20 个汉字,英文题名应与中文题名含义一致,一般不超过 80 个字符。

3. 作者:应符合下列条件:(1)参与选题和设计或参与资料的分析和解释者;(2)起草或修改过论文中关键性理论或图表主要内容者;(3)能对课题进行文献检索,编写论文题目的编排序号及提供时间,在编辑过程中不应再作更改,作者单位应写明全称,并注明城市和邮编,作者个人应注明姓名、性别、出生年、学位、职称、研究方向、邮编。

4. 摘要:中英文摘要一律采用结构式摘要,主要包括研究目的、方法、结果和结论 4 部分,中文摘要 300 字以内,英文摘要与中文摘要相对应。

5. 关键词:设置文题一般列由 3~5 个关键词即可,标引的关键词应针对文章所研究的重点内容,且通用性比较强。

6. 图表:按正文中出现的先后次序连续编号,每个图表在文中均应有标注,并对每幅图表配以具有说明性的图(表)题(包括中英文),本刊采用三线表,表中数据竖排,插图应由专业人员用计算机绘制或描图,照片图上不用手写文字,插图排列应合理、图例清晰、比例适中。

7. 参考文献:按照 GB 3792.3-1983 采用顺序编码制著录,按照其在正文中出现的先后顺序阿拉伯数字加方括号标注,参考文献中的作者,1~3 名全部列出,3 名以上只列前 3 名,后加“等”或“et al”,参考文献必须由作者对其原文核对无误,中文参考文献须提供对应的英文译文,每篇文章的参考文献量应不少于 10 篇。

### 二、稿件注意事项

1. 本刊只接受网上投稿,投稿网址: <http://www.djplw.com.cn>, 作者修改稿请直接发至邮箱 [djplw@pubs.cma.gov.cn](mailto:djplw@pubs.cma.gov.cn), 投稿时须提供联系电话、邮编等,本期刊及技术编辑部的地址作者所在单位信封,并附正式合同书。

2. 本刊审稿周期为二个月,稿件录用情况通过邮件通知作者,录用稿件同时邮寄正式录用通知书,审稿意见及录用情况可上网查询 (<http://www.djplw.com.cn>)。

3. 本编辑部保留稿,如无一稿多投,来稿文责自负,本刊有权对来稿做文字修改、删节,凡涉及原意的修改请视情作者考虑。

Research and Test

Investigation on Thermo-mechanical Behavior of Polybenzoxazine and Glass Fiber Filled PTFE Sealing Composites  
 WANG Chao WANG Qihua WANG Tingwei (1)

Lubrication Regime and Dynamic Characteristics of Hydro-  
 hybrid Bearing of Turbomachinery Main Loop Na Liquid  
 Pump System -----  
 -- CHEN Baoping XIE Zhongliang RAO Zhenchi  
 TA Na JIAO Chuanxin LIU Ling (6)

An Elastic-plastic Model Considering Frictional Tangential  
 Stress for the Contact of Rough Surfaces -----  
 -- GUO Yongpin HUAN Ba ZHANG Yongqun (14)

Acoustic Emission Characteristics of Scratch Process on  
 Titanium Surface -----  
 ----- FENG Chao HE Yongyong (20)

Effect of Voltage on Wear Behavior and Temperature Rise  
 of a Paraffin Graphite Carbon Strip -----  
 ----- HUANG Hai WU Yongsheng  
 YAN Shou CHEN Guangping  
 GAO Guangping WU Guangping (25)

Tribological Properties of Modified PET Composite Materi-  
 als under Water Lubricated Condition -----  
 ----- CHANG Tie GAO Junjun  
 GUO Zhimei YUAN Guangping (31)

Sealing Performance of Cold-chamber Ring Combined Seals  
 -- LIU Jingyun YANG Yaping ZHU Haiyan  
 ZHANG Wei LIU Wei (36)

Influence on Formation and Detection of Friction Magnetic  
 Memory Signals by Different Specimen Direction --  
 ----- SHI Bowen FAN Jianchun  
 ZHANG Kangping HUANG Ming (42)

Analysis of Thermal-mechanical Coupling Characteristics  
 on Seal Faces under Alternative Load Function --  
 ----- SUN Xingping MENG Xianghui  
 ZHOU Guosheng PENG Xianglong (48)

Wear Mechanism of TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Coated Carbide Tools in  
 High-efficiency Milling of Natural Marble -----  
 ----- WU Yuhua YAN Guangping ZHANG Dehong  
 LI Feng WANG He (54)

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 8 Aug. 2017

Since 1976

**Authorities in Charge:** China Association for Science  
 and Technology

**Sponsor:** Chinese Mechanical Engineering Society  
 Guangzhou Mechanical Engineering

Research Institute Co., Ltd.

**Editor & Publisher:** (LUBRICATION ENGINEERING)

Editorial Department

**Addr:** Huangpu, Guangzhou, P. R. China

Editorial Committee

**Chairman:** GE Shizong

**Vice Chairmen:** ZHANG Siwei HUANG Xing

**Advisors:** WEN Shizhuo XIE Youhai XU Bixun

WANG Yuming LIU Jianbin

**Members of Editorial Committee:**

WANG Qihua	WANG Haidou	WANG Lijun
LIU Kun	YAN Xingping	LI Jian
LI Shu	LI Shaohui	MENG Yongyong
ZHANG Yongqun	ZHANG Chuanxin	CHEN Guozuo
WANG Juyun	SHAO Tianxin	ZHOU Zhongping
ZHOU Feng	YAO Pingping	GAO Chenghui
GU Kai	QUAN Lianxin	YUAN Guangping
HUANG Ping	PENG Xianglong	XIE Xiangping
YU Li	DAN Zhenlong	Z. Feng

**Chief Editor:** HE Shizhong

**Vice Chief Editor:** YAN Fei

**Editor:** LIANG Beichuan LIU Na

**Layout Design:** HONG Lianjun

**Tel:** (8620) 32385313

**Fax:** (8620) 32389600

**Web:** www.cjyul.com.cn

**E-mail:** cjyul@pmail.com

**Distributed Range:** Distribution at home and abroad

**Domestic Distributor:** Newspapers and Publications  
 Board of Guangzhou

**Overseas Distributor:** China International Book Trading  
 Corporation (P. O. Box 399, Beijing, China)

**Post Distribution Code:** 46-57

**International Code:** BM 549

Thermal-Fluid-Solid Coupling Analysis and Experimental Study on Hybrid Bearing .....  
 -- YANG Shiyun HE Yong WANG Yushun (59)  
 Effects of Sinusoidal Roughness on Hydrodynamic Lubrication Performance of Textured Surface .....  
 ----- HE Xia LIAO Wendong WANG Gaoping ZHONG Lin LI Shengquan (64)  
 Comparative Analysis of High Temperature Oxidation Decay Performance of Two kinds of Aviation Lubricating Base Oil under Metal Catalysis .....  
 ----- PENG Xianhui FKI Yuxi WU Nan YAO Ting QIU Feng JIANG Hui (71)  
 Effect of  $R_2C$  Content on Friction and Wear Properties of Copper-based Powder Metallurgy Friction Materials .....  
 -- (JIN Qun WANG Tianqun HUA Junjie (77)  
 Finite Element Simulation of Electric Hot Machining Process of GG15 Steel .....  
 -- NIANG Hui DONG Lin KANG Yuhua (82)  
 Study on Properties of Lipin Film Reinforced Friction Material .....  
 WANG Chengxin YANG Xuefeng CAI Xipeng LI Yanyi GUAN Yonghan ZHANG Hai (87)  
**Application and Development**  
 Wear Damage Assessment of Graphite Based on Oil Particle Analysis .....  
 ---- ZHANG Shaojun LI Fangyi JIA Xiang DONG Dehan LI Guoyan LIU Huihua (92)  
 Influence of Water Lubricated Roller Sprocket Bearing Parameters on Its Shock Resistant Response Performance .....  
 ---- LIAO Kangrong JIN Yong LIU Canlin (97)

Study on Steam Seal Rubbing Fault Characteristics for High-pressure Ratio of 1 000 RPH Steam Turbine Shafting with N+1 Supports .....  
 ----- JIN Guangxi GU Yuhui YAO Junlei JIANG Hui (100)  
 Study on Friction Characteristics and Wear Life of Water Lubricated Steel Tube Bearings with Different Materials .....  
 LIU Junli LIU Bin SU Yuesui LI Wuchun (105)  
 Friction and Wear Properties of Hexamolybdenum-graphite Modified by Anatase and Graphite .....  
 -- YAN Peizhan WANG Yufeng LI Jiaoping WANG Shengji HAN Feifei (110)  
 Study the Heavy Duty Engine Conforms Recipe Based on Fuzzy Analytic Hierarchy Process .....  
 ---- CHEN Yalan WEI Yanan YANG Guangxi PAN Fuxun KANG Ke HUANG Fuchuan (115)  
**Technical Analysis**  
 Experimental Study on Response Characteristics of New Self-compensating Online Lubricating Oil Whitener Monitoring Sensor .....  
 SHENG Chongqing NING Changyong LIN Jianhua ZHANG Feng ZHANG Linjun (120)  
 Module Configuration Design of Skeleton Oil Seal Based on Feature .....  
 YANG Hualin ZHANG Qian SUNG Zhongguo DU Jie (125)  
 Analysis on Interval Flow Field of Middle Recharge Splash Lubrication Based on Dynamic Mesh .....  
 ---- SUN Kai LIU Shuping HU Xianbin (131)  
**Summary and Analysis**  
 Advance of Technology of Self-lubricating Microspindles .....  
 ----- LI Xia YANG Ruiqing SHI Bo GUO Jiahong GU Jiahong (135)

## 广告刊户索引

广州机械科学研究所有限公司密封研究所 .....  
 ----- KF13029 封面  
 上海莱茵埃姆德技术有限公司 ..... KF15014 封二  
 新加坡达瓦基(上海)有限公司 ..... KF16026 封面 1  
 天津市罗泰科技有限公司 ..... JH 16018 封面 2  
 广州康拜因化工有限公司 ..... KF16010 封面 3  
 成都中德康泰科技有限公司 ..... KF17025 封面 4  
 西安天厚波谱技术有限公司 ..... KF17005 封面 5  
 广州聚源机械设备有限公司 ..... KF15000 封面 6  
 德基先进材料(股)公司 ..... KF15026 封面 7  
 河北利德尔橡塑制品有限公司 ..... KF17010 封面 8

温州博源密封件有限公司 ..... KF16010 封面 9  
 南通超科技(北京)有限公司 ..... F16029 封面 10  
 东莞卓力达仪器科技有限公司 ..... KF17000 封面 11  
 天津天河分析仪器有限公司 ..... KF17025 封面 12  
 国机智能科技有限公司 ..... JH 17000 封面 13  
 唯克森(北京)科技有限公司 .....  
 ----- KF16028 目录封背背面  
 郑州奥哲科技有限公司 ..... KF16038 目录封背  
 机械工业汽车零部件质量监督检测中心 .....  
 ----- QC16064 黑白内页 3  
 四川兵工学报 ..... Y17002 黑白内页 4

## 聚苯酯/玻璃纤维改性 PTFE 密封材料的热力学性能<sup>\*</sup>

王超 王齐华 王婷华

(中国科学院兰州化学物理研究所 甘肃兰州 730000)

**摘要:**采用动态热机械分析等手段分析研究聚苯酯/玻璃纤维/聚四氟乙烯 (PBE/GF/PTFE) 密封材料的热力学和静态热力学行为, 考察不同含量的 PBE 和 GF 对 PTFE 复合材料的储能模量、高温压缩-回复和蠕变性能的影响。结果表明, PBE 和 GF 的加入可有效提高 PTFE 复合材料的储能模量和热变形温度; 在 0~20% 质量分数范围内, 随着 PBE 质量分数的增加, PTFE 复合材料的压缩率和回复率均呈下降趋势, 而高温蠕变量则先降低后增大, 然后又降低; 在质量分数 20% PBE 填充 PTFE 复合材料基础上, 随着 GF 质量分数的增大, PTFE 复合材料的压缩率、回复率和高温度蠕变量均先降低后增大, 然后又降低的趋势。

**关键词:** 聚四氟乙烯; 聚苯酯; 玻璃纤维; 高温蠕变性能; 压缩回复性能

**中图分类号:** TQ42 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150 (2017) 08-0001-08

## Investigation on Thermomechanical Behavior of Polybenzoxate and Glass Fiber Filled PTFE Sealing Composites

WANG Chao WANG Qihua WANG Tinghua

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

**Abstract:** Dynamic and static mechanical behaviors of polybenzoxate/glass fiber/polytetrafluoroethylene (PBE/GF/PTFE) sealing composites at high temperature were investigated using Dynamic Mechanical Analysis (DMA). Effects of weight content of PBE and GF on the storage modulus, thermal transition temperature and creep behavior were explained. The results show that the addition of PBE and GF can effectively improve the storage modulus and thermal transition temperature. With the increasing weight content of PBE from 0 to 20%, the compression and recovery ratio of the blends are declined, and creep resistance is first decreased, then increased, and finally decreased. The compression and recovery ratio of the blends are first decreased, then increased, and finally decreased with the increasing weight content of GF in the 20% PBE/PTFE composite.

**Keywords:** polytetrafluoroethylene; polybenzoxate; glass fiber; creep behavior at high temperature; compression and recovery property

聚四氟乙烯 (PTFE) 材料具有优异的化学稳定性、耐高温、电绝缘和自润滑等特性, 常作为密封材料广泛应用于航空航天、机械、电子电气和石油化工等领域<sup>[1-4]</sup>。由于 PTFE 具有对称分子链结构且带状晶体表面易被片状剥离, 导致其具有摩擦低、线膨胀系数大、抗蠕变性能差、承载能力差等缺点, 很大程度上限制了其应用。为了克服和改变这些缺点, 常采

用填充或共混的方法对 PTFE 进行改性。聚苯酯 (PBE)、玻璃纤维 (GF) 改性 PTFE 复合材料是目前常用的动、静密封材料之一, PBE、GF 的加入可有效提高 PTFE 材料的承载能力和抗蠕变能力, 同时使其表现出优良的耐磨损性能<sup>[5-8]</sup>。

目前, 针对动密封工况下的 PBE/GF/PTFE 复合材料的热学检测性能、导热性能及拉伸、压缩等常规力学性能研究均较为普遍且深入, 但对于其在静密封工况下的研究则较少。虽然近年来对于改性聚四氟乙烯静密封材料的压缩回弹、应力松弛等压缩蠕变性能研究有增多趋势<sup>[9-11]</sup>, 但的主要侧重于常温条件下的性能研究, 对于高温条件下 PTFE 复合材料的热力学行为研究则较少。对于高温密封而言, 高温环境下的密封件需密封压力、振动、冲击等多种因素耦合条件下

\* 基金项目: 国家自然科学基金联合基金项目 (U1664028)。

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 王超 (1989-), 男, 博士, 副研究员, 研究方向为特种润滑与密封材料。E-mail: wangc@licp.cas.cn

通信作者: 王婷华 (1989-), 女, 博士, 研究员, 研究方向为特种润滑与密封材料。E-mail: wangth@licp.cas.cn

的力学行为与室温下表现比较大的不同,尤其是密封压力下 PEEK 材料的蠕变特性在高温环境下表现得更为突出,因此很有必要对 PEEK 复合材料的蠕变力学行为进行研究。

本文作者以 260 °C 高温静密封工况为例,通过动态热机械分析仪等手段研究了不同含量的 PEEK 和 GF 填充改性 PEEK 复合材料的动态和静态热力学行为,重点考察了 260 °C 高温加载条件下 PEEK 复合材料的压缩回复及蠕变行为,以期为 PEEK 复合材料高温静密封应用提供理论指导。

## 1 实验部分

### 1.1 实验材料

聚醚醚酮 (PEEK) 粉末,大金氟化工(中国)有限公司提供;聚苯醚 (POM) 粉末,中昊晨光化工研究院提供;玻璃纤维,由南京玻璃纤维研究院提供,直径约为 10  $\mu\text{m}$ ,长径比约为 30:1。

### 1.2 材料制备

将 POM、GF 按一定质量分数同 PEEK 充分机械混合,然后在一定压力下模压成型。脱模后在烘箱中按一定程序自由烧结,得到 POM/GF/PEEK 复合材料。

### 1.3 试验仪器

采用动态热机械分析仪 (DMA, NETSCH 仪器公司,德国)三点弯曲模式评价 PEEK 复合材料的储能模量和热转变温度,试样尺寸为 20 mm $\times$ 10 mm $\times$ 2 mm,测试温度范围 30~400 °C,升温速率 5 K/min,测试频率为 1 Hz。

材料的热变形温度按照 GB/T 1634.1-2004 在热变形蠕变中按四点试验制上进行测试,试样尺寸为 80 mm $\times$ 30 mm $\times$ 4 mm,升温速率为 120 °C/h,施加载荷分别为 1.8 和 4.45 MPa。

利用 DMA 压缩蠕变模式考察 PEEK 复合材料在 260 °C 条件下的压缩-回复性能,试样尺寸为 45 mm $\times$ 2 mm,试样安装如图 1 所示。

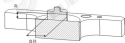


图 1 试样压缩蠕变测试示意图

Fig. 1 Schematic diagram of creep property analysis

施加载荷,温度如图 2 所示,首先给予 0.1 N 的预载,使压头和试样保持表面接触,同时按一定速率升温至 260 °C,保温 1 h 后,施加主载荷为 4.5 N,保持 4 h 后将载荷瞬间卸载载荷为 0.1 N,继续保持 260 °C,1 h 后,按照一定速率降至室温,测试过程中,

载荷、温度均由程序控制,试样尺寸变化由 DMA 测量并读出。

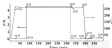


图 2 施加载荷、温度随时间变化曲线

Fig. 2 Load and temperature versus time

## 2 结果与讨论

### 2.1 复合材料的动态力学分析

密封材料在加载条件下应具有足够的弹性来实现良好的密封效果,弹性模量为材料抵抗变形的能力,在相同弹性形变条件下,弹性模量越大产生的弹性回复力越大,密封能力也就越强。图 3 示出了不同含量的 POM 和 GF 改性的 PEEK 材料储能模量随温度变化曲线,可以看出,随着温度的升高 PEEK 复合材料的储能模量逐渐降低,这主要是由于温度的升高使 PEEK 分子链运动增强,导致复合材料刚性下降。对于不同含量 POM、GF 改性 PEEK 复合材料来说,虽然 POM 和 GF 的加入均没有改变 PEEK 材料储能模量的变化趋势,但其加入却明显提高 PEEK 材料的储能模量,这主要是由于 POM、GF 刚性较大,在 PEEK 基体中充当刚硬支撑点,起到均匀分散载荷作用,从而抵抗外力使得 PEEK 复合材料在一定频率载荷作用下不易发生形变,相比 3%POM/PEEK 复合材料,260 °C 条件下 40%GF/20%POM/PEEK 复合材料的储能模量由 175 MPa 提高至 1 477 MPa,表现出较高的高温力学性能。

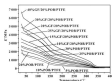


图 3 不同含量 POM 和 GF 改性 PEEK 材料的储能模量随温度变化曲线

Fig. 3 Storage modulus curves of POM/GF/PEEK composites with changing weight content of POM and GF

图4示出了不同含量的POB和GF改性PDVE材料的损耗因子变化曲线。可以看出,PDVE复合材料损耗因子具有2个比较明显的变化点,140℃处损耗峰为PDVE非晶部分的玻璃化转变温度,即玻璃化转变温度,130℃处损耗峰则为PDVE结晶温度。

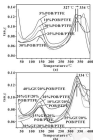


图4 不同含量POB改性PDVE (a) 和不同含量GF填充20%POB/PDVE复合材料 (b) 的损耗因子变化曲线

Fig. 4  $\tan \delta$  curves of POB/PDVE (a) and GF/20%POB/PDVE (b) composites with the changing weight content of POB and GF

损耗因子可以反映高分子链运动时分子链间的内摩擦大小,对于POB改性PDVE来说(见图4(a)),POB的加入使其分子链与PDVE非晶部分分子链相互缠结。由于POB分子链本身的刚性,PDVE分子链在玻璃化温度转变点时运动受阻,从而导致 $\tan \delta$ 下降<sup>[1]</sup>。这种下降趋势在POB质量分数低于25%时比较明显,当POB质量分数为30%时, $\tan \delta$ 变化则不再明显。对于PDVE玻璃化转变点,POB的加入同样可改变 $\tan \delta$ 大小,而且随着POB质量分数的增加,PDVE熔点由127℃提高到134℃。这主要是由于POB起到增塑或成核的作用,在PDVE结晶过程中,POB作为成核剂,诱导PDVE生成晶体结构<sup>[2]</sup>。由于POB为结晶性聚合物,其在PDVE晶体结构与PDVE分子链相互缠结使得PDVE复合材料熔点提高。

图4(b)示出了在20%POB/PDVE复合材料的基础上,进一步填充GF所得PDVE复合材料的损耗

因子变化曲线。可以看到,在GF质量分数低于15%时GF的加入使得20%POB/PDVE复合材料在玻璃化温度转变点处的损耗峰有所下降,随着GF质量分数增大至30%,损耗峰基本保持不变,当GF质量分数继续增大至40%时,损耗峰反而突然增大。这可能是由于玻璃纤维质量分数过大,界面缺陷增多,破坏了PDVE与POB,PDVE与GF之间的界面相互作用,使PDVE非晶部分分子链运动变得容易,从而使得 $\tan \delta$ 增大。与图4(a)相比,GF的加入对PDVE玻璃化转变影响不明显,其转变温度始终为134℃,表明GF并未像POB一样影响PDVE结晶。

### 2.2 复合材料的动态热重温度

利用热变形维卡软化点试验机对纯的PDVE和20%POB/15%GF/PDVE复合材料在不同负载条件下的热变形温度进行研究,结果如表1所示。纯的PDVE材料,POB和GF的加入显著提高了PDVE材料的负载变形温度,该结果与前面讨论的储能模量变化趋势一致,表明POB和GF作为刚性填料可改进高PDVE材料的耐热性能。

表1 纯PDVE材料及20%POB/15%GF/PDVE复合材料在不同弯曲应力下的热变形温度

Table 1 Thermal transition temperature of pure PDVE and 20%POB/15%GF/PDVE composite

弯曲应力 ( $\sigma$ )/MPa	纯PDVE材料	20%POB/15%GF/PDVE复合材料
1.8	88.7	82.9
0.27	90.9	201

### 2.3 复合材料的高温压缩回复性能

由于PDVE分子链比较僵硬且呈螺旋型结构,导致分子链之间容易滑移,同时由于聚四氟乙烯的凝胶结晶区为弹性而不是刚性的,在受压缩时容易滑移而发生弹性形变,因而聚四氟乙烯极易蠕变。这种蠕变在高温情况下变得尤为明显。利用DMF压缩蠕变模式模拟PDVE的高温密封工艺,研究了260℃条件下PDVE复合材料的压缩回复性能及其与POB和GF含量之间的关系。

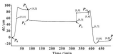
图5示出了PDVE复合材料高度尺寸随温度增加而加高的变化情况。 $P_0$ 为材料的原始尺寸,1-2段为加热过程中材料由于膨胀而发生高度变化,由 $P_0$ 变为 $P_1$ ,3段为载前加载后导致的尺寸压缩变小及长时间加载发生的压缩蠕变,由 $P_1$ 变为 $P_2$ ,然后变为 $P_3$ ,4-4'段为卸载后试样尺寸部分恢复,由 $P_3$ 变为 $P_4$ ,7-7'段为试样随着温度降低而发生尺寸恢复,最终尺寸为 $P_5$ 。通过公式(1)、(2)计算PDVE复合



材料的压缩率 ( $\alpha$ ) 和回复率 ( $\epsilon$ )。

$$\alpha = \left( \frac{P_1 - P_2}{P_1 + P_2} \right) \times 100\% \quad (1)$$

$$\epsilon = \left( \frac{P_3 - P_4}{P_1 - P_2} \right) \times 100\% \quad (2)$$



$P_1$  试样的初始尺寸  $P_2$  加载到屈服时的尺寸  $P_3$  加载到破坏时的尺寸  
 $P_4$  卸载到室温下试样的初始尺寸  
 $P_5$  卸载到室温下试样的破坏尺寸

图 5 PEEK 复合材料典型的尺寸变化曲线

Fig. 5 Typical dimensional curves of PEEK/GF/PTFE composites at elevated temperature

图 6 示出了 360 °C 高温条件下 PEEK/P30B 复合材料的压缩率和回复率随 P30B 质量分数的变化趋势。可以看到, 随着 P30B 质量分数的增加, PEEK/P30B 复合材料的压缩率和回复率均呈现下降趋势。

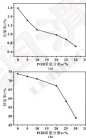


图 6 PEEK/P30B 复合材料的压缩率 (a) 和回复率 (b) 随 P30B 质量分数的变化趋势

Fig. 6 Compression (a) and recovery (b) rate curves of PEEK/P30B composites with the increasing weight control of P30B

对于 PEEK/P30B 复合材料来说, 其在 360 °C 高温条件下的压缩变形主要来自于两方面: 一方面是 PEEK 非晶部分的压缩变形 (由于 360 °C 远高于非晶部分玻璃化转变温度, 故该变形为可回复弹性变形); 另一方面是结晶部分的高温回缩形变。随着 P30B 质量分数的增加, 无论是非晶还是结晶部分 PEEK 分子链均受到 P30B 的牵拉, 不容易产生分子链的移动和堆积晶体的大面积滑移, 并且 P30B 颗粒在 PEEK 基体中充当物理交联点, 起到均匀分布载荷的作用, 最终使 PEEK/P30B 复合材料的压缩变形率降低。

当温度升高去除后, PEEK 非晶部分的高弹变形发生回复, 而结晶部分的高温回缩形变不能回复, 从而使 PEEK/P30B 复合材料表现出永久变形。需要指出的是, 与以往关于 PEEK/P30B 复合材料在常温条件下的回复率研究报道显著不同<sup>[14]</sup>, 360 °C 高温条件下 PEEK/P30B 复合材料的回复率在 P30B 质量分数为 20%~30% 范围内的均表现出下降趋势, 这是因为 PEEK 非晶部分的可回复高弹变形在 PEEK/P30B 复合材料的压缩变形量中占主要部分, 随着 P30B 含量的增加, P30B 颗粒对 PEEK 非晶部分的高弹变形的阻碍逐渐增强, 使其在压缩变形量中的权重逐渐降低, 从而使 PEEK/P30B 复合材料回复率呈现降低趋势, 这种趋势在 P30B 质量分数高于 20% 时表现得更为明显。

图 7 示出了不同质量分数的 GF 改性 30% P30B/PTFE 复合材料的压缩率和回复率情况。

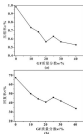


图 7 GF/P30B/PTFE 复合材料的压缩率 (a) 和回复率 (b) 随 GF 质量分数的变化趋势

Fig. 7 Compression (a) and recovery (b) rate curves of GF/P30B/PTFE composites with the increasing weight control of GF

可以看出,在 GF 质量分数低于 20% 时,复合材料的压缩率 and 回复率变化趋势和 PDGE/PDGE 复合材料随 PDGE 质量分数变化趋势类似,其原因亦如上述讨论相同。随着 GF 质量分数增大至 25% 时,复合材料的压缩率 and 回复率却出现升高现象,这可能是由于 GF 质量分数的增加导致复合材料内部出现界面缺陷,在施加载荷作用下这些界面缺陷会使材料的压缩率增大,同时这些界面缺陷也会弱化 PDGE 和 GF 对 PDGE 非晶部分高弹变形的束缚作用,使复合材料回复率出现增大现象。随着 GF 质量分数的继续增加,虽然复合材料内部界面缺陷也会增多,但 GF 本身表现出的刚性逐渐占据主导地位,使 PDGE/PDGE+GF 复合材料的压缩率 and 回复率再次表现出下降趋势。

#### 2.4 复合材料的晶温及结晶度性能

如图 5 所示, PDGE 复合材料  $P_c$  的  $P_c$  的尺寸变化为 260 °C 高温压缩载荷下的幅变现象,通过公式 (3) 计算材料的幅变量 ( $f$ ) 评价 PDGE 复合材料的抗幅变性能:

$$f = P_c - P_0 \quad (3)$$

表 2 给出了不同质量分数的 PDGE 改性 PDGE 复合材料的幅变量。在 PDGE 质量分数低于 20% 时,PDGE 复合材料的幅变量随着 PDGE 质量分数的增大而逐渐降低。这与 PDGE 质量分数对压缩率 and 回复率变化趋势相同,因为 PDGE 在 PDGE 结晶过程中为溶剂剂,一方面 PDGE 晶面受到牵拉而不易滑移,另一方面 PDGE 可塑性承载从而降低幅变。然而,随着 PDGE 质量分数的增大,在 PDGE 质量分数为 25% 时幅变量却出现突然增大趋势,这主要是由于 PDGE 诱导生成的结晶结构完整程度随着 PDGE 质量分数的增大而逐渐下降,对压缩幅变性能变差。随着 PDGE 质量分数继续增大至 30%,虽然 PDGE 复合材料结晶结构的完整程度继续降低,但 PDGE 刚性承载作用占主导,从而使 PDGE/PDGE 复合材料幅变量的呈现降低趋势。

表 2 不同质量分数的 PDGE 改性 PDGE 复合材料的高温压缩蠕变

Table 2 High temperature compression creep property of PDGE/PDGE composites

配方	幅变量 $f/\mu\text{m}$
纯 PDGE	6.1
PDGE/PDGE	5.7
20%PDGE/PDGE	5.4
25%PDGE/PDGE	5.1
28%PDGE/PDGE	5.6
30%PDGE/PDGE	4.3

表 3 给出了不同质量分数 GF 改性 20%PDGE/PDGE 复合材料的幅变量变化。在 GF 质量分数低于 20% 时,GF 的加入使 20%PDGE/PDGE 复合材料的幅变量由 5.1  $\mu\text{m}$  降低至 4.3  $\mu\text{m}$ ,这主要是 GF 的刚性承载作用所致。当 GF 质量分数增大至 25% 时,GF 与 PDGE 基体之间存在界面缺陷的概率增加,在应力下材料的承载能力减弱,幅变量增大。随着 GF 质量分数的继续增大,大量的 GF 使 PDGE 复合材料的刚性明显增大,材料抗幅变性能增强。在 GF 质量分数为 40% 时,幅变量降低至 3.1  $\mu\text{m}$ 。

表 3 不同质量分数的 GF 改性 20%PDGE/PDGE 复合材料的高温压缩蠕变数据

Table 3 High temperature compression creep property of GF/PDGE/PDGE composites with different weight content of GF

配方	幅变量 $f/\mu\text{m}$
20%PDGE/PDGE	5.1
20%GF/20%PDGE/PDGE	4.9
25%GF/20%PDGE/PDGE	4.7
30%GF/20%PDGE/PDGE	4.3
35%GF/20%PDGE/PDGE	4.6
38%GF/20%PDGE/PDGE	3.6
40%GF/20%PDGE/PDGE	3.1

### 3 结论

(1) PDGE 和 GF 的加入可显著提高 PDGE 材料的储能模量和负载起始温度。在 45 MPa 负载条件下,20%PDGE/15%GF/PDGE 复合材料的热变形温度可达 260 °C,相比纯的 PDGE 材料提高 165%。

(2) 随着 PDGE 质量分数的增加,PDGE/PDGE 复合材料在 260 °C 高温条件下的压缩率 and 回复率均呈现下降趋势。在 20%PDGE/PDGE 复合材料基础上,添加 GF 可使复合材料在 260 °C 高温条件下的压缩率 and 回复率呈现先降低后增大然后又降低的趋势。

(3) 高温长时负载条件下,PDGE/PDGE 复合材料的幅变量随着 PDGE 质量分数的增大先降低后增大,然后再降低。对于 GF/PDGE/PDGE 复合材料来说,GF 质量分数对材料幅变量影响具有相同变化趋势,但影响机制却不同。

(4) PDGE 和 GF 对 PDGE 复合材料力学性能的改变一方面源自 PDGE 和 GF 的刚性承载和对 PDGE 非晶部分分子链的束缚作用。另一方面则是 PDGE 参与 PDGE 结晶过程,阻碍 PDGE 结晶部分发生晶面滑移。

(丁林著 30 页)

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0801.2017.08.002

## 二回路系统钠泵流体动静压混合润滑轴承的润滑机制及动力学特性

陈汝刚<sup>1,2</sup> 熊志良<sup>1</sup> 钱柱石<sup>1</sup> 潘 雷<sup>1</sup> 焦春晓<sup>1</sup> 刘 颖<sup>1</sup>

(1. 中国船舶研究设计中心, 湖北武汉 430064;

2. 上海交通大学机械系统与制造国家重点实验室, 上海 200240)

摘要: 对某型工程中的复杂二回路主循环系统钠泵流体动静压混合润滑轴承进行分析, 采用流体动静压润滑理论, 利用高级旋转机械动力学分析软件 ANSYS 对该型轴承进行建模和分析, 揭示该型轴承相对于传统润滑轴承润滑机制的特性。研究不同外载荷、不同转速、不同初始偏心率下该型轴承的润滑性能参数及动力学特性参数的变化规律。研究结果表明, 外载荷、转速和初始偏心率是影响该型轴承润滑性能的重要因素, 最大压力、功耗、温升及刚度系数随外载荷的增大而增大, 随初始偏心率增大而略有降低; 最小膜厚则反之。该研究为进一步开展该型轴承-核主循环子耦合系统的动力学特性的研究奠定基础。

关键词: 钠泵轴承; 核主循环子系统; 动静压混合轴承; 润滑机制; 动力学特性

中图分类号: TH133.3 文献标志码: A 文章编号: 1000-0801(2017) 08-0002-08

## Lubrication Regime and Dynamic Characteristics of Hydro-hybrid Bearing of Two-circuit Main Loop Na Liquid Pump System

CHEN RUGANG<sup>1,2</sup> XIE ZHONGLIANG<sup>1</sup> QIAN ZHUSHI<sup>1</sup> PAN RUI<sup>1</sup> JIAO CHUNXIAO<sup>1</sup> LIU LING<sup>1</sup>

(1. China Ship Development and Design Center, Wuhan Hubei 430064, China;

2. Laboratory of Vibration, Shock and Noise, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** The hydrodynamic lubrication performances of the hydro-hybrid bearing which is lubricated by Na liquid in the two-circuit main loop Na liquid pump system were investigated. Through the hydrodynamic lubrication theory, the Na liquid lubrication bearing was modeled and analyzed using the advanced rotating mechanical dynamics analysis software package ANSYS, and the special characteristics of the lubrication mechanism was revealed compared to the traditional oil or water lubricated bearing. For different external loads, different rotating speeds and different initial eccentricity ratio, the lubrication characteristic parameters and dynamic characteristics of the bearing were studied systematically. Research shows that external load, rotating speed and initial eccentricity ratio are the important factors on lubrication characteristic parameters. With the increase of external load and decrease of initial eccentricity ratio, the maximum pressure, power loss, temperature rise and the stiffness and damping coefficients are increased correspondingly, respectively. The minimum film thickness is opposite. The investigation lay solid foundation for the further study on dynamic characteristics of the Na liquid lubrication bearing/nuclear main pump rotor coupled system.

**Keywords:** Na liquid pump bearing; nuclear main pump rotor coupled system; hydro-hybrid bearing; lubrication mechanism; dynamic characteristics

钠泵流体动静压混合润滑轴承(以下简称钠泵轴承)是一般核电站的二回路主循环系统的重要组成部分,作为二回路主循环系统轴承本端的支撑

结构,钠泵轴承结构本身及其液膜的力学特性将直接影响到整个系统轴承的动力学响应特性,系统运行稳定性与寿命以及设备的结构振动噪声特性等。与传统的滑油轴承润滑不同,高温钠液是一种特殊的温度敏感的润滑介质,在310℃时其绝对粘度均为常温下液态水的粘度<sup>[1]</sup>。已有的研究证明了以低粘度的钠液介质润滑,与传统的油/水润滑相比具有一定的特殊性<sup>[2]</sup>。目前还没有建立起业界共同认可的润滑理论,对于该结构的润滑机制亦需要进一步的深入研究和完善。

· 基金项目: 国家自然科学基金项目(11422008, 11472176)。  
收稿日期: 2016-11-08  
作者简介: 陈汝刚(1978-)男,博士研究生,研究方向为本刊所关注润滑机理研究。E-mail: rrg@2013100.qjw.edu.cn  
通讯作者: 钱柱石(1962-)男,博士,教授,研究方向为转子动力学。E-mail: rcszf@qjw.edu.cn

一般地, 在核电站的运行过程中, 钠泵流静压混合润滑轴承有其特殊的运行工况要求<sup>[1]</sup>, 如: 循环钠流体的压力起伏、主循环泵波动、特殊工况下的偶发冲击等, 导致钠泵轴承受力波动, 局部润滑不充分, 极端工况发生接触、磨损等情况。同时, 为了保证二回路主循环系统轴承安全平稳地运行, 并保证钠泵流静压轴承在特殊工况(如地震、偶发冲击等极端工况下)润滑充分, 有必要深入研究符合实际工程结构特点的钠泵流静压混合润滑轴承的流体动力学模型和相应的分析计算方法, 通过研究揭示并确立轴承结构、轴承结构、工况参数等多因素对钠泵流静压混合润滑轴承支持刚度的影响规律。在此基础上开展钠泵轴承-核主泵转子耦合系统动力学特性分析, 为钠泵流静压轴承技术的发展和一般核电站的二回路主循环系统的工程实际应用提供理论依据。

本文作者对原型工程中的复杂二回路主循环系统的钠泵流静压混合润滑轴承进行分析, 采用流静压混合润滑理论, 利用有限元有限差分动力学分析软件包 ANSYS 对该型轴承进行建模和分析, 揭示该型轴承相对于传统轴承润滑机制的特殊性, 研究不同载荷、不同转速、不同初始偏心率下的钠泵轴承的润滑性能参数及动力学特性参数的演化规律, 为进一步开展钠泵轴承-核主泵转子耦合系统的动力学特性的研究奠定基础。该型钠泵轴承的研究对于研究特殊的流静压混合润滑轴承具有一定参考价值。

## 1 理论分析

### 1.1 非定常流体的雷诺方程

不同于普通的选择动压润滑的滑动轴承<sup>[2]</sup>, 钠泵流静压混合润滑轴承同时存在流体的动、静压混合润滑状态, 并且随着工况的变化, 润滑状态不断变化。一般针对流体流静压混合润滑轴承的 Reynolds 方程, 如图 1 所示, 不加考虑地直接给出其量纲一致形式<sup>[1]</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \phi} + 6h(\omega' \sin \phi + \omega'' \cos \phi) \quad (1)$$

式中:  $h$  为量纲一致膜厚;  $p$  为量纲一致膜压力;  $x$ 、 $\phi$  分别为周向和轴向往标;  $\phi$  为膜层角度;  $\omega$  为轴颈转动角速度;  $\bar{h}$  为润滑液体量纲一致力函数。

取  $P = p/p_s$ ,  $h = \frac{h_0}{r_s \phi}$ , 其中  $p_s$  为由外部向静压油腔供油的压力, 简称供油压力。边界条件如图 1 所示:  $P|_{\phi=0} = P|_{\phi=2\pi} = P_s$ ,  $P_s$  为量纲一致膜压力,

$$P|_{\phi=0} = 0, \quad P|_{\phi=2\pi} = \frac{\partial P}{\partial \phi} \Big|_{\phi=0} = 0, \quad \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{\phi=0} = 0,$$

$P|_{\phi=0} = P_s$ ,  $P_s = \frac{p_s}{p_s}$ , 其中  $p_s$  可根据节流方式由油腔或者供油孔处的流量的连续性方程求解得到。



图 1 钠泵流静压混合润滑轴承结构示意图

Fig. 1 Expansion figure of the hybrid bearing with sodium flow

### 1.2 流静压混合润滑轴承的力学计算

流膜的刚度和阻尼系数反映了转子系统轴心在静平衡位置附近随受扰运动时流膜力的相应的变化情况, 因此必须以非定常运动雷诺方程作为计算分析的基础。针对钠泵流静压混合润滑轴承, 将式 (1) 代入流静压方程<sup>[3]</sup> (以  $\bar{h}$  为常数) 可得:

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 12 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \phi} + 12 \left[ \frac{\partial}{\partial \phi} \left( h^3 \bar{h} \frac{\partial P}{\partial \phi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \bar{h} \frac{\partial P}{\partial x} \right) \right] + 6h \frac{\partial \bar{h}}{\partial \phi} \quad (2)$$

式中:  $d$  为轴颈直径,  $d = 2r_s$ ,  $r_s$  为轴颈半径,  $P_s = \frac{\partial P}{\partial \phi}$ ,  $\bar{h}_0 = \frac{\partial \bar{h}}{\partial \phi}$ 。

边界条件为:  $P|_{\phi=0} = P_s$ ,  $P|_{\phi=2\pi} = 0$ ,

$$P|_{\phi=0} = \frac{\partial P}{\partial \phi} \Big|_{\phi=0} = 0,$$

鉴于钠泵流静压混合润滑轴承结构形式较为复杂, 在应用有限差分法求解雷诺方程时在薄液膜处会遇到膜层厚度不连续的问题, 需要进行一些处理。为此在求解上述方程时采用有限元法<sup>[4-6]</sup>。为了使静、动特性解法一致以便于求解, 流静压雷诺方程亦采用有限元方程, 相应于式 (2) 的 Galerkin 变分有限元方程<sup>[6]</sup>为

$$\int_{\Omega} F \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 v}{\partial \lambda \partial \lambda} \right] d\Omega = 0$$

$$+ \int_{\Gamma} \left\{ h \left[ \lambda \frac{\partial v}{\partial r} - F \left( \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 v}{\partial \lambda \partial \lambda} \right] + 2\lambda \frac{\partial v}{\partial \lambda} \sin^2 \theta + \gamma \cos^2 \theta \right\} d\Gamma \quad (3)$$

式中:  $F$  为任意函数, 其他符号及边界条件同式, 具体求解方法可参见参考文献 [7]。

## 2 静液轴承

### 2.1 主要部件结构

根据设计图纸, 静液轴承静液混合制液轴承-叶轮耦合系统三维结构示意图如图 2(a) 所示。

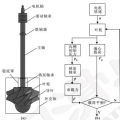


图 2 静液轴承静液混合制液轴承-叶轮耦合系统三维结构示意图 (a) 及运行原理图 (b)

Fig. 2 Three-dimensional structure diagram (a) and principle mark (b) of the hydro-hybrid bearing-rotor main group system

可以看出, 静液轴承是整个核土泵转子系统下端的关键支撑部件, 同时其结构制液泵不同于传统的轴承, 初始工作状态中, 静液轴承导液腔内存在一定的初始压力  $p_0$ , 使得核土泵转子处于轴承中心位置。启动电机, 转子开始旋转, 由于整体结构的密封性, 叶轮转动会带动导液罩内液体流动, 压强液体向上流动进入静液轴承的导液腔内, 随着转子转速的增加, 液体压力增大, 静液轴承导液腔内供液压力  $p$  也随之增大, 制液效果增强, 但同时由于加工精度的原因, 叶轮一般不可避免地存在偏心, 转速越大, 相应的叶轮偏心力越大, 叶片受偏心力通过转轴作用在静液轴承

上, 即形成对静液轴承的外载荷, 因此, 整个静液轴承-转子系统是一个耦合的系统, 中间存在负反馈, 并最终可以达到平衡稳定状态, 其具体运行原理框图如图 2(b) 所示。

综上所述, 该静液轴承相比于传统轴承<sup>[14]</sup>主要有 3 点特性: (1) 采用立式轴承, 不存在初始重力载荷; (2) 动静液混合制液轴承, 在此转速时主要是静液承载, 转速再高动静液效应逐渐增强, 属于动静液混合承载, 继续增大转速, 动静液效应占主导, 属于动静液承载; (3) 进口初始压力与叶轮的转速密切相关, 静液轴承进口槽孔初始压力与叶轮转速的平方呈线性关系, 转速增大, 初始压力急剧增大。

### 2.2 轴承结构

静液轴承静液混合制液轴承结构示意图如图 3 所示, 三维模型如图 4 所示。

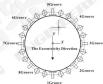


图 3 静液轴承静液混合制液轴承结构示意图

Fig. 3 Structure schematic diagram of the hydro-hybrid bearing

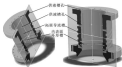


图 4 静液轴承静液混合制液轴承三维结构图

Fig. 4 Structure schematic diagram of the hydro-hybrid bearing

可以看出, 静液轴承在轴向方向存在 8 个导液槽, 导液槽的长度、宽度及其他尺寸多数均已给出, 在每个导液槽中心位置存在供液槽孔, 该槽孔在

用是沿周向的狭缝引入扩展导流槽(以下简称导流槽)。扩展导流槽内流体压力可以认为处处相等,在实际分析计算中,是否考虑导流槽的影响,对计算结果有很大影响,具体分析见下文。纳尔瓦轴承通常存在环向导流槽,该导流槽作用是为了引导靠近叶轮处的润滑油流入轴承。该导流槽部分占轴承总长度不到5%,经试验测试发现该部分对于实际轴承润滑性能影响较小,故而在对轴承进行动力学建模分析时,为方便分析忽略此部分。

### 2.3 AEMD软件包组成

由于纳尔瓦滚动磨床混合轴承结构及初始条件的复杂性,文中拟采用高精度有限机械动力学特性分析软件包 AEMD (Advanced Rotating Machinery Dynamic) 进行分析和求解。AEMD 是 ERTS 公司开发的新一代软件包,能够为客户提供高级、完整的转子/轴承分析工具,以便更好地评估轴承系统。AEMD 软件初始界面如图 3 所示,包含 4 个软件包: 转子动力学软件包、扭摆制动软件包、液膜轴承和滚动轴承分析软件包、刚度性能计算软件包。



图 3 AEMD 软件初始界面

Fig. 3 Initial interface of the AEMD software

工程中, AEMD 软件常用于评估液膜润滑的滚动轴承的润滑性能。实际上,工业上的任何轴承或轴承系统都可以透过其中一个计算模块进行分析。已有学者研究表明<sup>[14]</sup>, AEMD 软件包计算结果具有相当高的精度,并且与实验值吻合良好。圆柱形刚体轴承模型(Journal)计算对象适用于预测不可压缩刚性副磨轴承特性的软件包,包含在层流与湍流条件下对全部 3 种润滑形式(动态、静态和混合态)的分析,可用于分析多种固定几何型的滚动轴承,包括圆柱形、多沟槽、阶梯型、薄片等等。

Journal 模块进行数据分析,并采用了径向轴对称轴承模型。在数据仿真时,需要输入轴承的几何尺寸定位、外加载荷方向、轴承刚度、压力边界与沟槽条件、转速、角度误差等参数,根据实际工况所给定的各个参数数值进行设置。

### 3 建模与讨论

与传统的滚动轴承润滑模型不同,高温纳尔瓦是一种特殊的黏度很低的润滑介质,其物理特性参数如表 1 所示。一般在实际运行工况下(250℃)纳尔瓦润滑介质的密度为 0.868 g/cm<sup>3</sup>,黏度为 0.318 mPa·s,比热容为 1.3 kJ/(kg·K)。另外在实际工况温度附近,高温纳尔瓦物理特性参数的稳定性较好,其密度、黏度以及比热容随温度变化不敏感,因此在实际计算过程中,忽略物理特性参数随温度的变化进行求解。

表 1 纳尔瓦物理特性参数表

Table 1 Physical property parameters of sodium (Na) liquid

参数	数值
熔点 $t/^\circ\text{C}$	97.82
沸点 $t/^\circ\text{C}$	883.2
体胀系数 $\alpha/\%$	2.7
密度(250℃) $\rho/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$	0.868
密度(300℃) $\rho/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$	0.868 1
黏度(250℃) $\eta/(\text{mPa}\cdot\text{s})$	0.318 0
黏度(300℃) $\eta/(\text{mPa}\cdot\text{s})$	0.311 0
饱和蒸汽压力 $p/\text{Pa}$	14.472
比热容 $c/(kJ\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	1.3

在计算中,不考虑温度变化影响,同时不考虑轴承衬层材料的弹性变形对纳尔瓦液膜形状以及压力分布的影响,根据模型,分别针对不同的转速、载荷、初始偏心率等工况参数进行计算,研究压力分布、最小膜厚、功耗、平均温升以及动力学特性系数的变化规律,具体结果如下文所述。

#### 3.1 基础模型影响分析

如图 4 所示的纳尔瓦槽的结构,在每个扩展导流槽中心位置存在一个供液槽孔,该槽孔作用是沿周向的狭缝引入扩展导流槽(以下简称纳尔瓦槽),扩展导流槽内流体压力可以认为处处相等。在实际分析计算中,是否考虑纳尔瓦槽的影响,对计算结果有很大影响。下面具体分析纳尔瓦槽对纳尔瓦平均温升和膜厚量的影响。图 4 给出了 1 200 r/min 额定工况下纳尔瓦槽对纳尔瓦轴承温升和膜厚量的影响。

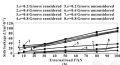
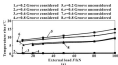


图4 膨胀量对轴承轴颈温升 (a) 和侧漏量 (b) 的影响 (1 200 r/min)

Fig.4 Effect of the expansion gaps on the average temperature rise (a) and the side leakage (b) (1 200 r/min)

从图4中可以看出, 轴承轴颈平均温升和侧漏量均随外载荷的增加而不断增大。由图4(a)可知, 相同的外载荷作用下, 是否考虑拓展槽对温升的结果影响非常大, 若不考虑拓展槽, 轴承轴颈平均温升在5~20℃的范围, 而考虑拓展槽, 平均温升则在0.3~0.5℃范围内, 这一点与工程实际实验结果相吻合。同理, 若不考虑拓展槽, 轴承轴颈侧漏量在1~20 m<sup>3</sup>/h, 而考虑了拓展槽, 侧漏量大大升高, 在20~100 m<sup>3</sup>/h, 相同条件下, 考虑拓展槽的侧漏量约是不考虑拓展槽的2倍之多。

另一方面, 拓展槽的存在对于轴承轴颈的磨损影响不大, 相同工况条件下, 拓展槽的存在大大增

加了轴颈的侧漏量, 单位时间内带走的热量更多, 相应的平均温升降低。反之平均温升增加, 而工程实验结果测得的平均温升和侧漏量均与考虑拓展槽的结果吻合良好, 说明建模过程中需要考虑到拓展槽的影响, 这一点也是轴承轴颈的特殊性之一, 下文的所有分析计算均已考虑拓展槽的影响。

### 1.2 轴瓦表面的压力分布

将轴瓦压力作为初始条件, 对轴承流场动静态混合润滑轴承进行实际尺寸建模, 设置边界条件及初始压力, 进行计算并提取数据后处理, 转速为1 200 r/min时不同偏心率下的轴承轴颈压力分布如图7所示。

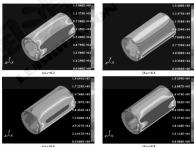


图7 转速1 200 r/min 及不同偏心率下轴承流场动静态混合润滑轴颈压力分布云图 (Pa)

Fig.7 Pressure distribution of hydrodynamic bearings at different initial eccentricity ratio under the speed of 1 200 r/min (Pa)

从图 7 可以看出, 整体来看, 纳摩流体动静压混合润滑轴承最大油膜压力随着偏心率的增大而逐渐增大。转速、偏心率较小时, 整个轴承主要是静压承载, 动压效应不明显, 几乎可以忽略。只有当偏心率增大到一定数值时, 动压效应逐渐增强, 同时动压效应的承载区域面积则随着偏心率的增加而逐渐增大。

而随着偏心率的增大, 收敛狭缝区域的楔形效应

越明显, 动压效应增强, 且动压贡献的承载力会急剧增加, 呈现比较强的非线性特征。

### 3.3 最小油膜分析

图 8 给出了不同初始偏心率下, 不同转速下纳摩流体动静压混合润滑轴承最小油膜厚度随外载荷的变化规律。

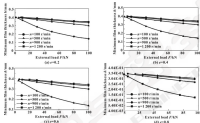


图 8 不同转速下纳摩流体动静压混合润滑轴承最小油膜厚度随外载荷的变化规律

Fig. 8 Effect of external load on the minimum film thickness of hydrohybrid bearing

从图 8 中可以看出, 相同初始偏心率和转速下, 随着外载荷的增大, 纳摩轴承最小油膜厚度逐渐减小; 相同的初始偏心率和外载荷下, 转速越高, 纳摩轴承最小油膜厚度越大; 而在相同的外载荷和转速下, 初始偏心率越大, 纳摩轴承最小油膜厚度越小, 二者呈负相关关系。这说明, 初始状态的纳摩流体动静压混合轴承而言, 外载荷、转速是影响其最小油膜厚度的主要因素, 而初始偏心率则是影响其最小油膜厚度的次要因素。

另外, 轴承的最小油膜厚度是判定其润滑状态是否良好的重要参数之一。从计算结果中可以看出, 在正常工作运行范围内, 纳摩轴承最小油膜厚度量级均在  $100 \mu\text{m}$  以上, 这一数值远远超过轴承综合表面粗糙度。这说明纳摩轴承在正常工况下轴颈与轴承衬套表面根本不会发生接触, 其润滑状况良好。

### 3.4 功耗分析

图 9 给出了 2 组不同额定转速下 ( $200$  和  $1200 \text{ r/min}$ ), 不同初始偏心率下纳摩流体动静压混合润滑轴承的功耗随外载荷的变化规律。

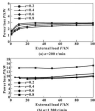


图 9 不同初始偏心率下纳摩流体动静压混合润滑轴承功耗随外载荷的变化规律

Fig. 9 Effect of external load on the average power loss of the hydrohybrid bearing under different initial eccentricity rate



从图 9 中可以看出, 相同偏心率下, 随着外载荷的增加, 轴承轴心的功耗随之缓慢增加, 增幅十分有限。对于额定转速  $200 \text{ r/min}$  的工况, 偏心率对于轴承轴心的功耗影响很小, 几乎可以忽略。而在额定转速  $1200 \text{ r/min}$  的工况, 偏心率为 0.2 时轴承轴心的功耗要远远大于偏心率为 0.4、0.6、0.8 的工况; 同时, 在相同外载荷下, 偏心率越大, 轴承轴心的功耗越大。而相同外载荷和偏心率下, 不同的额定转速对轴承轴心的功耗影响很大。

这说明, 针对该型轴承流场动静态混合润滑轴承而言, 外载荷和转速是影响其功耗的主要因素, 偏心率的影响是次要因素。

### 3.5 平均温升分析

图 10 给出了 2 组不同额定转速下 ( $200$  和  $1200 \text{ r/min}$ )、不同初始偏心率下轴承流场动静态混合润滑轴承平均温升随外载荷变化规律。

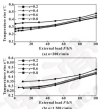


图 10 不同初始偏心率下轴承流场动静态混合润滑轴承平均温升随外载荷变化规律

Fig. 10 Effect of external load on the average temperature rise of the hydro-hybrid bearing under different initial eccentricity rate

从图 10 可以看出, 随着外载荷的增大, 轴承轴心平均温升随外载荷的增加而平稳增大, 增幅较为明显; 初始偏心率为 0.2 时平均温升要远远大于偏心率为 0.4、0.6、0.8 的工况; 同时, 在相同外载荷下, 初始偏心率越大, 平均温升越大。而相同外载荷和初始偏心率下, 不同的额定转速对轴承轴心的平均温升影响不大。

这说明, 针对该型轴承流场动静态混合润滑轴承

而言, 初始偏心率和外载荷是影响其平均温升的主要因素, 而转速的影响是次要因素。

### 3.6 动力学特性系数分析

图 11 给出了轴承动静态混合润滑轴承刚度、阻尼系数随外载荷的变化规律。

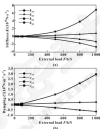


图 11 轴承流场动静态混合润滑轴承刚度 (a) 和阻尼系数 (b) 系数随外载荷变化规律 (额定转速  $1200 \text{ r/min}$ )

Fig. 11 Effect of external load on the stiffness coefficient (a) and damping coefficient (b) of the hydro-hybrid bearing (rotating speed  $1200 \text{ r/min}$ )

从图 11 可以看出, 外载荷较小时, 随着外载荷的增加, 轴承轴心的动力学特性系数随之增加, 增幅较为缓慢且增幅较小, 且此时轴承轴心主要是静压承载。在静压承载范围内, 轴承轴心的动力学特性系数几乎保持稳定的数值不变。当外载荷增大到一定程度 ( $1 \text{ MN}$ ) 时, 此时外载荷超出静压承载范围, 且超出的部分载荷主要将引起轴承的动压效应, 继续增大外载荷, 液膜承载区域的楔形效应明显, 动压效应迅速增强, 动压承载的承载力会急剧增加, 也导致液膜反力增大, 相应的动力学特性系数也急剧增加, 呈现出较强的非线性特征。

### 4 结论

(1) 随着外载荷的增大, 轴承轴心液膜最大压力先保持恒定不变, 其数值等于初始液孔的最大液膜压力, 说明轴承轴心主要是静压效应起主导作用, 动压效应较小, 几乎可以忽略。继续增大外载荷, 轴承轴心液膜的动压效应迅速增强, 液膜最大压力随着外

载荷的增大而急剧增大,呈现非线性特征。

(2) 相同初始偏心率和转速下,随着外载荷的增大,燃气轴承最小油膜厚度逐渐减小。外载荷、转速是影响其最小油膜厚度的主要因素,而初始偏心率则是影响其最小油膜厚度的次要因素。

(3) 相同初始偏心率下,随着外载荷的增加,燃气轴承的功耗随之缓慢增加,增幅十分有限。外载荷和转速是影响其功耗的主要因素,初始偏心率的影响是次要因素。

(4) 随着外载荷的增大,燃气轴承平均温升随外载荷的增加而平缓增大。初始偏心率和外载荷是影响其平均温升的主要因素,而转速的影响是次要因素。

(5) 在静压承载范围内,燃气轴承的动力学特性参数几乎保持稳定的数值不变;当外载荷增大到一定数值,继续增大外载荷,动力学特性参数急剧增加,呈现非线性特征。

#### 参考文献

- [1] 冯俊峰.中国北京快堆钠冷快中子系统的开发研究[J].北京,中国原子能学报,2005.
- [2] 冯俊峰,王松增,徐林.基于正交分析的钠电离子冷循环系统故障诊断[J].原子能科学技术,2008,35(8):998-999.  
FENG J T, WANG C X, XU B. Fault diagnosis of main coolant pump in the nuclear power station based on the principal component analysis [J]. Atomic Energy Science and Technology, 2008, 37(8): 998-999.
- [3] 董建波.中国北京快堆—四回路循环冷却系统分析[J].核科学与工程,2013,33(1):210-227.  
DONG B B. Analysis on circulation characteristic of the primary coolant pump of China experimental fast reactor [J]. Nuclear Science and Engineering, 2013, 33(1): 210-227.
- [4] 张广顺,刘占生,王正伟.变转速变工况柴油机高速动压区混合

气润滑轴承转子动力学特性试验研究[J].振动与冲击,2009,28(9):74-78.

ZHANG C W, LIU Z S, WANG X C. Experimental study on dynamic characteristics of high speed hybrid gas bearing rotor system in misty zone [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(9): 74-78.

- [5] 张广顺.高速动压区混合气润滑轴承转子系统动力学特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.
- [6] 周厚德,周永德,王正.向心转子动力学:理论、技术与应用[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [7] 傅一勇,刘国军,王正.转子动力学[M].北京:清华大学出版社,1982.
- [8] 英文.转子动力学理论[M].北京:科学出版社,1990.
- [9] NIXON A A. Fluid Film Lubrication [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2011.
- [10] BATHO F B, LAMIC H S, PERCZAKOWSKI L. Computational Fluid Dynamics [M]. Hoboken: Wiley Online Library, 2005.
- [11] 董永彪,王康康.转子—轴承系统中电磁流变器油膜研究[J].振动工程学报,1992,4(1):17-20.  
DONG Y B, WANG X S. Theoretical study of electromagnetic damper in rotor bearing system [J]. Journal of Vibration Engineering, 1992, 4(1): 17-20.
- [12] 黄国中.液体动压区混合轴承在机床主轴系统中的应用[J].装备制造技术,2006(4):143-148.  
HUANG G Z. Application of liquid hybrid bearing in the high speed system of machine tool [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2006(4): 143-148.
- [13] 刘松云,王勇,严利春.液膜轴承动压区混合效应的分析[J].机械设计,2010,27(7):66-69.  
LIU S Y, WANG Y Q, YAN L C. Analysis of dynamic and static pressure mixing effect of oil film bearing [J]. Mechanical Design, 2010, 27(7): 66-69.
- [14] 程松平.基于压电流变传感器的滑油轴承动态油膜压力分布实时测量方法研究[D].上海:上海交通大学,2013.

## 埃克森美孚助力十强圣伟屹智能工厂设备实现“可靠运转”

在湖北十强举办的2017年十强智能制造高峰论坛上,埃克森美孚承诺将为十强圣伟屹智能制造有限公司 $\alpha$ 智能机床设备提供全面的润滑解决方案,助力各作业线实现产业升级。圣伟屹智能制造有限公司,是沈阳机床集团智能化建设的全流程智能工厂。自去年智能工厂投产以来,圣伟屹加工配套业务已从传统乘用车配套厂商,扩展到了新能源汽车、风电齿轮和军工行业等领域,且正以全新的姿态带动十强地区的智能制造产业升级。

埃克森美孚作为沈阳机床的战略合作伙伴,承诺为智能工厂 $\alpha$ 智能机床设备提供全面的润滑解决方案,包括一系列高性能的相关润滑产品和专业的配套服务。此次,埃克森美孚为十强圣伟屹智能工厂提供包括美孚 $68\text{W}^{\text{TM}}$  20 系列抗磨液压油和美孚威达 $\text{TM}$  数字系列导轨油在内的相关润滑产品,能够满足 $\alpha$ 智能设备关键零件的润滑需求,减少计划外故障停工,降低维护成本,同时帮助机床加工提升精准性,从而进一步提升生产力。与此同时,埃克森美孚还会提供包括美孚科技 $\text{EAM}$  油品分析服务在内的专业配套服务。

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0799.2017.08.008

## 考虑摩擦切向力的弹塑性粗糙表面接触模型<sup>\*</sup>

郭永信 卜达 赵永武

(江南大学机械工程学院, 江苏无锡 214000)

摘要: 基于接触点由弹性变形向弹塑性变形及最终向完全塑性变形的转化过程连续光滑的假设, 提出一种综合考虑弹性变形以及摩擦切向力等因素的弹塑性粗糙表面接触模型。通过分析不同塑性指数以及载荷条件下该模型与ZMC模型以及GW模型预测, 结果表明, 在高塑性指数、小法向接触载荷情况下, 该模型预测的真实接触面积相比ZMC模型偏小, 而相比GW模型预测的真实接触面积偏小, 但是随着法向接触载荷的增加, 该模型预测的真实接触面积迅速增大, 并超过ZMC模型以及GW模型预测结果; 在高塑性指数下, 该模型预测的真实接触面积随切向力小法向接触载荷情况下也超过ZMC模型以及GW模型预测的真实接触面积, 且随着载荷的增加, 真实面积之间的差距也逐渐增大; 随着塑性指数的增加, 该模型预测的真实面积超过GW模型以及ZMC模型预测值的临界载荷迅速减小。

关键词: 粗糙度; 摩擦切向力; 接触面积; 接触模型

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0271-0799(2017) 08-0047-06

## An Elastic-plastic Model Considering Frictional Tangential Stress for the Contact of Rough Surfaces

GUO Yongxin BIAN Da ZHAO Yongwu

(College of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi Jiangsu 214000, China)

Abstract: Based on the assumption that the transitions from elastic, through elastic-plastic, to fully plastic deformation of a contacting asperity is continuous and smooth, a novel elastic-plastic contact model considering the effect of frictional tangential stress was presented. Compared with ZMC and GW models, it is found that the real contact area predicted by the present model is smaller than that predicted by ZMC and GW models at the low plasticity index and contact load. However with the increase of contact load, the real contact area predicted by the present model becomes larger than that predicted by ZMC and GW models. At high plasticity index, the real contact area predicted by the present model is larger than that predicted by ZMC and GW models even at low contact load. The difference of the predicted results based on the three models is increased with the increase of the contact load. The critical contact load that the real contact area predicted by the present model exceeds that predicted by ZMC and GW models is decreased with the increase of plasticity index.

Keywords: rough surface; frictional tangential stress; contact area; contact model

摩擦无论在现实生活还是生产中无处不在, 其中接触面积是摩擦学中比较重要的研究内容之一, 众多学者对于两粗糙面接触进行了大量的研究<sup>[1-3]</sup>。BOVICHEN和TABOR<sup>[4]</sup>、ARCHARD<sup>[5]</sup>先后建

立了塑性变形模型以及弹性变形模型。ARCHARD认为接触表面首先发生塑性变形, 但稳定后主要发生弹性变形, 而且提出了真实接触面积与载荷之间非线性关系, 然而实验结果表明, 上述2个模型不能很好地解释实验现象。GREENWOOD与WILLIAMSON<sup>[6]</sup>首次提出了基于统计分析的弹性接触模型(GW模型), GW模型的高出得到了众多学者的青睐, 得到很大的发展, 但仍然受制于表面微凸体弹性变形的假设。CHANG等<sup>[7]</sup>通过对GW模型的完善, 综合考虑了接触面弹性变形和塑性变形, 提出了CEB模型, 然而无论上述弹性和弹性接触模型都忽略了微凸体的弹塑性变形。ZHAO等<sup>[8]</sup>针对CEB模型的缺陷, 综合考虑了弹性、弹塑性和塑性微凸体变形, 提出了较为完善的接触模型(ZMC模型)。然而, 尽管ZMC模型

\* 国家自然科学基金项目(51273122); 中央高校基本科研业务专项资金项目(JB05210322); 江苏省博士后科学基金项目(16KJ5201); 中国博士后科学基金项目(201501304306)。

收稿日期: 2016-11-08

作者简介: 郭永信(1969-), 男, 博士研究生, 研究方向为摩擦学与先进表面技术。E-mail: gyx@jnu.edu.cn

通讯作者: 赵永武(1962-), 男, 博士, 教授, 研究方向为表面工程。E-mail: zhaoyw@jnu.edu.cn

针对上述模型的缺陷综合考虑了弹性、弹塑性和塑性微凸体变形,然而并未考虑摩擦切向力对真实接触面积的影响。

基于上述研究现状,本文亦提出了一种综合考虑弹塑性变形以及摩擦切向应力等因素的新型接触表面接触模型。通过与 ZMC 模型以及 GJ 模型比较,验证该模型可以更加准确地预测弹塑性微凸体真实接触面积。

## 1 模型建立

新型接触表面接触模型基于以下假设条件建立:

- (1) 接触面的微凸体为球形,高度任意分布且半径相同,均为  $R$ ;
- (2) 微凸体材料特性为各向同性;
- (3) 接触过程中,仅考虑微凸体变形,宏观基底变形不考虑;
- (4) 不考虑微凸体之间相互作用。

这些条件与 ZMC 模型假设基本一致。

经典的接触表面接触理论,将弹塑性表面接触问题转化为一个弹性表面与一个刚性平面的接触问题。基于上述转化,下面首先对单一微凸体与刚性平面接触进行研究。

### 1.1 单一微凸体与刚性平面接触

图 1 为考虑切向作用力下单一微凸体与刚性光滑平面的接触示意图。图 2 为无切向作用力下单一微凸体与刚性光滑平面的接触示意图。图中虚线表示为微凸体初始形状,实线则为变形后的微凸体形状。众多实验结果表明<sup>[10]</sup>,切向力会导致接触面积,相对无切向力的接触面积变大,即:

$$A_c = (1+k)A_0 \quad (1)$$

式中,  $A_c$  和  $A_0$  分别为有切向力及其切向力为零下单一微凸体与刚性光滑平面接触的真实接触面积;  $k$  为切向力面积增长因素。



图 1 考虑切向力作用下单一微凸体与刚性光滑平面接触

Fig. 1 The contact between an asperity and the rigid smooth surface with tangential stress

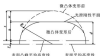


图 2 无切向力作用下单一微凸体与刚性光滑平面接触

Fig. 2 The contact between an asperity and the rigid smooth surface without tangential stress

图 1、2 中  $w$  为微凸体法向变形量, 其与法向载荷有密切关系。当法向载荷增加时,  $w$  相应地增加, 而微凸体也将相应地从弹性变形到变成弹塑性变形, 最终到变成完全塑性变形。

#### 1.1.1 弹性接触

根据 ZHANG 等<sup>[11]</sup>的研究可知, 当  $w < w_c$  时 ( $w_c$  为初始屈服点的临界法向变形量) 微凸体将发生弹性变形, 此时无切向力作用下的真实接触面积  $A_0$  可表示为

$$A_0 = \pi R w \quad (2)$$

$$w_c = \left( \frac{3\pi\alpha R^2}{4E} \right)^{1/3} R \quad (3)$$

式中,  $E$  为综合弹性模量;  $\alpha$  为平均压力系数;  $R$  为微凸体材料的硬度。

$$\frac{1}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (4)$$

式中,  $\nu_1$ 、 $\nu_2$  为两接触物体的泊松比;  $E_1$ 、 $E_2$  为接触物体的弹性模量。

ZHANG 和 CHANG<sup>[12]</sup>综合有限元分析发现, 当考虑摩擦切向力因素时, 不同的摩擦系数  $\mu$  对初始屈服点的临界法向变形量  $w_c$  的产生很大影响。通过对 ZHANG 和 CHANG<sup>[12]</sup> 研究成果进行分析得到不同  $\mu$  下  $w_c$  的表达式:

$$\ln\left(\frac{w_c}{w_{c0}}\right) = 2.80\mu^2 - 6.53\mu + 0.63 \quad (5)$$

即

$$w_c = \gamma_1 w_{c0} \quad (6)$$

式中,  $\gamma_1$  为常数, 且  $\gamma_1 = 10^{2.80\mu^2 - 6.53\mu + 0.63}$ 。

根据 JOHNSON<sup>[13]</sup>、CHANG 和 ZHANG<sup>[12]</sup> 的研究结果,

$$k = \frac{1}{1 + 2\mu(\gamma_1)} \quad (7)$$

CHANG 和 ZHANG<sup>[1]</sup> 研究表明, 当凸凸体变形为弹性变形时, 摩擦切向力对于实际接触面积的影响基本可以忽略, 即  $k=0$ , 因此摩擦切向力作用下的真实接触面积  $A_c$  可表示为

$$A_c = A_c + \alpha R_c \quad (8)$$

### 1.1.2 弹性接触

当  $\sigma = \sigma_c$  时 ( $\sigma_c$  为完全发生塑性变形的临界法向变形量), 凸凸体将发生塑性变形, 文献 [14] 给出了不考虑摩擦切向力时  $\sigma_c$  的具体值:

$$\sigma_c = 10R_c \quad (9)$$

在式 (9) 条件下, 通过对 ZHANG 和 CHANG<sup>[1]</sup> 研究结果分析得到不同  $\mu$  下完全发生塑性变形的法向变形量  $\sigma_c$  的表达式:

$$\ln\left(\frac{\sigma_c}{R_c}\right) = 2.1\mu^2 - 1.7\mu + 1 \quad (10)$$

即

$$\sigma_c = \gamma_1 R_c \quad (11)$$

式中:  $\gamma_1$  为常数, 且  $\gamma_1 = 10^{\mu^2 - 1.7\mu + 1}$ .

ABBOTT 和 FIRESTONE<sup>[15]</sup> 研究表明, 无切向力作用下的真实接触面积  $A_c$  可表示为

$$A_c = 2\alpha R_c \quad (12)$$

在这一阶段,  $k=0$ , 因此切向力作用下的真实接触面积  $A_c$  可表示为

$$A_c = (1+k_1)A_c = (1+k_1)2\alpha R_c \quad (13)$$

### 1.1.3 弹塑性接触

当  $\sigma_c = \sigma < \sigma_c$  时, 凸凸体变形相对复杂, 既有弹性变形又有塑性变形, 即产生弹塑性变形, 此时凸凸体接触面积以及切向力体积增长因素  $k$  与法向变形量之间的关系将极为复杂, 然而当  $\sigma = \sigma_c$  时, 仅距实际接触面积中心下一定深度的微小地方发生塑性变形, 大部分仍然是弹性变形, 根据 ZMC 模型的研究结果推断, 在加载极限的临界点, 接触面积体积是连续变化的, 不应有突变, 由式 (7) 可知切向力体积增长因素也是与  $\sigma$  有关的连续函数, 体积增长因素应该是连续变化, 即在弹性接触与弹塑性接触临界点处, 弹塑性实际接触面积  $A_c = A_c$ , 切向力体积增长因素  $k_1 = k$ , 在弹性接触与弹塑性接触临界点处, 弹塑性实际接触面积  $A_c = A_c$ , 切向力体积增长因素  $k_1 = k$ , 且它们的导数应该相等, 参考 ZHANG 等<sup>[1]</sup> 接触函数  $f(\sigma)$ , 弹塑性接触时不考虑切向力的实际接触面积  $A_c$  以及体积增长因素  $k_1$  可表示为

$$A_c = \alpha k_1 + (k_1 - k_1)f(\sigma) = k_1 f(\sigma) \quad (14)$$

$$A_c = A_c + (A_c - A_c)f(\sigma) = \alpha R_c + (2\alpha R_c - \alpha R_c) \cdot f(\sigma) \quad (15)$$

式中:

$$f(\sigma) = -2\left(\frac{\sigma - \sigma_c}{\sigma_c}\right)^2 + 2\left(\frac{\sigma - \sigma_c}{\sigma_c}\right)^3$$

因此, 考虑切向力的实际接触面积  $A_c$  可表示为

$$A_c = (1+k_1)A_c = (1+k_1)[\alpha R_c + \alpha R_c f(\sigma)] \quad (16)$$

### 1.2 2个粗糙表面接触

假设粗糙峰在接触粗糙面上均匀分布, 峰顶高度按照概率密度函数  $\Psi(x)$  随机分布, 两粗糙面接触可以转化为光滑刚性表面与一个粗糙表面的接触, 具体接触示意图如图 3 所示。

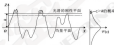


图 3 粗糙面与刚性光滑平面接触

Fig. 3 The contact between rough surface and the rigid smooth surface

如果两平面距离为  $k$ , 则粗糙峰发生接触的概率即是粗糙峰高度大于  $k$  的概率, 即:

$$P(x > k) = \int_k^{\infty} \Psi(x) dx \quad (17)$$

如果名义接触面积内存在  $N_0$  个粗糙峰, 那么当距离为  $k$  时, 发生接触的粗糙峰数目  $n$  可表示为

$$n = N_0 \int_k^{\infty} \Psi(x) dx \quad (18)$$

用名义接触面积  $A_0$  还可以表示为

$$n = \rho A_0 \int_k^{\infty} \Psi(x) dx \quad (19)$$

式中:  $\rho$  为粗糙峰密度。

单一粗糙峰的实际接触面积上面已经给出, 因此所有粗糙峰产生的实际接触面积  $A_c$  可表示为

$$A_c = A_c + A_c + A_c = \rho A_0 \alpha R_c \left\{ \int_k^{\infty} \Psi(x) dx + 2 \int_k^{\infty} (1+k_1) \Psi(x) dx + \int_k^{\infty} (1+k_1 f(\sigma)) \cdot \Psi(x) dx \right\} \quad (20)$$

考虑弹塑性变形的法向接触载荷, ZMC 模型研究已详细给出:

$$F_c = \frac{4}{3} \mu \beta k R E^{*2} \int_{-a}^a u^2 \Psi(x) dx + 2 \mu \beta k R E^* \cdot$$

$$\int_{-a}^a u \Psi(x) dx + \mu \beta k R E^* \int_{-a}^a \left[ 1 - (1 - \eta) \frac{\ln u_0 - \ln u}{\ln u_0 - \ln u_0} \right] u [1 + f(u)] \Psi(x) dx \quad (21)$$

式中:  $\eta$  为平均接触压力系数,  $k$  为综合弹性模量。

## 2 模型简化

为了方便后期模型的计算以及验证, 必须对模型进行简化。在简化之前, 首先介绍 3 种不同粗糙表面的参考平面。一种是由粗糙面表面平均高度构成的参考平面, 还有一种为粗糙面表面微小峰构成的参考平面, 2 种参考平面间存在一定距离  $\gamma_c$ , 后者参考平面做了进给。GW 模型, ZMC 模型以及文中模型都是基于后者参考平面。前者参考平面方便实验测得, 因此对模型进行简化, 需要将参考平面转化为前者为基准。假设粗糙峰高度分布相对于前者基准

$$k' = \frac{k}{k_0} = \mu \beta \left\{ \int_{-a'}^{a'} u^2 \Psi'(x') dx' + 2 \int_{-a'}^{a'} (1 + k_0) u^2 \Psi'(x') dx' + \int_{-a'}^{a'} [1 + k_0 f'(u')] u' [1 + f'(u')] \Psi'(x') dx' \right\} \quad (24)$$

$$F_c' = \frac{F_c}{k_0} = \frac{4}{3} \mu \beta \left( \frac{\mu}{k} \right)^{2\mu} \int_{-a'}^{a'} u^{2\mu} \Psi'(x') dx' + 2 \mu \beta \frac{\mu}{k} \int_{-a'}^{a'} u^{\mu} \Psi'(x') dx' + \mu \beta \frac{\mu}{k} \int_{-a'}^{a'} \left[ 1 - (1 - \eta) \frac{\ln u_0' - \ln u}{\ln u_0' - \ln u_0'} \right] u' [1 + f'(u')] \Psi'(x') dx' \quad (25)$$

$$u' = u - d' + \gamma_c', \quad f'(u') = 2 \left( \frac{u' - u_0'}{u_0' - u_0'} \right)^2 + 3 \left( \frac{u' - u_0'}{u_0' - u_0'} \right)^3, \quad u_0' = \gamma_c' \frac{\mu}{\sigma'}, \quad u_0 = \gamma_c \mu^2, \quad \Psi'(x') = (2\mu)^{-2\mu} (x'/\sigma')^{-2\mu} \exp \left[ \frac{-2(x')^{2\mu}}{2(x'/\sigma')^{2\mu}} \right] \quad (26)$$

## 3 模型分析与验证

根据上述公式时, 当材料参数  $\mu, \sigma, \beta, R, E$  给定时, 由式 (22)、(23) 可确定  $\gamma_c'$ , 式 (26) 确定  $u_0', u_0'$ , 当确定上述参数时, 由式 (25) 可以确定  $F_c'$  与  $d'$  关系, 由式 (24) 可以确定  $k'$  与  $d'$  关系, 对于给定的  $F_c'$ , 可以确定唯一的  $d'$ , 当  $d'$  确定时, 可以得到唯一的  $k'$ , 因此可以确定  $k'$  与  $F_c'$  关系。

为了更直观地分析验证模型, 并且与 ZMC 模型以及 GW 模型相比, 假设接触物体为两刚体, 两刚体表面材料特性<sup>[14]</sup>如下:  $E_1 = E_2 = 2.40 \times 10^5 \text{ Pa}$ ,  $\nu_1 = \nu_2 = 0.29$ ,  $\beta = 1.96 \times 10^3 \text{ Pa}$ , 平均接触系数  $\eta = 0.6$ , 表面粗糙度 2 个参数  $\mu, \sigma$  由 N600 等试块测得数据确定<sup>[14]</sup>, 2 个参数具体情况如表 1 所示。

的标准偏差和表面距离为  $\sigma$  和  $d$ , 相对于后者基准的标准偏差和表面距离为  $\sigma'$  和  $k$ , 两者之间存在以下关系<sup>[14]</sup>:

$$d = k + \gamma_c, \quad \gamma_c = \frac{4\mu}{(\mu\beta)^{1/2}}, \quad \beta = \frac{0.896 E}{1 - \left( \frac{\sigma}{\sigma'} \right)^2}$$

$$\frac{\sigma'}{\sigma} = \left( 1 - \frac{3.717 \times 10^{-4}}{(\mu\beta)^2} \right)^{1/2} \quad (22)$$

式中:  $\beta$  为标准表面形貌特性的一个中间参数。

分别用  $\sigma, A, R$  和  $k_0$  归无量纲, 接触面积和接触载荷进行简化,  $k$  为综合弹性模量, 结果可表示为

$$u' = \frac{u}{\sigma'}, \quad d' = \frac{d}{\sigma'}, \quad d' = \frac{d}{\sigma'}, \quad u_0' = \frac{u_0}{\sigma'}, \quad u_0' = \frac{u_0}{\sigma'}, \quad \gamma_c' = \frac{\gamma_c}{\sigma'} \quad (23)$$

表 1 不同粗糙度的表面参数

Table 1 Surface topographical parameters and plasticity indices

No.	$\sigma/\beta$	$\mu$	Plasticity index
1	0.000 040 0	0.003 9	0.7
2	0.000 302 0	0.001 4	1.0
3	0.000 637 0	0.007 6	1.5
4	0.001 040 0	0.004 1	2.0
5	0.001 720 0	0.008 1	2.5

图 4 给出了不同塑性指数下  $k'$  与  $F_c'$  关系, 为了便于计算, 摩擦因数  $\mu$  取值为 0.6, 塑性变形条件下切向力体积增长因素  $k_0 = 0.4^{1/2}$ , 从图 4 (a) 可以看出, 当塑性指数较小时, 文中模型预测的  $k'$

在  $F_c^*$  很小时, 相比 ZMC 模型以及 GW 模型预测值都小。这是由于当塑性指数很小, 且力都很小的时候, 多数微凸体仍处于弹性变形阶段, 切向力引起的面积变化也不是很大; 其次摩擦切向力作用下, 微凸体进入弹性变形以及弹性变形的  $\mu$  减小, 这将导致一些微凸体相比未考虑切向力的微凸体提前进入弹性、塑性变形状态, 而当微凸体进入弹性变形状态时, 将通过增加弹性变形的面积抵抗正压力, 这段时间压入深度将维持基本不变, 当进入完全塑性状态时, 压入深度才进一步变化。

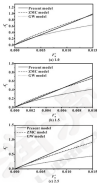


图4 不同塑性指数下  $A_r^*$  与  $F_c^*$  关系

Fig.4 The relation between  $A_r^*$  and  $F_c^*$  with different plasticity indices

因此新模型预测的  $d^*$  比 GW 模型预测的  $d^*$  值偏大, 如图5所示。压入深度  $w$  个, 因此新模型预测的  $A_r^*$  在  $F_c^*$  很小时比 ZMC 模型以及 GW 模型预测值都小, 但是随着  $F_c^*$  增大, 更多的微凸体开始进入弹性、塑性阶段时, 切向力对面积作用开始增大, 新模型预测的面积将超过 ZMC 模型以及 GW 模型预

测值。这一点在图4(a)、(b)中可以明显地看出。当塑性指数为1.5,  $F_c^*$  为  $1 \times 10^{-4}$  时, 新模型、ZMC 模型以及 GW 模型预测的  $A_r^*$  为0.72、0.65 和0.46, 可以看出新模型预测结果相比 GW 模型以及 ZMC 模型分别大了25.6%和10.8%。从图4(c)可以看出, 当塑性指数比较大时, 在很小的  $F_c^*$  时, 新模型预测的  $A_r^*$  与 ZMC 模型相差不多, 且比 GW 模型的大, 当  $F_c^*$  增加时, 新模型预测的  $A_r^*$  与 ZMC 模型以及 GW 模型预测值相差越来越大。从图4还可以看出, 随着塑性指数的增加, 新模型预测的真实面积超过 GW 模型以及 ZMC 模型预测值的临界载荷逐渐减小, 因为随着塑性指数的增加, 更多的微凸体进入弹性变形阶段, 切向力引起的面积变形也变得明显。除此以外, 随着  $F_c^*$  的增加, 新模型预测的  $A_r^*$  与 ZMC 模型以及 GW 模型的差值也越来越大。

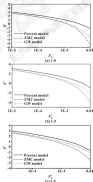


图5 不同塑性指数下  $d^*$  与  $F_c^*$  关系

Fig.5 The relation between  $d^*$  and  $F_c^*$  with different plasticity indices

#### 4 结论

建立一种综合考虑弹性变形以及摩擦切向力等

因素的连续的新型粗糙表面接触模型。研究结果表明:

(1) 在粘弹性指数,小法向接触载荷情况下,新模型预测的真实接触面积相比 ZMC 模型偏小,甚至比 GW 模型预测的真实接触面积偏小;

(2) 在粘弹性情况下,随着法向接触载荷的增加,新模型预测的真实接触面积逐渐增加,最终预测的真实接触面积超过 ZMC 模型和 GW 模型;

(3) 当高弹性指数时,新模型预测的真实接触面积即使在小法向接触载荷情况下也相比 ZMC 模型以及 GW 模型预测的真实接触面积大,且随着载荷的增加,真实面积之间的差距也逐渐增大;

(4) 随着弹性指数的增加,新模型预测的真实面积超过 GW 模型以及 ZMC 模型预测前的临界载荷逐渐减小。

### 参考文献

- [1] 丁克明,严知奇,周永磊.基于流体力学的粗糙表面分析接触模型构建与分析[J].摩擦学报,2014,34(4):340-347.
- DING K M, YAN Z Q, ZHOU Y L. Construction and analysis of fluid contact mechanics model for rough surface based on flow length[J]. Tribology, 2014, 34(4): 340-347.
- [2] 魏龙, 魏蔚, 马飞. 粗糙表面接触模型的研究进展[J]. 润滑与密封, 2009, 34(7): 112-117.
- WEI L, WEI W, MA F. Progress of study on contact model of rough surface[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 112-117.
- [3] 李超, 王东. 一种改进的粗糙表面高弹塑性接触解析模型[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(11): 119-121.
- LI C, WANG W. An improved analytical model for normal elastic-plastic contact of rough surface[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(11): 119-121.
- [4] BOWDEN F P, TABER D. Friction and lubrication of solids[M]. Cambridge: Oxford University Press, 1984.
- [5] ABBOTT J F. Elastic deformation and the laws of friction[J]. Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1957, 243, 196-209.

- [6] GREENWOOD J A, WILLIAMS J R F. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1966, 295, 300-314.
- [7] CHANG W R, JOHNSON J, BUSBY D R. An elastic-plastic model for the contact of rough surface[J]. ASME Journal of Tribology, 1987, 109(2): 297-300.
- [8] ZHANG Y H, MARITTA D M, CHANG L. An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 2006, 128(1): 88-93.
- [9] THOMAS D. Junction growth in stick-slip friction: the role of combined stresses and surface contamination[J]. Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1989, 244, 378-395.
- [10] JOHNSON K L. Contact mechanics[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [11] JOHNSON K, CHENG L. Effects of friction on the contact and detachment behavior in sliding cavity contacts[J]. Tribology Transactions, 2009, 52(2): 314-321.
- [12] JOHNSON K L. Deformation of a plastic wedge by a rigid flat bar under the action of a tangential force[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 1968, 16(4): 393-402.
- [13] CHANG L, ZHANG W. A mathematical model for frictional elastic-plastic asperity-on-flat contacts at sliding inception[J]. Journal of Applied Mechanics, 2007, 74(1): 107-108.
- [14] 赵永武, 吕志明, 葛建忠. 新的粗糙表面弹塑性接触模型[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3): 99-100.
- ZHAO Y W, LYU Z M, GE J Z. New elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(3): 99-100.
- [15] ABBOTT J F, FRIEDLBERG F A. Specifying surface quality—a method based on accurate measurement and comparison[J]. Mechanical Engineers, 1943, 35, 567-571.
- [16] BECKER J J. Predicting microstructure in crystals via a micromechanics model[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 1996, 118, 385-388.
- [17] NIKEI K A, HALLING J. The normal approach between rough flat surfaces in contact[J]. Wear, 1979, 52(1), 81-95.

## 第二届“青年高端论坛摩擦与润滑”成功举办

2017年7月18日至2017年7月24日,第二届“青年高端论坛·摩擦与润滑”在江西省九江高端装备与智能制造产业园顺利召开。本次论坛由中国机械工程学会、中国机械工程学学会摩擦学分会、中国机械工程学会摩擦学分会青年工作委员会、清华大学天津高端装备研究院和通标标准技术服务有限公司主办,江西省九江庐山区人民政府和九江新研科技产业有限公司协办,润研检测(天津)有限公司承办,中国科学院院士、清华大学机械工程学院院长、清华大学天津高端装备研究院院长康建斌院士作为特约嘉宾参与了此次论坛,为青年学者和参会嘉宾作了一场精彩的报告。江西省九江庐山区区委书记刘军玉、区长孙长贵、副区长陈晶、中国机械工程学会摩擦学分会青年工作委员会全体委员、清华大学天津高端装备研究院院长康建斌、通标标准技术服务有限公司中国区石化部事业部总经理黄文强,以及摩擦与润滑领域内的高校和科研机构专家与教师、行业和企业专家等 100 余人在现场参加了本次论坛。



DOI: 10.3969/j.issn.0271-9122.2017.08.006

## 钽表面划痕过程声发射特性<sup>\*</sup>

冯超 何永刚

(清华大学摩擦学国家重点实验室 北京 100084)

收稿日期: 2017-05-15

摘要: 以集成电路阻挡层材料钽为对象, 研究其在表面划痕过程中的声发射特性, 初步探索材料去除机制, 分析制痕参数对声发射特性的影响, 为采用声发射技术监测材料去除过程提供依据。结果显示, 在制痕过程中, 制痕仪沿钽表面做塑性流动, 形成深浅起伏的沟槽, 并产生连续型声发射信号; 随着制痕速度增加, 信号强度增高, 包络线更宽更陡, 冲击性更强, 而中心频率先升高、后稳定甚至降低; 随着制痕载荷增加, 信号增强, 冲击性更明显更宽更陡, 制痕表面制痕过程可以用声发射表征。

关键词: 钽; 制痕; 声发射; 材料去除机制

中图分类号: TB139; TB137.1 文献标志码: A 文章编号: 0271-9122(2017)08-0020-06

网络出版时间: 2017-07-11 16:02:00

## Acoustic Emission Characteristics of Scratch Process on Tantalum Surface

FENG Chao HE Yonggang

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

Abstract: Tantalum, a kind of material used as barrier layer in integrated circuits, was selected to study the acoustic emission characteristics during the scratch process on its surface. The material removal mechanism was preliminarily explored, and the effects of scratch parameters on acoustic emission characteristics were analyzed to provide support for monitoring material removal process based on acoustic emission. The results show that during the scratch process, plunging alternates with plastic flow, a groove with fluctuating depth is formed, and continuous acoustic emission signal is generated. With the rise of scratch velocity, the signal intensity is increased, the signal envelope fluctuates more drastically, and the signal shows stronger impulsiveness, while the median frequency is increased in the beginning, then stays stable or even drops. With the rise of scratch load, the signal becomes stronger, and the impulsiveness varies with the law of positive correlation. The scratch process on tantalum surface can be characterized by acoustic emission.

Keywords: tantalum; scratch; acoustic emission; material removal mechanism

材料内部缺陷由于塑性变形、断裂<sup>[1]</sup>等原因造成应力场畸变, 进而产生瞬态弹性波的现象称为声发射(AE), AE对材料损伤的高敏感性, 以及基于摩擦接触机械噪声干扰的高鲁棒性, 使其在机械加工, 如车削<sup>[2]</sup>、铣削<sup>[3]</sup>、磨削<sup>[4]</sup>等的在线检测领域被广泛研究。在超精密加工中, 材料去除量极微, 超声传统检测手段的检测能力, 声发射技术凭借其高灵敏度的特性优势突出, 如化学机械抛光(CMP), TANG等<sup>[5]</sup>实验研究发现AE信号的RMS峰值和制痕事件之间存在对应关系, 采用声发射技术可实现制痕的在线检测; IJKE等<sup>[6]</sup>通过实验对应用声发射技术进行精密抛光终点检测的可行性问题作了分析, 但是集

成电路主要的阻挡层材料, 制痕尤其是集成电路制造工艺中的重要工序, 制痕的实质是晶圆表面材料微纳尺度的去除过程<sup>[7]</sup>。为了深入探索钽表面材料的去除机制, 本文作者运用声发射技术, 研究钽表面制痕过程的声发射特性, 探究钽表面材料去除的声发射表征方法。此外, 制痕向制痕过渡的终点检测是制痕中的关键环节, 文献[8]虽然对此问题有过分析, 但是选用的表征参数过于单一, 而且文献[7]已经探讨了制痕材料去除的声发射表征方法, 凸显了对钽表面制痕研究的必要性, 从而为钽表面材料的去除机制研究和基于声发射的材料去除过程监测奠定基础。

### 1 实验设备与方案

#### 1.1 实验设备

制痕实验在美国GEIL公司的UMT-3可控环境摩擦磨损仪上进行, 使用线性工作台, 工作台上缠绕缠绕有自制的刀具, 样品固定于其上, 表面通过耦合剂与AE传感器耦合, 如图1所示, 图中压头取自

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51275260)。

通信日期: 2016-08-23

作者简介: 冯超(1989—), 男, 硕士研究生, 研究方向为材料摩擦接触声发射行为。Email: fengchao@tsinghua.edu.cn

上海豪迈金刚石工具有限公司, 为连续金刚石圆锥钻头, 圆锥角  $120^\circ$ , 尖端球面半径  $0.2 \text{ mm}$ 。



图1 划痕实验示意图

Fig. 1 Diagram of the scratch test

产发发射检测和数据采集系统由美国物理声学公司的 815 型 AE 传感器, 2/4 型前置放大器, 北京产华兴业科技有限公司的 SAH32 型数据采集卡和计算机组成, 2/4 型放大器放大倍数有 20、40、60 和 7 档可选, 划痕实验中选用 40 档档, 设定采样率为  $2 \text{ MHz}$ , 软件滤除  $20 \text{ kHz}$  以下的低频噪声, 信号一旦超过软件门限就触发采集卡在连续采集 110 056 个, 即  $65.528 \text{ ms}$  的数据。

实验样品是从北京中企金刚石材料科技有限公司购买的切片, 规格  $60 \text{ mm} \times 60 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ , 依次通过  $500^\circ$ 、 $800^\circ$ 、 $1\ 000^\circ$ 、 $1\ 200^\circ$ 、 $1\ 600^\circ$ 、 $4\ 000^\circ$  的砂纸和抛光液抛光, 去除表面的切削痕迹, 最终表面粗糙度约为  $0.08 \mu\text{m}$ 。

### 1.2 实验方案

① 选定载荷 5、6、8 N, 在各个载荷下分别进行速度为 0.5、1、2、3、4、6、8、10、12、15  $\text{mm/s}$  的长度为  $2 \text{ mm}$  的划痕实验, 用 6 个样品重复 4 次实验, 以消除偶然误差, 提高结果的可靠性。

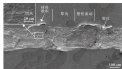
② 测定背景噪声, 除压头不在样品表面划痕以外, 其他条件和实验中一样, 噪声幅值基本在  $1.5 \text{ mV}$  ( $23.5 \mu\text{m}$ ) 以内, 因此, 软件门限设置为  $20 \mu\text{m}$ , 留有一定的裕量, 防止噪声触发采集卡采样。

## 2 实验结果

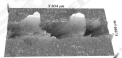
### 2.1 划痕形貌

借助扫描电子显微镜和白光干涉三维形貌仪观测形貌, 见图 2, 划痕方向自右向左, 由图 2 (b) 可知, 在一次划痕中, 沟槽深浅交替变化, 根据图 2 (a), 材料经历了严重的磨损, 标注“犁沟”的一

段, 深度较深, 两侧无材料堆积, 从沟槽内去除的材料被压头推向右侧转移, 与犁沟的特点吻合, 间隔开“犁沟”段的是“塑性流动”段, 深度较浅, 沟槽两侧堆积有大量材料, 此处发生了塑性变形, 除此以外, 沟槽内段还清晰可见, 间距广泛分布, 推测是因为随着带束的材料剥离所致。



(a) SEM 形貌



(b) 白光干涉形貌

图2 沟槽形貌 (6 N, 12  $\text{mm/s}$ )

Fig. 2 Groove topography (6 N, 12  $\text{mm/s}$ ) (a) SEM image; (b) white-light interferogram

### 2.2 产发特征信号

划痕产生的连续型 AE 信号, 低速和高速度条件下的信号在时域内有明显的差异, 如图 3 所示, 在 6 N 载荷下, 对比速度 1 和  $10 \text{ mm/s}$  时的信号, 前者的包络整体平缓, 而后者的包络波动显著, 在另 2 个载荷下也存在这种现象, 划痕速度的提高会使得信号的包络起伏加剧。

速度为 1 和  $10 \text{ mm/s}$  两段信号的新信号示于图 4 中, 可见, 划痕速度为 1 和  $10 \text{ mm/s}$  时的产发发射信号频率结构基本一样, 都在  $125 \text{ kHz}$  附近达到峰值, 说明这 2 个速度下划痕的产发发射机制相同, 图 4 (b) 中各个频率点处的幅值普遍较图 4 (a) 中的要高, 这仅仅是以  $10 \text{ mm/s}$  的速度划痕时信号更强的缘故。

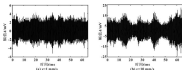


图3 AE信号时域波形 (a) 10

Fig. 3 Waveforms of the AE signal (a) 10

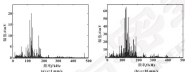


图4 AE信号频谱图 (a) 10

Fig. 4 Frequency spectrum of the AE signal (a) 10

## 3 结果分析

### 3.1 初始刻痕过程

由刻痕形成的形貌可以分析其刻痕过程, 图5绘

出了刻痕过程示意图。

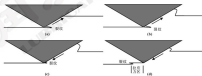


图5 刻痕过程示意图

Fig. 5 Diagram of the scratch process

刻痕开始阶段, 全周在压头犁沟深度逐渐加深, 随着犁沟的进行, 压头前方堆积的材料越来越多, 如图5(b)所示, 阻力也越来越大, 压头与前方材料的挤压点增加, 向前犁沟受阻, 在压头的挤压下,

前方堆积的材料向两侧和后方流动, 如图5(c) (图中仅示意性地画出了材料向后部的流动), 向两侧流动的材料最终附着在压头堆积, 高出样品表面, 而后向后方流动的材料将垫高压头, 多见图

5 (d), 致使其压入深度变浅。在此阶段, 压头划过材料内部存在拉应力, 材料发生弹、塑性变形。一旦应力超过材料的强度极限, 将造成材料撕裂。例如图 2 (a) 中标出的区域。当压头前方堆积大量的材料流动到沟槽两侧和底部之后, 切削的阻力降低, 压头速度变高, 压入深度变深, 回到图 5 (a) 表示的状态, 前方又开始有材料堆积。在整个过程中, 压头压入深度的变化导致在切削方向上沟槽有深有浅。此外, 钢和金刚在压头组成的摩擦副材料一软一硬, 切削时生成的高温层使颗粒堆积到压头上, 在硬而薄层力的作用下, 颗粒处的磨屑被磨掉, 向压头上过移, 产生显著磨痕, 形成图 2 (a) 中的凹痕。

比较沟槽内材料撕裂的位置, 发现其具有规律性: 撕裂都发生在犁沟向塑性流动过渡的位置。在压

头犁沟的过程中, 前方材料在切向上的微观结构被破坏, 裂纹萌生, 材料沿着图 5 (a) 中圆头的方向流动。当达到图 5 (e) 中材料堆积过多, 压头难以继续犁沟的情况时, 处于挤压作用下的材料内部仍会萌生细小的裂纹。在压头被抬高, 底部材料产生弹、塑性变形后, 图 5 (d) 中标出的区域是拉应力区。在拉应力的影响下, 初始裂纹容易引发应力集中, 导致裂纹扩展, 使拉应力区应力松弛, 不会再形成裂纹。因此, 沟槽内材料撕裂的位置较为一致。

### 1.2 频率参数的影响

图 6 (a) 显示了 AE 信号幅值随切削速度变化的规律。在各个载荷下, 信号幅值均随着切削速度加快而上升; 载荷为 5 N 时的信号幅值相较于 4 和 8 N 时的为低, 而后 2 种载荷下的信号幅值相当。

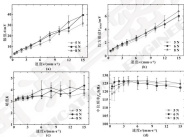


图6 AE信号特征参数

Fig.6 Characteristics parameters of the AE signal

不同切削载荷和速度下的 AE 信号 RMS 值如图 6 (b) 所示, 无论载荷大小, 信号 RMS 值都随着切削速度加快呈规律性递增的趋势。对比载荷为 5 和 8 N 时的信号 RMS 值, 在所有速度下, 前者都变小了后者; 以 8 mm/s 为界, 速度低于 8 mm/s 时, 8 N 载荷下的信号 RMS 值是 5 N 时的值, 而速度高于 8 mm/s 时, 8 N 载荷下的信号 RMS 值则接近 5 N 时的值。

的变化规律可以看出, 低速 ( $\leq 4$  mm/s) 时的信号幅值随速度的提高而缓慢增长, 并且低于高速 ( $> 4$  mm/s) 时的幅值, 后者波动幅度较大。信号幅值和载荷之间具有正相关性, 载荷越大, 幅值值相可也越高。

依据不同切削载荷和速度下 AE 信号的中位频率如图 6 (c), 当载荷为 5 和 8 N 时, 中位频率在切削速度不高于 4 mm/s 的范围内随速度提高迅速上升, 此后基本稳定, 略有下降。在 8 N 载荷下, 切削速度

图 6 (c) 所示的切削实验中 AE 信号中位

较慢时,中位频率保持在较高水平,之后明显降低。

已有文献指出,材料在切削导致的塑性变形过程中,随着切削方向、位错密度高低循环变化,位错密度高时,可动位错密度和声发射强度较弱;位错密度低时,可动位错密度和声发射强度较高<sup>[4]</sup>。切削时存在塑性变形,因而位错密度变化会引起声发射强度改变。于是信号包络有波动现象。

至于切削速度高带来信号包络起伏加剧的问题,可以这样解释,切削速度高时,位错运动快,脆变形速率高,声发射强。而当刀头前方位错密度很高时,无论速度高低,位错运动都受到“位错墙”的阻碍<sup>[4]</sup>,脆变形速率都很低,声发射都很弱。所以高速切削时,声发射强度的变化更显著,信号包络起伏更剧烈。另外,切削速度低时,声发射及其信号弱,受背景噪声的影响大,比如载荷为4 N,速度1 mm/s时,某频段背景噪声的信号峰值几乎不超过4 mV,然而噪声峰值已达约1.5 mV,因为背景噪声比较平稳,所以低速时,信号的波动性会被削弱,包络起伏也就不如高速时明显。

切削时伴随着材料的塑性变形,金属率率列本德<sup>[4]</sup>认为切削时,塑性变形造成的AE信号强度与材料变形体积的增长速率有关,增长速率越快,信号强度越高。切削速度升高,单位时间内的材料变形体积增大;载荷增加,压头压入深度变深,单位时间内的材料变形体积也增大。于是材料变形体积的增长速率加快,AE信号增强。随同AE信号强度的幅值和RMS值便呈现如图4(a)、(b)中的规律。

根据前述的特性,信号越具有冲击性,幅值越大。由于AE信号的包络在切削速度提高时起伏加剧,冲击性逐渐显现,故幅值会增大。至于信号幅值和切削载荷之间的正相关性,也是因为载荷增加会使信号更具冲击性,从而间接影响幅值。载荷增加,压头压入得更深,塑性变形时,运动位错的数量增多,声发射增强;而在受到“位错墙”的阻碍时,和小载荷下的情况一样,位错也得以穿过“位错墙”继续运动,此时声发射弱。可见,声发射强度的变化在大载荷下更明显,故而信号包络更加起伏,冲击性增强,幅值也随之增长,如图4(a)所示。

位错运动的速度决定了AE信号的频率,高速运动的位错能发出高频率的AE信号,否则反之,切削低速,位错加速运动,所以AE信号频率上升,如图4(d)中表现为在中低速范围内,中位频率随切削速度提升逐步增高,切削进一步提速,摩擦热则引发的热量速率越成为一个不可忽视的因素,大量的热使得材料局部升温,进而使材料性能改变<sup>[36-41]</sup>,材料在

高温下会软化,因而导致性能的提升会减缓,AE信号频率也就相应地下降。当发热的作用效率抵消甚至超过位错加速运动的作用效率时,中位频率即稳定甚至回落,如图4(d)中3条曲线中的中高速段。

#### 4 结论

(1) 粗在切削过程中交替发生取向和塑性流动,造成高弹低残循环变化,并且在取向向塑性流动过渡的位置出现裂纹。

(2) 切削时产生连续脆变声发射信号,切削速度提高,信号强度增大;包络起伏加剧,冲击性趋于显著;中位频率无变化,但由于局部高温的影响保持稳定甚至回落。此外,声发射信号随切削载荷的增加而增强;冲击性与载荷之间存在着正相关关系。

#### 参考文献

- [1] 李延明,高松林,李海强.声发射检测信号处理[M].北京:科学出版社,2006.
- [2] BLUM T, INAHMI L A. Study on acoustic emission from the orthogonal cutting process[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1996, 118(2): 204-211.
- [3] MARENCO J, ANTON D A. Acousto-optic acoustic emission based monitoring technique in turning multiple work surface and functions in milling with multiple tools cutting simultaneously[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, 2009, 49(1): 89-95.
- [4] DE OLIVEIRA J F C, JOHNFIELD D A. Application of AE constant counting in reliable grinding monitoring[J]. *CBP Acoustic Manufacturing Technology*, 2001, 56(1): 217-220.
- [5] TANG J, JOHNFIELD D, PANJELIC S L, et al. In-process detection of micro-cracking during CBN using acoustic emission sensing technology[J]. *Journal of Electronic Materials*, 1998, 27(10): 1099-1105.
- [6] DEB D K, BHANU S, VALENTE C M D, et al. Precision manufacturing process monitoring with acoustic emission[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2006, 46(2): 176-186.
- [7] 俞前强,刘永亮.粗齿面切削过程声发射特性[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(2): 89-92.
- [8] YU Q C, HE T Y. Acoustic emission characteristics of scratch process on copper surface[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(2): 89-92.
- [9] 俞前强.材料表面微裂纹检测与去除的声发射特性及表征[D].北京:清华大学,2014.
- [10] ZHOU W, HE T, LI X. Acoustic emission in scratch process of metals[J]. *Insight Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, 2013, 55(11): 635-642.
- [11] ZHOU W, HE T, LI X. Scratch deformation mechanism of copper based on acoustic emission[J]. *Insight Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, 2014, 56(1): 256-261.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1076.2017.08.008

## 电压对碳滑板磨损性能和温升的影响<sup>\*</sup>

黄海<sup>1</sup> 武云龙<sup>1</sup> 阎硕<sup>1</sup> 陈光雄<sup>2</sup> 高国强<sup>2</sup> 吴广宇<sup>2</sup>

(1. 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;  
2. 西南交通大学电气工程学院 四川成都 610031)

摘要: 在受电弓-接触网高速滑动摩擦试验台上试验研究额定电流及不同电压下, 纯碳滑板与铜铝合金接触线高速滑动摩擦时, 接触压力和相对滑动速度对纯碳滑板磨损性能和温升的影响。试验结果表明, 随着试验电压的增加, 弓网间的电弧放电现象更加明显, 燃弧时间变长, 燃弧中先会随增大引起了干摩擦, 纯碳滑板的磨损率与温度表测点正温度相关性, 分析纯碳滑板磨损后的形貌可知, 随着试验电压的增加, 纯碳滑板的磨损先以机械磨为主, 然后转变为以电弧烧蚀和氧化磨损为主; 纯碳滑板表面电弧烧蚀随电压分布较为均匀, 使烧蚀面积增大。

关键词: 电压; 磨损; 温升; 碳滑板

中图分类号: TB117 文献标志码: A 文章编号: 0274-1076(2017)08-0025-06

## Effect of Voltage on Wear Behavior and Temperature Rise of a Pantograph Carbon Strip

HUANG Hai<sup>1</sup> WU Yunlong<sup>1</sup> YAN Shuo<sup>1</sup> CHEN Guangxiong<sup>2</sup>  
GAO Guoqiang<sup>2</sup> WU Guangyu<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Technology Research Institute, Southwest Jiaotong University, Chengde Sichuan 610031, China; 2. School of Electrical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengde Sichuan 610031, China)

**Abstract:** A series of experimental tests were carried out to investigate the wear behavior and temperature rise of a pure carbon strip rubbing against a Cu-Ag alloy contact wire on a high-speed electric sliding test machine of the pantograph-catenary system under constant electric current and different voltage parameters. The experimental results show that with the increasing of the experimental voltage, arc discharge phenomenon between pantograph and catenary is more obvious, its time of duration becomes longer, and the wear rate is increased sharply first and then keeps stable gradually. The wear rate of the pure carbon strip is correlated with the surface temperature of the pure carbon strip. A SEM observation of the wear surface of pure carbon strip indicates that, with the increasing of the experimental voltage, the wear mechanism of the carbon strip is changed from a mechanical wear to arc erosion and oxidative wear, the arc ablation pit on the surface is increased and distributed uniformly on the whole wear, and the ablation area becomes larger.

**Keywords:** voltage; wear; temperature rise; carbon strip

随着电气化铁路的不断普及和线路速度的提升, 城市轨道交通系统稳定性和安全性的要求也随之提高。弓网滑动受流系统是列车供电系统中的关键部件, 提高弓网滑动受流的稳定性是实现列车提速的关键技术

之一。受电弓与碳滑板是一对运行在高压大电流和重力场、磁场等多物理场的复杂环境下的滑动摩擦副<sup>[1]</sup>, 在高电压以及多重热点的作用下<sup>[2]</sup>, 受电弓与碳滑板间会产生电弧放电和高温升等故障经过电压, 使得弓网系统受流质量下降<sup>[3]</sup>; 同时, 大电压增强了电弧放电的能量, 加剧了接触线碳滑板的磨蚀, 大大降低了列车的运行安全期和弓网系统的使用寿命, 严重时会造成列车中途停车、供电系统跳闸等安全事故<sup>[4]</sup>。

此外, 现有的关于受电弓与碳滑板的大多数试验研究都处于低电压(500 V以下)情况下, 对高电压下受电弓与碳滑板性能的试验研究不多, 本文作者对

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(112251202)。

收稿日期: 2016-01-11

作者简介: 黄海(1989-), 男, 硕士研究生, 研究方向为弓网接触网摩擦副。E-mail: huanghai183.com

通信作者: 陈光雄(1962-), 男, 博士, 教授, 研究方向为城市轨道交通摩擦副、摩擦传动和噪声、电机故障。E-mail: chen\_guangxiong@163.com

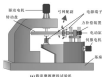
自主研制的准完全比例的受电弓/接触网高速直流牵引磨擦试验机进行了改造和优化,并研究额定电流下不同电压对弓网系统的纯碳磨擦磨损性能和碳磨擦温升的影响。

## 1 试验部分

### 1.1 试验设备及材料

试验在环-块式受电弓-接触网高速直流牵引磨擦试验机上进行,试验机设置了接触线的“之”字

形运动,用来模拟实际接触线的拉出值。试验机结构简图如图1(a)所示,主要包括底座、交频电机、磨板夹具、转盘等构成。试验系统主要包括试验电源(最大功率为150 kW)、试验机、控制台、数据采集系统。纯碳磨板与接触线通过该方向形成了环-块式磨擦耦合接触副,如图1(b)所示。纯碳磨板与接触线均取自于目前电气化铁路上正在服役的受电弓和接触网导线。试验的数据采集系统如图2所示。



(a) 直流牵引磨擦试验机



(b) 摩擦副接触线碳条

图1 试验机结构简图

Fig.1 Diagrams of test system (a) electric shilling test machinery, (b) friction pairs of carbon strip and contact line

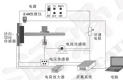


图2 试验数据采集系统

Fig.2 Data collector system

### 1.2 试验参数

试验电源有4个不同档位,分别是7、500、1 000、2 000 V,试验电压在每个档位下连续可调。试验额定电流( $I_N=1000$  A)不变,转盘最大功率为50 kW的交频电机的驱动下,使得弓网间的相对滑动速度可以在30~600 km/h内连续可调;弓网间的接触压力在电动气缸的驱动下,可以实现10~300 N内连续可调;试验机可以设置接触线“之”字形运动来模拟受电弓的拉出值,可以实现碳磨板拉出值的幅值在0~35 mm范围内可调,纯碳磨板的往复滑动频率在0.3~2.0

Hz之间连续可调。试验参数如表1所示。

表1 试验参数

Table 1 Test parameters

物理量	参数范围
接触线材料 $\rho_c/\%$	60, 80, 100, 120
相对滑动速度 $v/(km \cdot h^{-1})$	30, 100, 200, 300
接触电压 $U/V$	0, 50, 100, 500
接触电流 $I/A$	1000
额定值 $I_N/mm$	50
往复频率 $\rho/Hz$	0.3

### 1.3 磨板磨擦率和温升的测量

设定每种工况下纯碳磨板与接触线的相对滑动距离均为定值( $S=200$  km),且每种工况分别重复3次试验,使用精度为0.000 1 g的电子天平称取试验前后的纯碳磨板的质量,其差值为不同工况下的纯碳磨板的磨擦质量 $\Delta m$ ,并重复3次试验取平均值。纯碳磨板的密度 $\rho=1.668$  g/cm<sup>3</sup>,其磨擦率计算公式 $w = \frac{\Delta m}{\rho S}$ ,试验中采用FLA-K60红外热像仪实时记录纯碳磨板的温升情况,其温度测量范围为-20~650 ℃,精度为±2%,测量距离 $L=5$  m,采样频率为20 Hz,图3示出了FLA-K60红外热像仪实时测量纯碳磨板与接触线配副的温度场的工作界面。

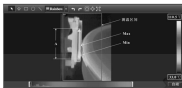


图3 接触面温度场

Fig. 3 The temperature field of the contact surface of the carbon pile

## 2 结果与讨论

### 2.1 电压对碳刷磨损速率的影响

纯碳刷板与接触线滑动过程中,纯碳刷板会在机械摩擦和电弧烧蚀的作用下产生磨蚀。与纯机械磨蚀不同,载流情况下纯碳刷板与接触线间会产生电弧放电使接触区的温度急剧升高,导致材料表面氧化、熔化和汽化,从而加剧了纯碳刷板的磨蚀。研究表明,电弧放电和热磨蚀被认为是导致碳刷板磨损磨蚀的最主要的2个原因<sup>[1]</sup>。由图4可知,当电路不载流( $I=0$ )时,纯碳刷板的磨蚀率约为 $0.224 \text{ mm}^3/\text{km}$ ,远小于电压( $U=667 \text{ V}$ )情况下的磨蚀率 $7.936 \text{ mm}^3/\text{km}$ ,载流情况下的最大磨蚀率约为不载流时的36倍。随着线路电压的增大,纯碳刷板的磨蚀率也随之增大。电压为 $3.5$ 和 $167 \text{ V}$ 时,纯碳刷板的磨蚀率比电压为 $0$ 时有明显的上升,随着电压继续增大,纯碳刷板的磨蚀率也继续增大,但增大的趋势趋于平缓。

图4 碳刷板的磨蚀率与电压的关系 ( $P_c=100 \text{ N}$ ,  $v=150 \text{ km/h}$ )Fig. 4 Variation of the wear rate of carbon strip with voltage ( $P_c=100 \text{ N}$ ,  $v=150 \text{ km/h}$ )

### 2.2 电压对碳刷板温升的影响

与传统的纯机械滑动磨蚀不同,弓网系统载流滑

动过程中会产生电弧放电现象,强烈的放电电弧会产生高达 $3000\sim 5000 \text{ K}$ 的高温<sup>[2]</sup>,而温度是加剧放电与磨蚀磨蚀的另一主要因素,所以对碳刷板温升的研究必不可少,图5显示了纯碳刷板的温升随电压的变化曲线。

图5 碳刷板的温升与电压的关系 ( $P_c=100 \text{ N}$ ,  $v=150 \text{ km/h}$ )Fig. 5 Variation of the temperature rise of carbon strip with voltage ( $P_c=100 \text{ N}$ ,  $v=150 \text{ km/h}$ )

由图5可知,纯碳刷板的温升随电压的增大而升高。当电路不载流时,纯碳刷板的温升只有 $40\sim 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ,此时纯碳刷板的温升主要来源于机械摩擦生热;当电压为 $667 \text{ V}$ 时,纯碳刷板的温度急剧升高,可达 $120\sim 220 \text{ }^\circ\text{C}$ ,此时纯碳刷板的温升主要源于弓网之间的电弧放电产生的高温;随着电压的继续增大,纯碳刷板的温升也不断升高,但温度上升趋势趋于平缓。分析不同电压下采集到的弓网之间通过的电流信号(如图6所示)可知,试验电流( $I=100 \text{ A}$ )始终保持不变,随着电压的增大,电流曲线上出现零体的次数减少,弓网之间的放电电流更稳定。根据电接触理论<sup>[3]</sup>,在电弧燃烧到熄弧的过程,弧柱变细,电弧电阻变大,电弧基也随之增大。随着零体次数的减少,电弧燃烧次数减少,电弧电阻更稳定,电弧燃烧



也更加稳定,燃烧时间更长。由热量公式  $Q=I^2Rt$  可知,电弧的动态接触电阻与多种因素相关。同时,热量的脱除有接触副材料的熔化和开伞、系统的对流和辐射散热等多种形式,所以纯碳滑板的温升并不只是表现在随电压的增大导致弓网之间燃烧时间变长而线性增大,而是逐渐平缓地上升。

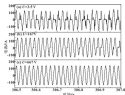


图6 电流波动曲线

Fig. 6 Variation of the electric current

图7 碳滑板的磨耗率与温度的关系 ( $v=180 \text{ km/h}$ ,  $I_0=800 \text{ A}$ )Fig. 7 Variation of the wear rate of carbon strip with temperature rise ( $v=180 \text{ km/h}$ ,  $I_0=800 \text{ A}$ )

#### 2.4 碳滑板表面磨痕形貌的分析

如图8所示,试验取相对滑动速度  $v=180 \text{ km/h}$ ,接触压力为  $F_n=800 \text{ N}$  时模拟后的纯碳滑板表面进行了扫描电镜 (SEM) 分析。结果表明,当电压为0时,纯碳滑板表面在纵向接触力和摩擦热的作用下呈扁平且无光泽的磨痕形貌 (见图8 (a)); 在摩擦应力作用下,消除了表面材料并在相对滑动速度切线方向形成了明显的犁沟。当电压为1.5 kV时,纯碳滑板的磨痕表面有明显的烧蚀斑点及大量的磨屑,电弧烧蚀主要出现在摩擦接触区内部;此时,磨痕仍然以机械磨痕为主,并伴有轻微的电弧烧蚀 (见图8 (b))。

#### 2.3 热力学分析

由图4和图5可以发现,纯碳滑板的磨耗率随电压升高的变化趋势相似,因此,绘制纯碳滑板的磨耗率与温升的线性拟合图如图7所示。可以看出,纯碳滑板的磨耗率与温升线性相关系数  $r=0.954$ ,说明其强相关,且正相关,即纯碳滑板的磨耗率随温度的升高近似线性增大。当纯碳滑板与接触线接触不良时,弓网系统的稳定性变差,弓网之间的激励增大,加剧了纯碳滑板的机械磨痕,同时,纯碳滑板与接触线的不稳定接触导致了电弧放电的产生,放电电弧产生的高温会使纯碳滑板的材料熔蚀、氧化和开伞,碳滑板吸收热量使其温度急剧升高,同时也导致滑板材料的氧化去除更加严重,磨耗率明显增大。较高情况下,当纯碳滑板的温升为100℃时,纯碳滑板的磨耗率为  $2.366 \text{ mm}^3/\text{kWh}$ ;当纯碳滑板的温升为157℃时,纯碳滑板的磨耗率为  $7.936 \text{ mm}^3/\text{kWh}$ ,约为温升为100℃时纯碳滑板磨耗率的3.3倍,单位温度的上升会使碳滑板的磨耗率增大  $0.099 \text{ mm}^3/\text{kWh}$ 。因此,在实际应用过程中,应采取积极措施避免受弓滑板的温升来减少磨耗,从而延长其使用寿命。

Equation	$y=0.099x$		
Model	No Weighting		
Residual Sum of Squares	11.75181		
Percent Var	0.95436		
Adj. R-Square	0.93189		
		Value	Standard Error
Intercept	0.12712	1.34699	
Slope	0.09976	0.00938	

当电压为16.7 kV时,纯碳滑板表面出现明显的白色氧化区域,还出现了明显的电弧烧蚀坑和显著磨痕现象;在电弧烧蚀坑附近有明显的剥落层和较大裂纹 (见图8 (c))。由于放电电弧出现频繁的燃弧,且燃弧期间产生了高温,在反复高温和摩擦应力的作用下形成了较大的裂纹;此时,电弧烧蚀出现在摩擦接触区域和非接触区域,磨痕主要以电弧烧蚀和氧化磨痕为主,并伴随着显著磨痕。随着电压的继续增大到18.0 kV时,纯碳滑板的磨痕仍以电弧烧蚀和氧化磨痕为主,磨痕表面有明显的剥落层、烧蚀坑和孔洞 (见图8 (d))。放电电弧燃烧的更稳定,接触区域

的面积相对变小,表面的磨蚀坑分布更加均匀,并伴随着大量的细小裂纹。

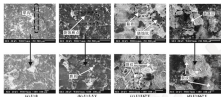


图3 不同电压对纯碳滑板的磨耗形貌

Fig.3 Wear morphology of the pure carbon strip under different voltage.

### 2.3 电压对弓网摩擦副参数的影响

图4展示了弓网之间摩擦副系数随电压的变化关系。可知,在保持试验电流( $I=800\text{ A}$ )不变的条件下,随着电压的增大,弓网之间的摩擦副系数的变化幅度不大,一般维持在0.30~0.34之间。当弓网之间无电压时,弓网之间的摩擦副系数比较小。当弓网之间有电压时,弓网之间的摩擦副系数比无电压时大,并随着电压的增大而逐渐减小。



图4 弓网摩擦副系数与电压的关系( $F_t=800\text{ N}$ ,  $v=100\text{ km/h}$ )

Fig.4 Variation of the friction coefficient of pantograph/catenary with voltage ( $F_t=800\text{ N}$ ,  $v=100\text{ km/h}$ )

当弓网之间没有电压时,碳滑板与接触线之间处于干摩擦状态。在法向力的作用下,碳滑板呈现扁平磨且有充许的表面,如图5(a)所示,所以弓网之间的摩擦副系数比较小。当弓网之间有电压时,弓网之间会产生电弧放电,碳滑板表面会被烧蚀并形成凹坑,使碳滑板表面的粗糙度变大,从而弓网之间的摩

擦副数变大。当电压 $U=3.5\text{ V}$ 时,弓网之间电弧的烧蚀和形式频繁发生,弓网接触区域显著。随着电压的增大,弓网之间电弧的烧蚀更加稳定,并在高温的作用下,碳滑板表面的材料发生了氧化,持续地形成了一层具有润滑作用的氧化膜<sup>[14]</sup>,从而使弓网之间的摩擦副数降低。

### 3 结论

(1) 在恒定电流的情况下,随着电压的增大,纯碳滑板的磨耗率也随之增大;电压 $U=0\sim 167\text{ V}$ 时,纯碳滑板的磨耗率急剧升高;随着电压的继续增大,纯碳滑板的磨耗率趋于平稳上升;电压 $U=667\text{ V}$ 时,纯碳滑板的磨耗率约为线路不载流时的36倍。

(2) 纯碳滑板的磨耗率与温升表现出正相关性,温度是影响纯碳滑板磨耗的主要因素之一。

(3) 不同的电压,纯碳滑板的磨耗形貌表现出较大差异。当电压为 $3.5\text{ V}$ 时,弓网间电流滑动主要以机械磨削为主,在接触区伴随着电弧放电磨削;当电压为 $667\text{ V}$ 时,弓网间电流滑动主要以电弧烧蚀磨削为主,纯碳滑板表面出现大量不均匀的烧蚀坑和少量的大裂纹;当电压为 $667\text{ V}$ 时,纯碳滑板表面出现较均匀的烧蚀坑和大量的细小裂纹。

### 参考文献

- [1] 张卫华,王劲松.中国高速列车的创新发展[J].机电工程,2020,(1):8-12.
- [2] ZHANG W H, WANG J S. Innovation and development of high-speed railway in China[J]. Electric Drive for Locomotives, 2020, (1): 8-12.

- [2] 曹克忠, 张利俊, 魏刚. 单点电气磨削表面磨削行为及其表面粗糙度研究进展[J]. 材料导报, 2014, 28(1): 20-23.  
CAO K Z, ZHANG L J, WEI G. Research progress on tribological behavior with current and microstructure of new materials of a pantograph contact strip[J]. Materials Review, 2014, 28(1): 20-23.
- [3] 许业梅. 接触网节点构型分析及振动对策[J]. 北方铁道科技, 2008(1): 36-40.
- [4] 周进华, 陈乐刚, 上官文. 单点电火花磨削中电极损耗的研究现状[J]. 磨削与抛光, 2008, 29(3): 165-168.  
HU D C, HU X L W, HONGGUAN B, et al. Present research status of wire erosion in friction and wear with current[J]. Corrosion and Protection, 2008, 29(3): 167-168.
- [5] DEYANT H D, WANG J P, LI J W. Thermal modeling in high speed dry sliding: experiment, theory and computation[J]. Wear, 1999, 181/182/183(1): 660-677.
- [6] HONG T, CHEN C X, LI Y M, et al. In-situ residue characteristics of a carbon strip sliding against a copper contactwire in a high-speed electrified railway[J]. Tribology International, 2014, 79(11): 87-93.
- [7] HONG T A, KANSSEL J W. Thermo-mechanical effects in high current density electrical slip rings[J]. Wear, 1982, 79(1): 93-100.
- [8] 周进华, 陈乐刚, 董西杰. 单点电火花磨削表面粗糙度与电极损耗的研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 37-41.  
ZHONG F Y, CHEN C X, HONG T J, et al. Experimental study on wire eroding and retreating grinding distance and electric arc erosion area of a pantograph contact system[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(1): 37-41.
- [9] HONG T, CHEN C X, HU J, et al. Effect of temperature and arc discharge on friction and wear behaviors of carbon strip/copper contact wire in pantograph-catenary system[J]. Wear, 2011, 271(9): 1629-1636.
- [10] CHEN C X, HONG T J, ZHANG W H, et al. Experimental study on an addition occurring in a contact strip eroding against a contact wire with electrical current[J]. Tribology International, 2013, 61: 90-94.
- [11] BARRIS J A, ALBERTINI N, BILLYSTER N, et al. High current density copper-on-copper sliding electrical contacts at low sliding velocities[J]. Wear, 2009, 267(1): 117-124.
- [12] 郝立军. 电接触理论、应用与技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [13] CHEN C X, LI F N, HONG T, et al. Friction and wear behavior of stainless steel eroding against copper-impregnated nickel alloy carbon[J]. Tribology International, 2009, 42: 934-939.

## (上接第35页)

### 参考文献

- [1] BELFORTI C, COZZI M, MANZI L. Low friction modified steel for pneumatic actuators[J]. Wear, 2014, 320: 7-13.
- [2] KARIHALVO H, BIRKHOFF J D. Study of wear in self-lubricating composites for application in seals of electric motors[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2006, 179(1/2/3): 347-360.
- [3] 李敬忠, 董新刚, 许云飞. 单点电火花高速磨削 PEEK 材料表面粗糙度分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 116-121.  
LI J Z, ZHONG X H, XU Y F, et al. Investigation on the behavior of slip-riding ring of typical engine at high speed and high temperature[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(1): 119-121.
- [4] 曹伟忠, 杨宝, 王鸿凤. 单点电火花电极铜-碳复合材料的力学及摩擦学性能研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(11): 83-86.  
HU Y H, WANG J, WANG H L, et al. Study on the mechanical and tribological behavior of PEEK filled PTFE composites[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(11): 83-86.
- [5] 周波, 魏刚. 开槽改性聚四氟乙烯密封材料的制备及性能研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(6): 70-73.  
ZHONG B, CHEN Y. Research on preparation and performance of flow modified PTFE sealing materials[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(6): 70-73.
- [6] 尚贵, 王志刚, 任俊芳. 单点电火花铜-碳-聚四氟乙烯复合材料制备与力学性能[J]. 润滑与密封, 2014, 39(8): 63-66.  
GAO G, WANG H C, REN J F, et al. Mechanical and tribological behavior of copper filler filled PTFE composites[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(8): 63-66.
- [7] 陈世斌, 余志伟. 高导电铜-聚四氟乙烯-碳复合材料的制备性能[J]. 润滑与密封, 2014, 39(10): 37-41.  
CHEN B B, YU Z W. Study on creep properties of PTFE composites filled with copper powder[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(10): 37-41.
- [8] 覃振刚, 成平林, 廖华雄. 单点电火花-碳-聚四氟乙烯的制备及结晶性能研究[J]. 中国塑料, 2014, 27(7): 52-56.  
ZHONG X C, ZHANG B C, ZHONG D N, et al. Study on creep behavior and crystallization of PEEK filled poly blends[J]. China Plastics, 2013, 27(7): 52-56.
- [9] 王立伟. PEEK/PSM 共混材料的压缩回复和耐磨性能研究[J]. 工程塑料应用, 2014, 42(12): 60-64.  
WANG L W. Compression recovery properties and wear resistant of PEEK/PSM blends[J]. Engineering Plastics Application, 2014, 42(12): 60-64.
- [10] 宋明斌, 董文祥, 董文浩. 单点电火花铜-碳-聚四氟乙烯复合材料的制备及性能[J]. 高分子材料科学与工程, 2007, 23(1): 92-95.  
HONG W H, ZHANG L X, BIAN W W, et al. Study on properties and structure change of polyethylene filled polytetrafluoroethylene composites[J]. Polymer Materials Science and Engineering, 2007, 23(1): 92-95.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.08.006

## 改性 PBT 复合材料在水润滑条件下的摩擦学性能研究<sup>\*</sup>

常 斌<sup>1</sup> 高金军<sup>1</sup> 郭智威<sup>1,2</sup> 袁成清<sup>1,2</sup>

(1. 武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430063; 2. 国家水运安全工程技术研究中心可靠性工程研究所 湖北武汉 430063; 3. 上海外高桥造船有限公司 上海 200137)

摘要: 通过熔融共混制备聚四氟乙烯 (PTFE)/聚对苯二甲酸二乙酯 (PET)、碳纤维/PBT 复合材料及芳纶改性含量为 5% 和 10% 的芳纶/PBT 复合材料, 对比分析 4 种改性 PBT 复合材料在水润滑条件下的摩擦学性能。结果表明, 在中低速下, 4 种复合材料摩擦因数比较稳定。高速条件下, PTFE/PBT、碳纤维/PBT 复合材料的摩擦因数逐渐上升, 芳纶/PBT 复合材料摩擦因数逐渐减小, 其中芳纶质量分数为 5% 的改性 PBT 复合材料在试验时间内的平均摩擦因数最小, 摩擦因数稳定性最高; 芳纶/PBT 复合材料在试验时间内的磨损量明显小于 PTFE/PBT 及碳纤维/PBT 复合材料, 其中芳纶质量分数为 5% 的芳纶/PBT 复合材料的磨损量最小; 芳纶/PBT 复合材料磨损机制主要为轻微的磨蚀磨损, PTFE/PBT 复合材料主要表现为粘着磨损, 并伴随轻微的磨蚀磨损, 碳纤维/PBT 复合材料以磨粒磨损为主。

关键词: PBT; PTFE; 芳纶; 碳纤维; 摩擦性能; 材料改性

中图分类号: TB117.2 文献标志码: A 文章编号: 1000-0709(2017) 08-0006-06

## Tribological Properties of Modified PBT Composite Materials under Water Lubricated Condition

CHANG Bin<sup>1</sup> GAO Jinjun<sup>1</sup> GUO Zhiwei<sup>1,2</sup> YUAN Chengqing<sup>1,2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China;

2. Reliability Engineering Institute, National Engineering Research Center for Water Transportation Safety, Wuhan Hubei 430063, China; 3. Shanghai Waigaoqiao Shipbuilding Co., Ltd., Shanghai 200137, China)

**Abstract:** Four polybutylene terephthalate (PBT) composite materials, which were modified by PTFE, carbon fiber, and Kevlar fibers with mass fractions of 5% and 10% respectively, were prepared by melt-blending method. The tribological properties of the modified PBT composite materials were analyzed under water lubricated condition. The results show that the prepared PBT composite materials have relatively stable friction coefficient under the medium and low speed. But under the high speed, the friction coefficients of PTFE/PBT and carbon fiber/PBT composite materials are increased gradually, while that of Kevlar/PBT composite materials are decreased gradually. Among them, Kevlar/PBT composite materials with a mass fraction of 5% aramid fiber have the smallest average friction coefficient and the highest stability of friction coefficient within the test time. The wear losses of Kevlar/PBT composite materials are significantly smaller than that of PTFE/PBT and carbon fiber/PBT composite materials during the test time, and the Kevlar/PBT composite materials with a mass fraction of 5% aramid fiber have the smallest wear loss. The wear mechanism of the Kevlar/PBT composite materials is mainly fatigue wear, PTFE/PBT composite materials are mainly adhesive wear accompanied by a slight fatigue wear, carbon fiber/PBT composite materials are mainly abrasive wear.

**Keywords:** PBT; PTFE; Kevlar; carbon fiber; tribological properties; material modification

\* 基金项目: 国家自然科学基金优秀青年基金项目 (51222607); 国家自然科学基金青年科学基金项目 (51306046); 武汉理工大学国家大学生创新创业训练计划项目 (2016010201000002)。

收稿日期: 2016-12-28

作者简介: 郭智威 (1984-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为船舶动力机械摩擦学及表面技术。E-mail: gzw@whu.edu.cn

聚对苯二甲酸二乙酯 (PET) 作为五大工程塑料之一, 由于其具有优异的耐候性、耐化学药品性及良好的机械性能, 在电子电器、机械设备及汽车工业领域内得到了广泛的应用<sup>[1]</sup>。除此之外, PET 材料由于具备优异的耐磨性而应用在许多摩擦学关键部件。但是由于 PET 材料自身耐磨性能较差限制了其在水润滑条件下的使用范围, 原因是 PET 含有酯键在高干或高湿温度下置于水中会发生水解, 进而产生

水解反应,随着反应的进行产生的酸性环境使水解更为加剧,最终导致其耐腐蚀性急剧下降<sup>[2-4]</sup>,因此亟待对其性能进行改善以拓宽其应用范围。

目前众多学者对 PBT 材料的增韧、阻燃性能进行大量研究,而关于其在水润滑条件下的摩擦性能改善的研究还鲜有报道。改性是改善材料摩擦学性能的重要途径之一,本文亦通过材料共混制备出聚四氟乙烯 (PTFE)/PBT、硅灰石/PBT 复合材料及 2 种质量分数芳纶改性 PBT 复合材料,在水润滑条件下通过摩擦磨损试验对其摩擦学性能进行对比分析,旨在为水润滑轴承的摩擦磨损性能提升及耐磨材料的选择提供试验依据。

## 1 实验部分

### 1.1 试样制备

实验采用的材料主要有 PBT、PTFE、硅灰石、芳纶。其部分机械性能对比如表 1 所示。将干燥的 PTFE、硅灰石、芳纶按照一定比例分别和 PBT 充分混合料,在熔融态中熔料,然后通过挤出机挤出高温

样品。样品经过水冷及电热恒温鼓风机干燥风干后,利用注塑机注塑成型为环状样件。最后按照实验要求,将制成的样件经机械加工等工作制成所需的试验样品,用于相关摩擦磨损性能测试。

表 1 材料的机械性能

Table 1 Mechanical properties of the materials

参数	PBT	PTFE	硅灰石	芳纶
洛氏硬度	111~119	58~70	—	118~120
电导率量 $\rho/10^6$	3 000~	700~	900~	4 000~
拉伸强度 $\sigma_b/MPa$	4 800	800	3 000	3 800
伸长率 $\epsilon_b/MPa$	2~80	2~21.8	2~300	2~2.8
弯曲强度 $\sigma_c/MPa$	2~100	2~26.7	2~300	2~120

### 1.2 摩擦学性能测试

将制备的聚四氟乙烯 (PTFE)/PBT、硅灰石/PBT、芳纶/PBT 环试样,与经表面抛光处理的钢质圆盘试样,构成 4 种环-盘摩擦副。图 1 为摩擦磨损试验试样照片。



图 1 氟塑料与涤纶/PBT 复合材料试样

Fig. 1 Teflon and Polyester/PBT composite samples

复合材料试样摩擦磨损试验在 CCR-1 电液轴承摩擦磨损试验机<sup>[5]</sup>上进行,该试验机主要由电控面板、土轴驱动系统、加载系统、试验力学测力取测量系统、嵌入式工控机测控系统(包括液晶显示器、计算机主机、采集模块、控制板卡等)、摩擦副及专用夹具等组成。基于虚拟仪器软件开发平台 Labview 的测试系统可对实验转速、摩擦副数及载荷等参数进行实时监控,实验设计标准参考美国海军 MIL-STD-17081C 大纲标准,设计比压为 0.5 MPa,试验选取的转速分别为 50、250、450、650、850、1 050 r/min,每 15 min 提升一次转速至更高转速后再依次递增,每组试验内约做 3 h,实验在水润滑条件下进行,为消除润滑介质中杂质的影响,选用了蒸馏水为润滑介质。

试验结束后,采用接触式表面粗糙度测量仪测量

了 4 种复合材料的表面粗糙度;采用精密天平称量实验前后试样的质量,并计算磨质量。

## 2 结果与分析

### 2.1 复合材料的摩擦学性能

对 PTFE/PBT、硅灰石/PBT 及 2 种芳纶/PBT 复合材料进行摩擦学试验,其摩擦因数变化情况如图 2 所示。可知,PTFE 及硅灰石能够有效地改善 PBT 复合材料的摩擦学性能。其原因:PTFE 的分子结构是以螺旋分子链合面而成的层状结晶结构,分子间极易解链与摩擦,同时具有较高的内聚力,坚韧耐磨,因此具有很好的自润滑性能<sup>[6]</sup>;而具有较高强度的硅灰石不仅可以增强基体的硬度,同时部分颗粒状态的硅灰石颗粒存在于摩擦副的接触表面之间,在适当的工况下可充当滚珠进而将部分的滑动摩擦变为滚动摩擦,从而材料在摩擦过程中的摩擦因数降低<sup>[7]</sup>。

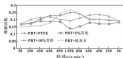


图2 复合材料摩擦系数比较

Fig. 2 The comparison of the friction coefficient of composites

从图2还可以看出各PBT复合材料在水润滑条件下摩擦系数的变化情况。在中低速条件下, PBT-PDVE及硅灰石/PBT复合材料的摩擦系数都稳定在比较小的范围内。随着工况逐渐转向高速的过程中2种复合材料的摩擦系数逐渐升高。在转速下降的过程中, 摩擦系数也随之降低。分析其原因: 在中低速下 PDVE材料能够在摩擦副表面优先转移从而形成相应的转移膜。试样所承受的冲击力随着转速的升高而逐渐上升, 同时伴随着大量磨屑的生成, 这些磨屑在实验压力的作用下被挤压变形而形成一层不规则的膜; 此外, 转速的升高使摩擦副接触表面在单位时间内的行程增加, 摩擦副之间摩擦热积累会在一定程度上使得磨屑的水分挥发, 从而对水膜厚度及其完整性形成一定的破坏, 此时两接触面占据了主导地位, 使摩擦系数变大。在中低速条件下, 硅灰石/PBT复合材料的摩擦系数低于PDVE/PBT复合材料, 其主要原因是, 对于硅灰石/PBT复合材料, 硬度较大的硅灰石颗粒的作用使摩擦副之间的摩擦状态从滑动摩擦转变为以硅灰石颗粒为真膜的滚动摩擦, 从而使其摩擦系数低于PDVE/PBT有一定程度的下降。但随着转速的升高, 硅灰石/PBT复合材料的摩擦系数呈现出一定程度的不稳定性, 产生了较大幅度的上升, 原因是硅灰石作为一种刚性材料, 随着转速的上升试样承受的冲击力不断变大, 在与磨屑的摩擦中硅灰石颗粒逐渐嵌入PBT基体中, 并且随着嵌入深度的增加, 产生的犁沟效应不断加强, 此时在摩擦副接触面并不能形成有效的润滑膜, 从而产生边界润滑甚至是干摩擦, 以致大量磨屑生成, 最终复合材料出现了严重的摩擦磨损。

芳纶纤维在非复合形式下具有高韧性, 没有碳纤维与玻璃纤维所呈现的脆性, 适于制备高应力高冲击工作的摩擦材料<sup>[10]</sup>, 特别是在高温下的耐磨性优于金属摩擦材料的相应<sup>[11]</sup>。目前对于芳纶增强橡胶类摩擦性能的研究较多, 针对芳纶增强PBT摩擦特性还未见报道。

图3示出了2种芳纶/PBT复合材料在不同转速下的摩擦副数曲线。可以看出, 在中低速的工况下, 2种复合材料的摩擦副数曲线都较为平缓, 随着转速的升高, 摩擦系数呈现出下降趋势, 并且芳纶质量分数为5%的芳纶/PBT复合材料的摩擦系数下降得更为明显。这是因为在PBT中添加芳纶后, 复合材料表面出现磨屑使并使摩擦副材料产生一定的塑性变形; 在较低的速度下, 复合材料表面出现的犁沟较为明显, 随着转速的升高, 复合材料表面磨屑产生了塑性变形, 并在实验压力的作用下材料磨屑表面形貌趋于均匀化, 使摩擦副间复合材料的表面形成一层转移膜, 从而使得复合材料表面与对偶件表面表面之间的摩擦转变为复合材料表面与其在对偶件表面转移膜及水膜之间的摩擦, 进而降低摩擦系数。此外还可以看出, 芳纶质量分数为5%的复合材料在整个过程中的摩擦副数都要低于芳纶质量分数为10%的复合材料, 这是因为芳纶与PBT之间的界面结合性随着芳纶质量分数的增加而逐渐变差, 导致材料产生一些内部缺陷, 进而导致摩擦过程中芳纶材料从基体中脱离, 造成磨屑磨粒<sup>[12]</sup>。

表2列出了PDVE、硅灰石和芳纶改性PBT复合材料的平均摩擦系数及其摩擦系数标准偏差值。可以看出, 质量分数5%的芳纶对PBT复合材料摩擦性能改善效果尤为显著, 平均摩擦系数为0.1707, 并且整个运行过程中摩擦性能的稳定性也良好, 标准偏差为0.0143, 较硅灰石改性PBT减小了62%, 较PDVE改性PBT减小了40%, 较质量分数为10%的芳纶改性PBT减小了24.7%。材料的摩擦稳定性可以用摩擦系数标准差进行表征, 标准差越小, 摩擦稳定性越高, 反之则越低<sup>[13]</sup>。因此, 质量分数5%的芳纶改性PBT复合材料的摩擦稳定性最好, 并且在较宽的实验时间范围内就进入了稳定摩擦状态, 即使随着实验工况的改变, 摩擦系数也在一个很小的范围内变化。硅灰石/PBT复合材料的平均摩擦系数为0.1971, 虽然硅灰石对PBT在中低速下的摩擦性能改性效果也较好, 但在高速条件下硅灰石/PBT复合材料的摩擦系数出现了较大的波动, 曲线出现了尖峰及拖尾现象, 标准偏差为0.0372, 摩擦稳定性较差。质量分数10%的芳纶改性PBT的平均摩擦系数与PDVE改性PBT的相近, 但在高速工况下, 芳纶改性使得PBT的摩擦系数降低, 而PDVE则使PBT的摩擦系数出现了上升的情况, 并且芳纶改性PBT复合材料的摩擦系数的稳定性也要优于PDVE及硅灰石改性PBT, 说明在添加合适比例的芳纶后PBT的摩擦稳定性能够得到有效的改善。

表 2 复合材料平均摩擦因数及标准偏差和标准偏差量

Table 2 Friction coefficient and standard deviation of composites

试件	摩擦因数	标准偏差量
PVDF/PBT	0.208 7	0.022 2
5% 芳纶/PBT	0.170 7	0.014 3
10% 芳纶/PBT	0.208 9	0.019 0

### 2.2 复合材料的磨痕表面形貌及磨痕量

为进一步研究改性 PBT 复合材料的摩擦性能, 实验后利用触针接触式表面粗糙度测量仪测量了 4 种复合材料的表面粗糙度, 结果如图 3 所示。从图 3 (a) 可以看出, 硅灰石/PBT 复合材料磨痕表面的

深色区域较多, 并且其表面出现了较为严重的划痕, 原因是硅灰石颗粒在高速条件下嵌入 PBT 基体中, 导致了严重的磨粒磨削<sup>[10]</sup>。由图 3 (b) 可以看出, PVDF/PBT 复合材料表面出现了少量的划痕以及深色区域。由于 PVDF 之间的黏附力低, 在高速下大量 PVDF 磨屑产生, 导致复合材料与对偶件发生了磨屑磨削及磨粒磨削; 此外还可以看出, 芳纶/PBT 复合材料的表面形貌明显优于其他 2 种复合材料, 其表面并没有出现划痕及较多的深色区域, 并且质量分数 5% 的芳纶改性 PBT 复合材料的表面形貌最优, 说明 PBT 在添加了机械性能优异的芳纶后只是发生了轻微的疲劳磨削, 展现出了较为优异的摩擦特性。

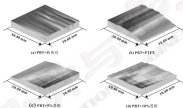


图 3 复合材料表面形貌

Fig. 3 Surface morphologies of composites

图 4 示出了整个试验过程中 4 种不同复合材料的磨耗量, 可以看出, 在添加硅灰石及 PVDF 后 PBT 出现了较大的磨削, 并且主要发生在高转速下, 而在添加芳纶后, PBT 的磨削量很小, 3 种均只有 0.1 g 的磨耗量, 比添加硅灰石及 PVDF 小了 1~2 个数量级。这是由于在高转速运转下 PVDF/PBT 和硅灰石/PBT 复合材料的磨削机制主要为磨屑磨削及磨粒磨削, 因此高转速条件下硅灰石及 PVDF 并没有对 PBT 起到改善材料抗磨性能的作用。总体而言, 在质量分数 5% 的芳纶改性 PBT 的摩擦因数、摩擦稳定性及抗磨性能都为最优, 因此, 质量分数 5% 的芳纶对 PBT 摩擦学性能起到了良好的改善作用。



图 4 复合材料磨耗量比较

Fig. 4 The comparison of wear mass loss of composites

## 3 结论

(1) 在中低速试验条件下,PTFE、羧基石炭芳纶都对 PBT 摩擦学性能起到了改善作用。随着转速的提高,添加 PTFE、羧基石的 PBT 复合材料的摩擦因数逐渐变大,添加芳纶的 PBT 复合材料的摩擦因数逐渐减小。

(2) PTFE、羧基石及芳纶改性的 4 种复合材料中,在质量分数 3% 的芳纶改性 PBT 复合材料的平均摩擦因数最小,摩擦因数稳定性最高,磨痕量最小,因此质量分数 3% 的芳纶对 PBT 摩擦性能改善效果在 4 种改性材料中最优。

(3) 各复合材料的磨痕机制各不相同。芳纶/PBT 复合材料主要为轻微的疲劳磨痕;PTFE/PBT 主要为附着磨痕,并伴随轻微的疲劳磨痕;羧基石/PBT 主要以磨屑磨痕为主。

## 参考文献

- [1] KAWASUMI T, WACAM T, HIKIJI N, et al. Crystallization characteristics and conformational properties of poly (butylene terephthalate) and structure-property relationships of aromatic polyesters[J]. *Polymer*, 2015, 54 (17): 3958-3972.
- [2] GOCHHRAI G S, PANDIT D R, PANDHAR P V, et al. A study on effect of mineral addition on the mechanical, thermal, and structure properties of poly (butylene terephthalate) (PBT) composites[J]. *Journal of Polymer Research*, 2014, 18 (11): 3081-3090.
- [3] SARIN K, KHAN I. Preparation and properties of single-walled carbon nanotubes/poly (butylene terephthalate) nanocomposites[J]. *Indian Polymer Journal*, 2014, 23 (1): 51-58.
- [4] 陈开宇, 林永凤, 庄玉波. 碳纤维增强 PBT 的制备性能研究[J]. 南开大学学报(自然科学版), 2008, 42(3): 95-97.  
CHEN X Y, LIN Y F, ZHANG Y C. Study on the hydrolytic resistance of glass fiber reinforced resin (FRP)[J]. *Journal of Nankai University (Natural Science Edition)*, 2008, 42 (3): 95-97.
- [5] 张军, 李仁海, 李强. 羧基 PBT 耐水解性能的研究及其制备性能研究[J]. 合成纤维工业, 2005, 31: 38-34.

- [6] ZHANG J, LI W B, LI J, et al. Study on hydrolytic resistance of PBT and catalytic activity of hydrolytic resistant catalyst[J]. *China Synthetic Fiber Industry*, 2005(9): 33-34.
- [7] 董从德. 水润滑轴承系统的可靠性寿命评估[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2008.
- [8] REHMAN F I, SHAIKH W C. A low friction and ultra low wear rate PTFE/PBT composite[J]. *Wear*, 2009, 260: 400-408.
- [9] 王洪刚, 刘国栋, 吴德忠. 羧基石增强改性 PBT 复合材料摩擦学行为研究[J]. 中国矿业大学学报, 2008, 36(3): 323-327.
- [10] WANG H B, LIU H T, CHEN H, et al. Study of friction and wear behavior of MC nylon film with sulfonamide[J]. *Journal of China University of Aeronautics and Technology*, 2005, 35(8): 773-777.
- [11] 陈海峰, 宋政, 刘合茂. 羧基石表面物理性能研究及其应用[J]. 摩擦材料, 2014(11): 8-13.
- [12] YANG H T, SHAN B, LIU H H, et al. Research status and progress in physical modification of amide fiber[J]. *Insulating Materials*, 2009(11): 87-93.
- [13] 高晋军, 庄大刚, 尚加柯. 羧基石增强 PBT 材料的设计与研究[J]. 材料导报, 2015, 29(1): 87-90.
- [14] GAO X J, SHAN B H, GAO X H, et al. Design and research of carbon fiber reinforced friction materials[J]. *Materials Review*, 2011, 26(1): 87-90.
- [15] YANG C, ZHANG Z X, WU W L. Effect of plasma treatment of Kevlar fabric on the tribological behavior of Kevlar fabric/phenolic composites[J]. *Tribology International*, 2009, 42: 243-249.
- [16] 吴超, 程先华. 干摩擦水润滑条件下芳纶纤维-环氧树脂复合材料摩擦学性能研究[J]. 摩擦学学报, 2008, 28(4): 323-328.
- [17] WU J, CHENG X H. Friction and wear properties of Kevlar fabric reinforced epoxy composites under dry sliding and water lubrication[J]. *Tribology*, 2008, 28(4): 328-329.
- [18] 朱利伟. 滑动摩擦稳定性及其对表面磨痕的影响[D]. 北京: 北京交通大学, 2009.
- [19] 周功伟, 周平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.

## 中国科大在流体力学界面不稳定性方面取得进展

中国科学技术大学工程科学学院教授罗晋, 陈少云等在汇流面激波诱导的流体力学界面不稳定性研究方面取得突破性进展。在国际上首次通过实验揭示了汇流面激波管中界面扰动的演化规律, 发现由反型激波再次作用之前界面扰动会先有衰减, 证明了在汇流面激波作用下存在临界界面扰动引起的 Rayleigh-Taylor 稳定性。

激波诱导的流体力学界面不稳定性现象涉及十分复杂的非线性强非线性物理问题, 是跨尺度流场研究的一个主要方向, 也是高能密态物理研究的一个重要内容。在惯性约束聚变、磁产流管流、国防尖端武器、天体物理等领域有着广泛且重要的应用背景。比如在惯性约束聚变中, 反型靶丸与外流间存在物质界面, 激光烧蚀靶丸产生向内运动的激波, 激波穿过界面会引起界面扰动的增长, 严重影响燃料燃料的品质, 甚至导致靶丸点火失败, 其中激波与界面相互作用一直是未解决的重要难题之一, 涉及了实验、理论、数值计算等复杂物理过程。

在实际研究中, 激波扰动的非线性、电磁场耦合、非局域金属材料等涉及面广物性复杂, 周期较长, 实验困难, 难以大量开展。对相关的不稳定性物理问题原本极大困难, 目前国际上最常用的实验研究手段是利用激波管设备产生激波并加载流体力学界面, 其中汇流面激波管实验能避免汇聚, 产生更强环境, 更符合工程实际。因此, 汇流面激波诱导的流体力学界面不稳定性实验研究一直是该领域的研究热点和难点问题。



DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.08.007

## C形滑环式组合密封的密封性能\*

刘清友<sup>1,2</sup> 杨亚强<sup>1</sup> 朱海霞<sup>1</sup> 郑威<sup>1</sup> 刘威<sup>1</sup>

(1. 西南石油大学机电工程学院, 四川成都 610500; 2. 西华大学流体力学及动力机械教育部重点实验室, 四川成都 610039; 3. 西南石油大学石油与天然气工程学院, 四川成都 610500)

摘要: 为研究C形滑环式组合密封的密封性能, 采用 Ansys 建立其二维轴对称有限元模型, 研究工作压力、密封间隙、往复运动速度和摩擦因数对密封性能的影响。仿真结果表明, 密封工作时,  $\odot$ 形圈与C形滑环之间的最大接触应力是随时的, 随着工作压力增大,  $\odot$ 形圈时间和C形滑环的最大 Von Mises 应力以及二者之间的最大接触应力均是随时间增大趋势; 密封间隙减小, 接触应力增大。密封工作时, 密封间隙和工作压力对密封性能的变化趋势与密封时基本一致; C形滑环与活塞杆之间的摩擦因数减小, 密封效果更好; 往复运动速度对最大接触应力的影响不大。

关键词: C形滑环; 组合密封; 密封性能; 接触应力

中图分类号: TH12 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017) 08-006-06

## Sealing Performance of C-sliding Ring Combined Seals

LIU Qingyou<sup>1,2</sup> YANG Yaqiang<sup>1</sup> ZHU Haiyan<sup>1</sup> ZHENG Wei<sup>1</sup> LIU Wei<sup>1</sup>

(1. School of Mechatronics Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu Sichuan 610500, China; 2. Key Laboratory of Fluid and Power Machinery of Ministry of Education, Xihua University, Chengdu Sichuan 610039, China; 3. School of Oil and Gas Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu Sichuan 610500, China)

Abstract: To study the sealing performance of C-sliding ring combined seal, Ansys was utilized to establish its two-dimensional axisymmetric finite element model. Some factors influencing the maximum Von Mises and the maximum contact stress were studied, such as working pressure, seal clearance, reciprocating motion velocity and friction coefficient. The results show that, under the static sealing condition, the maximum contact stress between the O-ring and the C-sliding ring is the key of sealing during the static sealing, both of the maximum Von Mises and the maximum contact stress of O-ring and C-sliding ring show an increasing trend with the increase of the working pressure, and the smaller the seal clearance is, the better the sealing performance is. Under the dynamic sealing condition, the seal clearance and working pressure nearly has the same trend with that under the static sealing condition. The smaller the friction coefficient between the C-sliding ring and the piston rod is, the better the sealing performance is. The reciprocating motion velocity has little influence on the contact stress.

Keywords: C-sliding ring; combined sealing; sealing performance; contact stress

随着密封工作温度、工作压力的不断升高, 密封件从常规的  $\odot$ 形密封圈、Y形密封圈等发展到滑环组合密封, 并相继出现了对称滑环式组合密封(如舌形圈轴密封件——格莱圈)、非对称滑环式组合密封(除传统型轴密封件——斯特封)和C形对称滑

环式组合密封等。C形滑环式组合密封具备普通滑环组合密封所不具备的自动补偿功能, 即C形滑环长期工作磨损后,  $\odot$ 形圈提供的弹力能够使C形滑环产生足够的变形以补偿一定的密封量; 此外, C形滑环对 $\odot$ 形圈有保护作用, 使得 $\odot$ 形圈不会被挤出<sup>[1-4]</sup>。王雄和许亮<sup>[5]</sup>分析了格莱圈、斯特封、山形圈组合密封的结构、密封原理、材料、特点及其在液压力缸中的应用情况。冯斌等人<sup>[6]</sup>建立了一种电机组合密封有限元模型, 分析了车氏密封轴衬摩擦高弹组合密封结构在水压下的工作情况。张斌等人<sup>[7]</sup>运用 Ansys 软件进行了 DAS 组合密封副密封特性的研究。冯斌等人<sup>[8-9]</sup>运用 ANSYS 建立了格莱圈和斯特封的二维轴对称有

\* 基金项目: 四川省科技计划项目(2014CZ0023; 2015CZ0001); 油气藏地质及开发工程国家重点实验室项目(CZ01002)。

通信日期: 2017-07-10

作者简介: 刘清友(1968—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为石油天然气设备、海洋石油工程、管汇力学和管理机器人。E-mail: liuqingyou@swpu.edu.cn

型,分析了密封厚度对接触压力的影响、液体压力对密封面交形的影响以及压缩量对密封件的影响。YU等<sup>[2]</sup>分析了工作压力对橡胶O形圈和O形圈-Viton XEon、接触压力的影响。HE等<sup>[3]</sup>运用ANSYS软件分析了聚四氟乙烯密封件的静态密封性能。

以上对组合密封的研究主要集中在组合密封的结构、密封机制、特点以及静态密封上,但静、动密封存在较大差异,且对C形密封环研究较少。本文作者运用Abaqus软件建立C形密封环式组合密封二维轴对称有限元模型,从静态密封和动态密封2个方面,研究工作压力、密封间隙、运动速度和摩擦系数对C形密封环式组合密封性能的影响,为C形密封环式组合密封结构优化与设计提供理论基础。

### 1 C形密封环式组合密封密封机制

C形密封环式组合密封,即在O形橡胶圈和密封面之间设置一个C形密封环。由O形圈的压缩量产生的反弹力和在流体作用下的自密封作用,使密封环紧贴密封面上而起密封作用。密封环与金属无摩擦作用的材料如聚四氟乙烯(PTFE)或尼龙等制成,具有低摩擦系数和自润滑性,使得摩擦系数大大降低,且动、静摩擦系数相等,可消除低速高压下运动的“爬行”现象,还可消除O形圈的唇边磨损和打滑事故,使得动态密封工作寿命比常规橡胶密封提高5~10倍,最高可达数十倍<sup>[4]</sup>。

### 2 有限元模型建立

#### 2.1 基本假设

由于O形密封圈橡胶材料的特殊性,亦如下几点假设<sup>[5]</sup>:

- (1) 材料的拉伸与压缩应变性质相同,应变不引起体积变化;
- (2) 密封面受到的轴向压缩视为自由表面的恒定位移引起的;
- (3) 忽略介质温度变化对密封面的影响。

#### 2.2 橡胶材料本构模型

该模型中的O形密封圈为橡胶材料,采用了超弹性(Mooney)模型,其直径为5.7 mm。橡胶密封结构具有高度的非线性,即几何非线性、材料非线性和接触非线性。

选用Mooney-Rivlin模型描述超弹性材料在大变形下的力学特性,其函数表达式<sup>[6]</sup>为

$$W = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3) \quad (1)$$

式中:W为应变能密度; $C_1$ 和 $C_2$ 为Mooney-Rivlin模型材料系数; $I_1$ 和 $I_2$ 为第一、第二应变不变量。

应力 $\sigma$ 与应变 $\epsilon$ 的关系为

$$\sigma = dW/d\epsilon \quad (2)$$

丁腈橡胶 $C_1$ 和 $C_2$ 分别取1.37和0.47 MPa<sup>-1</sup>。

#### 2.3 有限元模型

在Abaqus中建立该密封装置杆、O形圈和C形密封环的二维轴对称有限元模型,将其旋转270°后的模型如图1所示。模型尺寸参考车式密封手册<sup>[7]</sup>模型(表)用C形密封环式组合密封,型号为T84-II 862x5.7,C形密封环材料为PTFE,弹性模量取1 000 MPa,泊松比为0.3<sup>[8]</sup>。该密封装置杆材料采用42CrMo,弹性模量为2.14x10<sup>5</sup> MPa,泊松比为0.28,采用四点双线性轴对称四边形单元CAX4R,进行网格划分,划分网格后的模型如图2所示。



图1 旋转270°后的模型

图2 密封面剖面的模型

Fig. 1 The mixed model at 270°

Fig. 2 The mesh model

该密封环可在反运动,将其分为外行程和内行程。如图2所示,其中外行程时运动方向与流体工作压力方向相同,即速度向右;内行程与之相反,即速度向左。定义4个行程步:(1)该密封环轴向位移,实现密封圈的预压缩;(2)对密封圈和C形密封环与流体接触一侧施加工作压力;(3)对密封杆施加轴向向右的速度,即外行程运动;(4)对密封杆施加轴向向左的速度,即内行程运动。

### 3 密封性能分析

为了方便全文描述,定义如表1所示参数。

表1 参数定义

Table 1 Parameters defined

参数	定义
$F_{12}$	该密封环与密封面之间的最大接触力
$F_{13}$	O形圈密封环与C形密封环之间的最大接触力
$F_{23}$	C形密封环与密封杆之间的最大接触力
$\sigma_1$	O形圈的最大Von Mises应力
$\sigma_2$	C形密封环的最大Von Mises应力

根据密封理论与力的平衡原理,接触应力不小于工作介质的内压力时才能确保密封结构的密封效果。

下文将以密封间隙、工作压力为变量来分析在不

回弹密封工况下的密封性能。

### 3.1 密封间隙、工作压力对 Von Mises 的影响

图3和图4分别示出了C形槽环组合密封静密封时,最大Von Mises应力 $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 随工作压力、密封间隙的变化。



图3 O形圈的最大Von Mises应力随压力、密封间隙的变化

Fig. 3 Maximum Von Mises stress of O-ring versus pressure and seal clearance



图4 C形圈环的最大Von Mises应力随压力、密封间隙的变化

Fig. 4 Maximum Von Mises stress of C-ringing ring versus pressure and seal clearance

由图3、4可知,静密封工作时,同一密封间隙下,随着工作压力的增大,最大Von Mises应力 $\sigma_1$ 和 $\sigma_2$ 均呈现增加趋势,且 $\sigma_2$ 增加相对更迅速。 $\sigma_1 > \sigma_2$ ,同一工作压力下,随着密封间隙的增大, $\sigma_1$ 减小, $\sigma_2$ 增大。

### 3.2 密封间隙、工作压力对接触应力的影响

图5—7分别示出了C形槽环组合密封静密封工作时,各接触面最大接触应力随工作压力、密封间隙的变化。



图5 O形圈与C形圈间的最大接触应力随压力、密封间隙的变化

Fig. 5 Maximum contact stress between O-ring and Groove versus pressure and seal clearance



图6 O形圈与C形圈间的最大接触应力随压力、密封间隙的变化

Fig. 6 Maximum contact stress between O-ring and C-ringing ring versus pressure and seal clearance



图7 C形圈环与O形圈间的最大接触应力随压力、密封间隙的变化

Fig. 7 Maximum contact stress between C-ringing ring and groove versus pressure and seal clearance

由图5—7可知,  $\sigma$ 形圈与活套以及C形槽环间的最大接触应力 $p_{c1}$ 、 $p_{c2}$ 随工作压力的增大和密封间隙的减小呈增加趋势; C形槽环与活套料之间的最大接触应力 $p_{c3}$ 随工作压力的增大呈增加趋势, 而密封间隙对其影响不大; 当工作压力和密封间隙相同时,  $p_{c1} > p_{c2} > p_{c3}$ , 因此 $p_{c1}$ 即 $\sigma$ 形圈与C形槽环之间的最大接触应力是能否满足密封要求的关键所在。

从图6中还可以看出, 密封间隙为0.4 mm时,  $p_{c1}$ 小于工作压力, 而密封间隙为0.3 mm时,  $p_{c1}$ 略大于工作压力。为保证密封可靠性, 根据密封理论与力的平衡原理, 建议C形槽环式组合密封的密封间隙不超过0.3 mm。工作压力为1 MPa时, C形槽环末端与活套杆接触处出现应力集中, 造成了 $p_{c1}$ 在工作压力为1 MPa附近较大, 因此对C形槽环要做倒角

处理。

#### 4 密封性能分析

考虑到 $\sigma$ 形圈对圈为易损件, 同时结合密封性能分析的概念—— $\sigma$ 形圈对圈与C形槽环之间的最大接触应力 $p_{c1}$ 为能否密封的关键, 选取 $\sigma$ 形圈的最大Von Mises应力 $\sigma$ 和 $\sigma$ 形圈对圈与C形槽环之间的最大接触应力 $p_{c1}$ 两个参数来分析不同工作压力、密封间隙、摩擦系数和往复运动速度下的密封性能。

##### 4.1 工作压力的影响

图8和图9分别示出了C形槽环式组合密封在外行程、内行程时, 工作压力对 $\sigma$ 形圈的最大Von Mises应力 $\sigma$ 和 $\sigma$ 形圈对圈与C形槽环之间的最大接触应力 $p_{c1}$ 的影响。



图8  $\sigma$ 形圈的最大Von Mises应力随工作压力的变化  
( $\mu=0.2$ ,  $\delta=0.2$  mm,  $v=0.2$  m/s)

Fig. 8 Maximum Von Mises stress of O-ring versus pressure  
( $\mu=0.2$ ,  $\delta=0.2$  mm,  $v=0.2$  m/s)



图9  $\sigma$ 形圈与C形槽环间的最大接触应力随工作压力的变化  
( $\mu=0.2$ ,  $\delta=0.2$  mm,  $v=0.2$  m/s)

Fig. 9 Maximum contact stress between O-ring and C-shaped groove versus pressure  
( $\mu=0.2$ ,  $\delta=0.2$  mm,  $v=0.2$  m/s)

此工作条件下的摩擦系数为0.2, 密封间隙为0.2 mm, 活套杆往复运动速度为0.2 m/s。从图8中可以看出, 外行程和内行程的 $\sigma$ 形圈的最大Von Mises应力随着工作压力的增大呈增大趋势, 外行程的最大Von Mises应力略大于内行程。从图9中可以看出,  $\sigma$ 形圈与C形槽环间的最大接触应力随着工作压力的增大呈增大趋势, 外行程的最大接触应力略大于内行程。

##### 4.2 密封间隙的影响

图10和图11分别示出了C形槽环式组合密封在外行程、内行程和密封时, 密封间隙对 $\sigma$ 形圈的最大Von Mises应力 $\sigma$ 和 $\sigma$ 形圈对圈与C形槽环之间的最大接触应力 $p_{c1}$ 的影响。



图10  $\sigma$ 形圈的最大Von Mises应力随密封间隙的变化  
( $\mu=0.2$ ,  $p=1$  MPa,  $v=0.2$  m/s)

Fig. 10 Maximum Von Mises stress of O-ring versus seal clearance  
( $\mu=0.2$ ,  $p=1$  MPa,  $v=0.2$  m/s)



图 11 O 形圈与 C 形圈环间的最大接触应力随密封间隙的变化 ( $\mu=0.2$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ ,  $v=0.2 \text{ m/s}$ )

Fig 11 Maximum contact stress between O-ring and C-ring along seal clearance ( $\mu=0.2$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ ,  $v=0.2 \text{ m/s}$ )



图 12 O 形圈与 C 形圈环间的最大接触应力随摩擦系数的变化 ( $v=0.2 \text{ mm}$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ ,  $\mu=0.2 \text{ m/s}$ )

Fig 12 Maximum contact stress between O-ring and C-ring along friction coefficient ( $v=0.2 \text{ mm}$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ ,  $\mu=0.2 \text{ m/s}$ )

此工作条件下的摩擦系数为 0.2, 工作压力为 3 MPa, 活塞杆运动速度为 0.2 m/s, O 形圈的最大 Von Mises 应力  $\sigma$  和 O 形密封圈与 C 形圈环之间的最大接触应力  $p_c$  随密封间隙增大而减小, 并且在外行程、内行程和静密封时,  $\sigma$  和  $p_c$  相差不大, 说明静、动密封时  $\sigma$  和  $p_c$  的变化趋势以及大小基本一致, 密封间隙对  $\sigma$  和  $p_c$  的影响与静密封时类似, 再结合图 6, 建议动密封时的密封间隙也不大于 0.3 mm, 车削静密封时  $\mu^{[14]}$  上举荐该种密封间隙范围为 0.15~0.3 mm, 较合理且与此吻合。

#### 4.3 摩擦系数的影响

图 12 和图 13 分别示出了 C 形圈环式组合密封在外行程、内行程时, 摩擦系数对 O 形圈的最大 Von Mises 应力  $\sigma$  和 O 形密封圈与 C 形圈环之间的最大接触应力  $p_c$  的影响。



图 12 O 形圈的最大 Von Mises 应力随摩擦系数的变化 ( $v=0.2 \text{ mm}$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ ,  $\mu=0.2 \text{ m/s}$ )

Fig 12 Maximum Von Mises stress of O-ring versus friction coefficient ( $v=0.2 \text{ mm}$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ ,  $\mu=0.2 \text{ m/s}$ )

此工作条件下的密封间隙为 0.2 mm, 工作压力为 3 MPa, 活塞杆运动速度为 0.2 m/s, 外行程的 O 形圈的最大 Von Mises 应力随着摩擦系数的增大而增大, 内行程的最大 Von Mises 应力随着摩擦系数的增大而减小, 外行程的 O 形圈与 C 形圈环间最大接触应力随着摩擦系数的增大而增大, 内行程的最大接触应力随着摩擦系数的增大而减小, 且内行程的最大接触应力小于外行程, 因为最大接触应力的最小值决定了是否密封良好, 由此考虑考虑内行程的最大接触应力, 内行程的最大接触应力随着摩擦系数的增大而减小, 为了获得内行程相对较大的最大接触应力, 摩擦系数越小越好, 即 C 形圈环与活塞杆之间的摩擦系数越小越好。

#### 4.4 往复运动速度的影响

图 14 和图 15 分别示出了 C 形圈环式组合密封在外行程、内行程时, 活塞杆往复运动速度与 O 形圈的最大 Von Mises 应力  $\sigma$  和 O 形密封圈与 C 形圈环之间的最大接触应力  $p_c$  的影响。



图 14 O 形圈的最大 Von Mises 应力随往复运动速度的变化 ( $\mu=0.2$ ,  $v=0.2 \text{ mm}$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ )

Fig 14 Maximum Von Mises stress of O-ring versus reciprocating motion velocity ( $\mu=0.2$ ,  $v=0.2 \text{ mm}$ ,  $p=3 \text{ MPa}$ )



图 14  $\phi$ 形圈与 C 形密封环的最大接触应力随往复运动速度的变化 ( $\mu=0.2$ ,  $r=0.2$  mm,  $p=3$  MPa)

Fig. 14 Maximum contact stress between O-ring and C-shaped ring versus reciprocating motion velocity ( $\mu=0.2$ ,  $r=0.2$  mm,  $p=3$  MPa)

此工作条件下的密封间隙为 0.2 mm, 工作压力为 3 MPa, 摩擦系数为 0.2, 从图 14 和图 15 可以看出, 活塞杆运动速度在 0.1~0.5 m/s 之间变化时, 最大 Von Mises 应力和最大接触应力略微波动, 其值基本没有变化, 但运动速度越快, 在摩擦力作用下, 摩擦生热会加剧, 同时也会加剧密封件的损坏, 因此运动速度也是密封设计的一个重要参数。

## 5 结论

(1) 静密封工作时, O 形圈与 C 形密封环之间的最大接触应力  $\sigma_c$  是密封的关键; 工作压力增大, 最大 Von Mises 应力和最大接触应力呈同比增大趋势; 密封间隙不大于 0.3 mm 时,  $\sigma_c$  均大于工作压力, C 形密封环具有良好的密封效果。

(2) 动密封工作时, 随着工作压力的增大, 外行程和内行程的  $\phi$ 形圈最大 Von Mises 应力  $\sigma$ , 和 O 形密封环与 C 形密封环之间的最大接触应力  $\sigma_c$  呈增大趋势, 且外行程的  $\sigma$ 、 $\sigma_c$  略大于内行程; 随密封间隙的增大, 最大 Von Mises 应力  $\sigma$  和最大接触应力  $\sigma_c$  呈减小趋势, 建议密封间隙不大于 0.3 mm; 随着摩擦系数的增大, 外行程的  $\sigma$ 、 $\sigma_c$  增大, 内行程的  $\sigma$ 、 $\sigma_c$  减小, 因此 C 形密封环与活塞杆之间的摩擦系数越小越好; 活塞杆往复运动速度对  $\sigma$ 、 $\sigma_c$  影响不大, 但运动速度越快, 摩擦生热会加剧, 同时也会加剧密封件的损坏, 因此运动速度也是密封设计的一个重要参数。

## 参考文献

[1] 陈社会. C 形密封式组合密封及其应用[J]. 液压与气动, 2004(4): 24-26.  
CHEN S H. C-shape combined seal and its application[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2004(4): 24-26.

[2] 车国栋. 液动汽车密封[J]. 液压气动与密封, 1999(4): 36-41.

[3] 孙德顺. 水式密封在高压气路动态密封装置中的应用[J]. 液压气动与密封, 2006(4): 41-43.  
SUN D S. Water seal and application of air-tightness sealing in rotary sealing device for high pressure gas[J]. Fluid Power and Control, 2006(4): 41-43.

[4] 王顺, 许允. 组合密封件在液力泵中的应用研究[J]. 机电信息, 2015(18): 175-176.

[5] 汤斌, 周斌. 工业汽车密封件在井下电机密封装置中的有限元分析[J]. 机械设计与应用, 2012(2): 76-77.  
TANG B, ZHOU B. Finite element analysis of O-ring seal applied on motor dynamic sealing device[J]. Mechanical Research and Application, 2012, 2(2): 76-77.

[6] 张杰, 吴敬强, 罗会强. 气液式组合密封的密封性能研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(11): 120-123.  
ZHANG J, WU J Q, LUO H Q, et al. Seal performance of the composition seal for automobile engine by cylinder[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(11): 120-123.

[7] 魏磊, 杨卫民, 丁玉梅. 气液式组合密封件的研究(II): 密封环密封件(密封环)的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(3): 85-88.  
WEI L, YANG W M, DING Y M, et al. The study of a sliding ring combined sealing(II): the finite element analysis of seal ring seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(3): 85-88.

[8] 魏磊, 张永, 杨卫民. 气液式组合密封件的研究(I): 密封环密封件(密封环)的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(7): 18-19.  
WEI L, ZHANG Y, YANG W M, et al. The study of a sliding ring combined sealing(I): the finite element analysis of seal ring seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(7): 18-19.

[9] YU J Y, GAO J Y, LIU W, et al. Experimental study and finite element analysis of the performance of reciprocating seal in supporting device of guideway[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 52: 48-55.

[10] THONG H, HUANG H W, SA W. Design and finite element analysis on self-compensating circular-DOSE (oilless) seal-ring assembly seal device[C]//Proceedings of International Conference on Digital Manufacturing & Automation, Washington, IEEE, 2010: 667-672.

[11] 王同丰, 周彬, 肖雷. 气液式密封环密封件密封性能有限元分析[J]. 机械设计, 2014, 38(8): 37-42.  
WANG T F, ZHOU B, XIAO L, et al. Sealing performance analysis of T-ring seal on reciprocating seal shaft[J]. Machine Design & Research, 2014, 38(8): 37-42.

[12] BISHOPPI R A. Theory of large elastic deformation[J]. Journal of Applied Physics, 1940, 11(9): 582-592.

[13] 车国栋. 气液密封件手册[M]. 西安: 西安海林园工贸有限公司, 2000.

DOI: 10.3969/j.issn.0273-0890.2017.08.008

## 不同试样方位对摩擦磁记忆信号形成与检测的影响<sup>\*</sup>

石博文 樊建春 赵坤鹏 洪 敏

(中国石油大学(北京)机械与储运工程学院 北京 102249)

**摘要:**采用400 MHz试样与316 L钢试样组成“块摩擦副,在地磁场环境下进行摩擦磁记忆试验,研究不同检测方位对摩擦磁记忆信号检测准确率的影响,以及不同检测方位对摩擦磁记忆信号形成过程的影响。试验结果表明,摩擦磁记忆信号方位分量能够准确地表征磁畴的位置与长度;不同检测方位对摩擦磁记忆信号的检测准确率产生影响,该影响与检测方位下的地磁场强度有关,地磁场强度越大,对试样磁畴的磁化能力越强,摩擦磁记忆信号值与地磁场强度的差值越大;保持检测方位不变,不同摩擦方位对摩擦磁记忆形成过程基本没有影响。

**关键词:**摩擦磁记忆;磁记忆信号;检测方位;摩擦方位;地磁场

**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0273-0890(2017) 08-0027-08

## Influence on Formation and Detection of Friction Magnetic Memory Signals by Different Specimen Direction

SHI Bowen FAN Jianchun ZHAO Kunpeng HONG Ming

(College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing 102249, China)

**Abstract:** The friction magnetic memory test was carried out in the geomagnetic field environment with 400 MHz block specimen and the 316 L pin specimen as a pin-on-block friction pair. The influence of different detection direction and different friction direction on the detection and formation of magnetic memory signals was investigated. The result shows that the tangential friction magnetic memory signals can indicate the location and the width of the wear accurately. The different detection direction affects the friction magnetic memory signals, and this effect is connected with the geomagnetic field under the different detection direction. The greater the geomagnetic field intensity is, the greater the magnetization on the wear becomes, and the greater the difference is between the friction magnetic memory signals and the geomagnetic field intensity. When keeping the detection direction unchanged, the different friction directions have little influence on the formation of friction magnetic memory signals.

**Keywords:** friction magnetic memory; magnetic memory signals; detection direction; friction direction; geomagnetic field

磨蚀、腐蚀和断裂是材料失效的3种主要形式,据统计70%~80%的设备及坏都是由磨蚀失效导致的<sup>[1]</sup>。因此,对摩擦导致的磨蚀失效的研究具有重要的意义。摩擦磁记忆检测技术作为一种新兴的无损检测技术,自提出以来受到了各国学者的广泛关注。该技术利用摩擦磁记忆,对材料中存在的微裂纹及应力集中区进行监测,在早期探伤和失效预防中起着重要的作用。目前大部分磁记忆基础实验都是在静载或动载工况下,对铁基材料施加拉伸、弯曲以及扭转载荷等应力作用,观察材料的磁畴信号变化,而很少有将磁记忆技术应用与磨损状态检测方面的实验研究。

与磁畴检测不同,磁记忆检测技术利用的是地磁场,而地磁场并不是恒定的,会随着地理位置的不同而变化,因此在磁记忆信号检测过程中,试样放置在不同的方位会产生不同的结果。丁凤云等<sup>[2]</sup>使用矩形截面试样研究不同试样方位对磁记忆信号方位分量的影响。研究表明,试样的垂直放置时,试样东西和南北方向放置时的磁记忆信号值基本不变,并认为在实际工程中,判断应力集中区没有必要限制检测的方向或检测试样放置的方向。徐坤山等<sup>[3]</sup>使用含铜孔缺陷试样进行磁记忆信号试验,研究表明,试样的垂直放置时,东西方向磁记忆信号值高于南北方向,并认为实际磁记忆试验中,不需要限制试样方位。钟丰平和张峰<sup>[4]</sup>使用拉伸试样进行磁记忆信号试验,并将得到的磁记忆信号值减去地磁场强度值,研究表明,垂直放置时东西方向磁记忆信号值依然最高,但认为地磁场不是导致该现象的主要因素,其具

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51273028)。

收稿日期: 2016-08-12

作者简介: 石博文(1988-),男,硕士研究生,研究方向为摩擦磁记忆。E-mail: 146377367@163.com

体原因有待进一步深入研究。以上研究均发现试样磁通方向改变时,不同试样方位的磁记忆信号值不同,但于凤云等<sup>[1]</sup>认为这种信号值差异可忽略;钟宇平等<sup>[2]</sup>认为地磁场不是导致该差异的主要原因,但未进行研究解释;徐坤山等<sup>[3]</sup>认为地磁场是产生该差异的主要原因,但并未进行深入研究。并且以上的研究均未从磁场的角度,研究不同试样方位对摩擦记忆信号的形成与检测的影响。本文作者通过在磁通方向下改变试样磁化的方位,测量磁记忆信号导向分量,研究试样方位对摩擦记忆信号形成过程以及检测结果的影响,以期解释试样磁通方向不同方位的摩擦记忆信号值差异与地磁场之间的关系,对进一步研究摩擦记忆理论有重要的意义。

## 1 试验制备与试验方法

### 1.1 摩擦试样的制备

摩擦试验在实验室自主研发的立式摩擦磨损试验机上进行,摩擦副的接触方式为线-线干摩擦,上试样为圆试样,采用 316L 材料,具体尺寸为  $\phi 6 \text{ mm} \times 21.5 \text{ mm}$ ,下试样为块试样,采用 40CrMo 材料,具体尺寸为  $100 \text{ mm} \times 25 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$ ,试样的测量方向及位置如图 1 所示,图中 X 轴指向摩擦面法向方向, Z 轴指向摩擦面切向方向。试验使用半轴磁阻传感器检测试样表面中心线磁记忆信号的导向分量,测量方向均为从 4 (下) 至 8 (上),试验前对块试样进行交流退磁处理,并使用乙醇试剂对试样表面进行清洗。

### 1.2 摩擦磨损试验

试验在室温、干摩擦、地磁场条件下进行,载荷为 90 N,上试样往复速度为 1 Hz,摩擦往复次数为 2 000 次,将试样固定在摩擦磨损试验机上,其放置方位如图 1 所示,为了改变试样方位,需要调整立式

摩擦磨损试验机,从而使试样在图中所示的 300° 平面上转动,这样可以使试样摩擦面法向(即图 1 中 X 轴正方向)分别指向东、西、南、北 4 个方位,本文所有数据测量均在这 4 个方位上进行,所以下文中的东、西、南、北方位均为指试样摩擦面法向指向东、西、南、北方位的意思。

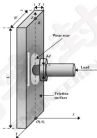


图 1 试样放置位置及测量方向示意图

Fig. 1 The schematic diagram of specimen position and measurement direction

具体试验方案如表 1 所示。

表 1 摩擦试验测量方案

Table 1 The scheme of friction tests

No.	Cosmagnetic field direction	Initial magnetic direction	Friction direction	Direction direction			
				1	2	3	4
1 <sup>#</sup>	North	North	North	North	West	East	South
2 <sup>#</sup>	West	North	West	North	West	East	South
3 <sup>#</sup>	South	North	South	North	West	East	South
4 <sup>#</sup>	East	North	East	North	West	East	South

机进行 4 组摩擦试验,每组试验消耗一块 40CrMo 试样,对 4 块试样进行编号命名分别为 1<sup>#</sup>、2<sup>#</sup>、3<sup>#</sup>、4<sup>#</sup>。试验开始前,需要测量东、西、南、北 4 个方位上的地磁场强度值以及 4 块试样在南方位上

的初始磁场强度值。测量初始磁场时保持方位一致是为了避免地磁场的影响。试验开始时,每块试样选择东、西、南、北 4 个方位中的一个作为摩擦时的方位,简称摩擦方位,下文中的摩擦方位均指的是试



样摩擦时放置的方向,具体设置为:1°试样摩擦方向为北,2°试样摩擦方向为西,3°试样摩擦方向为南,4°试样摩擦方向为东,然后4块试样分别在各自的摩擦方向下进行2 000次往复摩擦,摩擦试验结束后,4块试样都需在东、西、南、北4个方位下检测摩擦磁记忆信号,下文中的检测方位均指的是检测时试样放置的方位,并使用精度为1 mg的电子分析天平测得试样的数据量。

## 2 试验结果与分析

### 2.1 不同试样方位对摩擦磁记忆信号检测的影响

为了研究不同检测方位对磁记忆信号检测结果的影响,需要将检测到的数据减去对应方位下的地磁场

强度值,图2显示了减去地磁场强度值后,4组试样在不同检测方位下的摩擦磁记忆信号轴向分量 $\Delta H(x)$ 曲线,可以直观地看出,摩擦磁记忆信号曲线在测量距离为37~65 mm的范围内均出现信号突变,且信号突变呈现为凹坑形状,凹坑两端沿x轴方向上的距离及位置与实际测量的试样磨痕长度及位置极为接近,这是因为在地磁场环境中对铁基材料进行摩擦试验,会导致材料产生严重的塑性变形,在变形区位置会产生位错线与位错环,实验测定的摩擦痕会产生滑移运动,导致位错的增殖,形成位错整叠,从而产生弱磁场<sup>[3-4]</sup>,所以在磨痕处磁记忆信号会发生突变,并且呈现凹坑形。

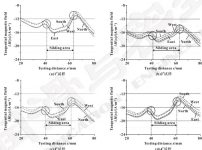


图2 不同检测方位下的摩擦磁记忆信号轴向分量曲线

Fig. 2. The curves of tangential friction magnetic memory signals under different detection direction

图3所示为4组试样磨痕长度的检测值(取凹坑两端沿x轴方向上的距离)与真实值的关系图,可以直观地看出检测值与真实值近似相等,但检测值总是略高于真实值,这主要是因为摩擦实际形成的位错整叠,已经超过了试样表面可观测到的磨痕区域,在材料内部位错堆积区超过了磨痕两端并向外延伸一部分,所以使得检测值略高于真实值,因此,摩擦磁记忆信号轴向分量 $\Delta H(x)$ 可以较为精确地反应磨痕的位置与长度。



图3 磨痕长度检测值图与真实值

Fig. 3. The true value and measured value of true size width

从图2中可以直接地看到4组试验结果完全相同,即不同的检测方位中,试样在检测方位为北时,摩擦磁记忆信号的数值最大,其次是试样检测方位为东、西,最后为试样检测方位为南。故将每组试样不同检测方位的磁记忆信号数据得到表2,其中 $\Delta H(x)_{max}$ 为减小地磁场强度值后摩擦磁记忆

信号向分量最大值, $\Delta H(x)_{min}$ 为减小地磁场强度值后摩擦磁记忆信号向分量最小值, $\Delta H(x)_{avg}$ 为减小地磁场强度值后摩擦磁记忆信号向分量平均值。对此表中每组试样不同检测方位的 $\Delta H(x)_{max}$ 、 $\Delta H(x)_{min}$ 、 $\Delta H(x)_{avg}$ 值,得出的结果同图2中观察得到的一样。

表2 不同检测方位下摩擦磁记忆信号的参数值

Table 2 The parameter values of the friction magnetic memory signals under the different detection direction  $A \cdot m^{-2}$

No.	Detection direction	$\Delta H(x)_{max}$	$\Delta H(x)_{min}$	$\Delta H(x)_{avg}$	No.	Detection direction	$\Delta H(x)_{max}$	$\Delta H(x)_{min}$	$\Delta H(x)_{avg}$		
1 <sup>#</sup>	North	15.266 2	9.992 0	13.559 2	1 <sup>#</sup>	North	15.211 0	13.056 7	14.133 9		
	West	15.370 6	10.074 6	13.497 0		1 <sup>#</sup>	West	15.226 9	14.899 6	14.997 9	
	East	16.092 0	10.964 0	14.413 9			1 <sup>#</sup>	East	15.980 7	14.726 1	17.449 8
	South	16.371 7	10.798 0	14.829 1				1 <sup>#</sup>	South	15.200 6	14.692 1
2 <sup>#</sup>	North	17.543 4	13.694 0	16.528 2	2 <sup>#</sup>				North	15.643 9	17.131 9
	West	18.309 1	14.180 7	16.620 1		2 <sup>#</sup>			West	15.819 3	17.890 9
	East	18.656 9	14.939 1	17.050 0			2 <sup>#</sup>		East	15.602 7	15.499 2
	South	18.942 7	14.968 0	17.450 6				2 <sup>#</sup>	South	15.756 6	15.969 0

从图4中可以直接地看出地磁场切向分量随着南、西、东、北这个方位顺序增大,并且不同检测方位下的 $\Delta H(x)_{max}$ 及 $\Delta H(x)_{min}$ 值均随着地磁场强度的增加而增加,这主要是因为磁场在磁化铁磁材料时所做的功为磁化功,这部分磁化功等于材料自由能的增加量,根据最小能量原理,材料会通过畴壁位移和磁转动的方式增加磁性能,最终材料内部的磁性能与磁高各向异性性能达到的稳定状态,即总自由能最小<sup>[2]</sup>,所以当改变试样检测方位时,高的地磁场强度会产生更多的磁化功,在材料内部转化为更多的自由

能,这使更多的磁畴发生畴壁位移,进而增加更多的磁性能,使摩擦磁记忆的磁记忆信号值更大,所以即使对原始信号进行了滤波处理,屏蔽了地磁场强度数值对磁记忆信号的影响,仍能反映出不同检测方位对摩擦磁记忆信号的影响,因此,不同试样方位对摩擦磁记忆信号的检测存在影响,影响的大小与不同检测方位下的地磁场强度大小有关,地磁场强度值越大,地磁场对试样磨痕处的磁化能力越强,摩擦磁记忆信号值与地磁场强度的差值越大,摩擦磁记忆信号特征越明显。



图4 不同检测方位与摩擦磁记忆信号向分量均值及其减小地磁场强度后均值的关系曲线



Fig. 5 The average integral magnetic memory signals with and without geomagnetic field intensity as a function of the detection direction

### 2.1 不同试样方位对摩擦磁记忆信号形成的影响

为了研究不同试样方位对摩擦磁记忆信号形成的

影响,共进行了4组摩擦试验,每组试样选择不同的摩擦方位,在相同的速度、次数、载荷以及环境下进

行摩擦,摩擦结束后,使用电子分析天平测量4组试样的磨质量,图3所示即为4组磨-块试样的磨质量,可以直接地看出,4组试验上、下试样的磨质量近似相等,这表明4组试样摩擦状况基本相似,最后对摩擦前记忆信号数据进行增量处理,为保持一致,选择检测方位为南的磁记忆信号图,减去试样的初始磁场强度,从而对比不同摩擦方位下磁记忆信号增量的差异与地磁场强度之间关系,其中减去初始磁场是为了避免试样初始磁场不同对试验结果产生影响。



图3 磨-块试样磨质量

Fig. 3 The wear mass of pin-block specimens

图4所示为4组试样在不同摩擦方位下,检测方位为南的摩擦前记忆信号轴向分量增量曲线,可以看出其应磁场的磁记忆信号突变依然存在,并且其值较为准确地反映出磨块的位置与长度,结果表明不同摩擦方位下,1'试样的磁记忆信号增量最大,2',4'试样的磁记忆信号增量次之,3'试样的磁记忆信号增量最小,试验结果大小顺序同地磁场强度大小顺序并不相同,统计4组试样在不同摩擦方位,同一检测方位下的摩擦前记忆信号轴向分量增量的值 $\Delta H(\cdot)$ ,以及不同方位的地磁场轴向分量得到图7。



图4 不同摩擦方位下的摩擦前记忆信号轴向分量增量曲线

Fig. 4 The curves of longitudinal friction magnetic memory signals increment under different friction direction

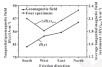


图7 不同摩擦方位与摩擦前记忆信号轴向分量增量均值的关系曲线

Fig. 7 The average longitudinal magnetic memory signals increment as a function of the friction direction

从图7中可以看出,相同的方位顺序下,摩擦前记忆信号轴向分量增量均值并没有随着地磁场强度的增大而增大,反而呈现先减小后增大的趋势,并且不同摩擦方位的磁记忆信号增量均值的差值很小,在 $0.2 \sim 0.4$ 之间,在实际工程中可以忽略,产生这种现象的主要原因是地磁场为弱磁场,铁磁性材料在弱磁场范围内的主要磁化过程为可逆的畴壁位移,当磁畴磁畴时,畴壁可返回原位,所以试样无论在不同的方位下摩擦,只要最后的检测方位相同,地磁场对试样的影响是一致的,即同一检测方位,不同摩擦方位对摩擦前记忆信号的形成过程基本没有影响。

与地磁场不同,铁磁材料在应力的作用下会增加材料内部的应力能,为了提高增加的应力能,材料的畴壁性能会通过不可逆的畴壁位移以及畴转动的的方式进行增加,最终使材料总自由能达到很小值,使材料处于稳定状态,当载荷解除时,材料内的应力集中区会因多种内耗效应而卸下来,而为了提高应力能的畴壁组织重新取向也会保留下来,在磨块处产生弱磁场,形成磁记忆信号<sup>[10]</sup>。

而不同摩擦方位下磁记忆信号增量产生差异,这主要是因为即使使用相同材料、尺寸、加工工艺以及处理方法的试样,在进行摩擦试验时摩擦前记忆信号的产生微小不同,这是与材料磁导率、摩擦面积程度等不可控因素有关。

### 3 结论

(1) 经过摩擦试验后,块试样表面摩擦前记忆信号轴向分量在磨块位置处存在明显的信号突变,信号突变表现为凹坑状,并且凹坑两端在X轴方向上的距离与磨块长度近似相等,因此摩擦前记忆信号轴向分量可以定量地描述磨块的位置与长度,并且对摩擦前记忆信号进行增量处理时这种定量关系依然存在。

(2) 不同试样方位对摩擦磁记忆信号的检测存在影响,此影响与不同检测方位下地磁场强度大小有关,地磁场强度越大,对试样磁化的磁化能力越强,摩擦磁记忆信号值与地磁场强度的差值越大,摩擦磁记忆信号特征越明显。在实际摩擦磁记忆检测工程中,改变试样的检测方位,会对磁记忆信号产生影响,即使与地磁场垂直后,这种影响依然存在,这种现象不利于磁记忆信号的定量评价,可见在摩擦磁记忆检测时,需要注意磁化的方位,在条件允许的情况下,检测过程尽量控制在同一检测方位。

(3) 不同试样方位对摩擦磁记忆信号的形成基本没有影响,不同摩擦方位下的摩擦磁记忆信号切向分量增量均值之间的差值很小,均在 $0.3 \text{ kA/m}$ 之间,并且增量均值并不随着地磁场强度的增加而增加,反而呈现无减小而增加的趋势,这是由于地磁场为弱磁场,磁化过程主要为可逆的畴壁位移导致的,所以在实际工程中只要检测方位不变,不同的摩擦方位对摩擦磁记忆信号的形成过程基本没有影响。

#### 参考文献

- [1] 程斌斌,陈爱斌,周志群,等.材料摩擦后残余及其影响因素分析与检测研究[J].摩擦学学报,1999,19(2):187-192. CHENG B B, CHEN A B, ZHOU Z Q, et al. Current state and development of the research on residual stress failure and failure prevention[J]. Tribology, 1999, 19(2): 187-192.
- [2] 于凤云,张利梅,吴森.放置方向对磁记忆检测信号的影响[J].煤矿机械,2009(10):182-185. YU F Y, ZHANG L M, WU S. The study of the effect of placement direction on the magnetic memory testing signals[J]. Coal Mine Machinery, 2009(10): 182-185.
- [3] 李坤山,姜利,黄利华,等.金属磁记忆检测中测量方向对磁

记忆的影响[J].磁性材料及器件,2006,37(4):41-45. LI K S, JIANG L, HUANG L Q, et al. Influence of testing direction and Meissl value on metal magnetic memory test[J]. Journal of Magnetic Materials and Devices, 2006, 37(4): 41-45.

- [4] 李坤山,姜利.不同检测方位下金属磁记忆信号误差[J].无损检测,2006,28(7):28-29. LI KHONG S P, JIANG L. Different of magnetic memory testing signal on different direction[J]. Nondestructive Testing, 2006, 28(7): 28-29.
- [5] 姜利,姜利平,张之敏.金属磁记忆检测技术的现状与发展[J].中国机械工程,2009,14(10):992-996. JIANG L, JIANG L P, ZHANG Z M. [Status of the use of metal magnetic memory testing technique][J]. China Mechanical Engineering, 2009, 14(10): 992-996.
- [6] 任吉海,李冠华,李洪,等.金属磁记忆检测原理的探讨[J].无损检测,2002,24(1):26-31. REN J H, LI G H, LI HONG K, et al. Study on the mechanism of metal magnetic memory testing [J]. Nondestructive Testing, 2002, 24(1): 26-31.
- [7] 王丽,冯爱丽,丁红艳,等.金属磁记忆检测的原理和应用[J].物理测试,2007,28(2):26-30. WANG L, FENG W L, DING H B, et al. Theory and application of testing for metal magnetic memory[J]. Physics Examination and Testing, 2007, 28(2): 26-30.
- [8] 程斌斌,吴文生,黄森,等.不同摩擦工况下轴颈试样表面摩擦磁记忆磁畴研究[J].摩擦学学报,2001,21(2):221-227. CHENG B B, WU W S, HUANG S, et al. Magnetic memory phenomenon of the gear-less specimens surface under the different friction conditions [J]. Tribology, 2001, 21(2): 221-227.
- [9] 姜利,磁性物理[M].北京,科学出版社,2003.
- [10] 张洪成,磁学[M].北京,北京大学出版社,2004.

## CNKI 推出《中国高被引图书年报》

日前,中国知网(CNKI)中国科学技术计算评价研究中心推出了一套《中国高被引图书年报》,该报告基于中国大陆地区以本馆版的422万余本图书被近3年内期刊、博硕、会议论文的引用频次,分学科、分时段遴选高被引优秀学术图书予以发布,据研究人员统计,他们共统计分析了2019-2021年中国学术期刊813万条、中国博硕士学位论文论文101万条、中国重要会议论文48万条、期刊引文达1416万条。根据统计数据,422万图书至少被引用1次的图书达72万条,研究人员从中国知网平台共选出77万本图书细分为108个学科,分1949-2009年和2010-2021年两个时间段,分别遴选被引频次高的TOP 10%图书,并遴选由20011条优秀图书收入《中国高被引图书年报》。统计数据显示,这7万本高被引优秀图书虽然只占全国图书的1.65%,却获得47.1%的总被引频次,可见这些图书质量上乘,在同类图书中发挥了更加重要的作用,该报告还首次发布各学科“学科+指数”排名前20的高被引单位的评价指标,对高被引单位的社会效益—特别是学术高被引物的社会效益具有重要的参考价值。

该报告从图书被引用的角度出发,评价图书的学术影响力,体现了以量变和质变等指标方法准确评价学术图书的精髓,科学、客观地评价了图书、图书作者以及出版单位对各学科发展的贡献。

《中国高被引图书年报》把国内以本馆版图书全部纳入评价范围属国内首创,是全国、客观评价图书学术影响力的工具,填补了国内图书学术水平定量评价的空白,在帮助图书建设提升出版质量提高服务水平,帮助出版管理部门了解图书学术出版现状,帮助科研人员科研管理,帮助读者购买和阅读图书等方面,均具有有效的参考价值,也为出版业评估出版业业绩,改善出版现状,策划学科专题提供有效的信息。

《中国高被引图书年报》由《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司出版,该产品的形式为光盘电子版出版物,分为理学、工学、农学、医学、人文科学和社会科学6个分卷,属查询类图书,欢迎咨询、订购,咨询电话:010-82718830 01099586 许0399, E-mail: support@cnki.net

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0190.2017.08.009

## 交变载荷作用下端面密封热力耦合特性分析<sup>\*</sup>

孙星星<sup>1</sup> 孟祥彬<sup>2</sup> 周国忠<sup>1</sup> 彭旭东<sup>1</sup>

(1. 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;  
2. 浙江长城搅拌设备有限公司 浙江温州 325028)

摘要:为研究交变载荷和热力变形对端面密封热力耦合特性的影响,以炉气脱碱塔用侧入式单端面机械密封为研究对象,考虑流体黏度随温度的变化,建立其热力耦合计算的数学模型并给出详细的边界条件,将弹簧刚度力的交变载荷数学表达式形式,通过与瞬态时程耦合的瞬态分析模型,采用 Cat-4m 差分格式对时间域上的密封方程和热传导方程进行离散,获得密封端面的接触压力、摩擦扭矩和温度分布等性能参数。结果表明:瞬态分析中各密封性能参数会随一时间点的表观值与稳态工况相似的特征,端面接触压力和处于高温区;随时间变化的弹簧刚度,改变了密封装置受力状况,使得密封端面的接触压力、摩擦扭矩、温度等呈随向交变的热力耦合特征,且随温度分布特性出现明显的热滞现象。

关键词:单端面机械密封;交变载荷作用;热力耦合;密封性能

中图分类号:TH117.1 文献标志码:A 文章编号:0271-0190(2017)08-009-06

## Analysis of Thermal-mechanical Coupling Characteristics on Seal Faces under Alternative Load Function

SUN Xingxing<sup>1</sup> MENG Xiangbin<sup>2</sup> ZHOU Guozhong<sup>1</sup> PENG Xudong<sup>1</sup>

(1. Engineering Research Center of Process Equipment and Its Remanufacture, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou Zhejiang 310032, China; 2. Zhejiang Great Wall Mixers Co., Ltd., Wenzhou Zhejiang 325028, China)

**Abstract:** In order to study the effect of alternating load and thermal deformation on transient coupling characteristics of seal face, taking side-entry single mechanical seal of stirred kettle used for flue gas desulfurization as the research object, considering the change of fluid viscosity with temperature, a thermal-mechanical coupling mathematical model was established and detailed solution boundary conditions were given. The spring force was expressed in the form of alternative load function, combined with the model of time-history transient analysis, the Galileo difference scheme was used to discretize the Reynolds equation and heat conduction equation in time domain, some performance parameters, such as contact pressure, friction torque and temperature distribution, were achieved. The results indicate that the characteristics of seal seal faces investigated in the transient analysis are similar to those in the steady analysis in most of computational time, there exists local contact on the seal seal faces and it is in the high temperature region. The force loaded on the sealing device is changed by time-varying spring stiffness pressure, which makes the contact pressure, friction torque and temperature distribution be all alternate and transient, and there is a apparent thermal-lag phenomenon for the thermal characteristics such as the face temperature.

**Keywords:** single mechanical seals; alternative load function; thermal-mechanical coupling; sealing performance

\* 基金项目:浙江省自然科学基金项目(12210000002);  
国家自然科学基金项目(51275049)。

收稿日期:2016-11-26

作者简介:孙星星(1981-),男,硕士研究生,研究方向为流  
体密封技术。E-mail: sunxx1981@126.com

通信作者:彭旭东(1964-),男,博士,教授,研究方向为流  
体装备密封学与流密封技术研究。E-mail: xpj09@126.com

侧入式单端面机械密封是大电厂炉气脱碱塔收塔  
搅拌混合系统的重要组成部分,由于搅拌装置水平安  
装且悬臂较长,在运转过程中,轴系存在径向和轴向  
的位移与振动,从而在机械密封处形成复杂的交变载  
荷;加之环境介质温度高,密封腔体很小,散热性能  
差,从而导致产热量大,在热力耦合的作用下,机械  
密封动静环端面极易发生局部高温和高应力,热裂,

密封加剧等现象, 引发密封失效, 严重影响密封装置的整体使用性能<sup>[1]</sup>。因此, 有必要对交变载荷作用下的端面密封动态耦合特性展开研究, 以此将时间响应下密封装置的动力学特性, 更好地掌握密封装置热力学耦合作用下的交变机制, 提高其抗变工况的能力。

目前, 针对热力学耦合<sup>[2]</sup>的研究不少, 也有一些研究人员对机械密封的动态特性进行研究, 万世峰等<sup>[3]</sup>建立介质温升条件下流体静压型机械密封的热流体耦合动力学模型, 分析在介质温升条件下机械密封性能参数的瞬态响应, 孟祥彪等<sup>[4]</sup>通过建立机械密封瞬态启停动力学模型, 分析了启停过程中浮动环的轴向位移、端面接触力等密封特性, 指出: 轴向跳动和启停过程的速度变化使得相关密封参数呈现瞬态波动现象, TORRENZA<sup>[5]</sup>采用影响系数法对密封环的启动过程进行了热弹耦合计算, HARP 和 SALANT<sup>[6]</sup>为了分析变转速条件下密封端面压力分布、生热率等性能参数的变化规律, 建立了瞬态条件下机械密封环的数学模型, GRIZZIN<sup>[7]</sup>进行平衡加载和卸载条件下的数值分析, 研究机械密封启停阶段密封端面凸体接触压力和变形的时变响应, 利用弹性接触模型并未用傅里叶变换对密封环的热传导方程进行求解, 得出了机械密封环一系列动态密封性能, XING 和 SALANT<sup>[8-9]</sup>建立了接触式机械密封的稳态和动态模型, 并在动态模型中分析了变工况时端面磨损的影响, 严国平和刘正刚<sup>[10]</sup>研究了交变载荷作用下端面密封的瞬态耦合特性, 但未考虑热力学变形的影响。

上述研究都没有同时对交变载荷和热力学变形从考虑端面密封动态耦合特性的分析中, 且忽略了介质温度对液膜性质的影响, 因此不能准确地对交变载荷作用下的瞬态密封行为进行分析。

本文作者以燃气轮机密封副人式单端面机械密封为研究对象, 考虑流体温度随温度的变化, 且考虑密封环的热力学变形、液膜厚度和液膜温度间的耦合关系, 建立了流体膜压力和密封环温度的控制方程, 采用 Galerkin 差分法对瞬态温度场方程和热传导方程的时间域进行离散, 将弹流作用力作为考察的土体, 开展交变载荷作用下端面密封瞬态热力学耦合特性的研究。

## 1 理论模型

### 1.1 几何模型

采用如图 1 所示密封环轴对称结构为所研究问题的几何模型, 该模型包括静环、动环和端面间的一层液膜。密封环的外径侧部分为密封介质压力  $p_e$ , 内径

侧部分为大气压力  $p_a$ , 密封端面之间为流体液膜压力, 静环静环承受弹流作用力, 由于动环密封面作用区域 (如图 1 中 a 和 b 处) 较小, 在此以密封介质压力代替动环密封面产生的作用力, 图中  $R_i$ 、 $R_o$ 、 $R_m$  分别为密封环内径、外径和平衡半径, 研究的密封环几何参数为:  $R_i = 26.5 \text{ mm}$ ,  $R_o = 60.5 \text{ mm}$ ,  $R_m = 51.5 \text{ mm}$ , 平衡比为 0.756 4, 计算模型中作为浮动环的静环不应受轴向约束, 而动环需给定轴向位移约束, 压力边界条件见图 1。

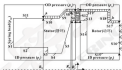


图 1 密封环几何模型及热力学边界条件

Fig. 1 The geometric configuration and thermal-mechanical boundary conditions of seal rings

### 1.2 数学模型

#### 1.2.1 热传导模型

交变载荷动态模型中需要考虑时间项, 其方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) = \rho \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

式中:  $p$  为流体膜压力 (MPa);  $k$  为流体膜厚 ( $\mu\text{m}$ );  $r$  为径向轴向坐标;  $\mu$  为流体液膜粘度 ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )。

采用 Galerkin 差分格式对上式方程进行离散化表达, 其基本方程<sup>[11]</sup>为

$$2 \int \left( \left[ \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right] \right) dt + \int \left( \left[ \frac{\partial k}{\partial r} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right] \right) dt + \frac{2}{\Delta t} \int \left( \left[ \rho (k - k_{n-1}) \right] \right) dt = 0 \quad (2)$$

式中:  $\rho_{n-1}$ 、 $k_{n-1}$ 、 $p_{n-1}$  分别为前一时刻的液膜温度、液膜厚度和液膜压力分布;  $N$  为线性插值函数;  $\Delta t$  为时间步长 ( $\text{s}$ )。

#### 1.2.2 密封环热传导方程及边界条件

交变载荷作用下浮动环柱坐标下的热传导方程为

$$\alpha_1 \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{\alpha_1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \alpha_1 \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = \rho_1 c_1 \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3)$$

式中:下标1为+和-,分别代表动环和静环; $\theta$ 为密封环内的温度( $^{\circ}\text{C}$ ); $r$ 为密封环半径(mm); $z$ 为沿轴向坐标; $\alpha_1$ 为密封环材料的导热系数

$$\left\{ \left[ 2\alpha_1 r \left( \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \left( \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) + 2\alpha_1 r \left( \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \left( \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) + \frac{1}{2\alpha_1} \rho_1 c_1 \theta \right] dz + \left[ \alpha_1 r \left( \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \left( \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \alpha_1 r \left( \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \left( \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) - \frac{1}{2\alpha_1} \rho_1 c_1 \theta \right] dz + \left[ r h_1 (\theta_{\text{in}} + \theta_0) dz + (2k_1 r h_1 (\theta - \theta_0)) dz_0 + (2k_{1\text{in}} r h_1 (\theta_{\text{in}} - \theta_0)) dz_0 \right] = 0 \quad (4)$$

式中: $l$ 为密封端面边界; $k_1$ 为动环和静环在全质侧和空气侧的对流换热边界; $\theta_{\text{in}}$ 为前一时刻的温度分布; $\theta_{\text{in}}$ 为前一时刻的热流密度; $k_{1\text{in}}$ 为前一时刻的对流换热系数; $\theta_0$ 为初始温度。

图1所示密封环各温度边界为 $S_1$ 、 $S_2$ 、 $S_3$ 、 $S_4$ 、 $S_5$ 、 $S_6$ 、 $S_7$ 、 $S_8$ 、 $S_9$ 、 $S_{10}$ 、 $S_{11}$ 、 $S_{12}$ 。采用式(4)的对流换热边界条件,对流换热系数由式(5)确定; $S_1$ 和 $S_2$ 采用式(7)的热流边界条件; $S_3$ 设为绝热边界条件。

$$k_1 = 0.113 \frac{\eta_0}{D} (Re_0)^{0.75} (Pr)^{0.4} \quad (5)$$

$$- \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial z} \Big|_{z=0} = k_1 (\theta - \theta_0) \quad (6)$$

$$- \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial z} \Big|_{z=l} = q \quad (7)$$

式中: $k_1$ 为密封环介质侧和空气侧的对流换热系数( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ );下标1为+和-,分别代表动环和静环;下标1和 $\alpha_1$ 分别代表介质侧和空气侧; $Re_0$ 雷诺数,其值为: $Re_0 = \rho \omega r^2 / (\eta_0)$ ; $\rho$ 为介质密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $\omega$ 为动环角速度( $\text{rad}/\text{s}$ ); $\eta_0$ 为介质粘度( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ); $D$ 为密封环各边界的直径; $Pr$ 为普朗特数, $Pr = \mu \cdot c_p \cdot k_1$ ,其中 $k_1$ 为密封介质热传导系数( $\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ); $c_p$ 密封介质的比热容( $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ )。

同时,采用如下的方程来表示的位移-温度之间的关系<sup>[12]</sup>为

$$\mu = \mu_0 \exp[-\beta(\theta - \theta_0)] \quad (8)$$

式中: $\mu_0$ 为初始黏度( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ); $\beta$ 为黏温系数( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ); $\theta_0$ 为介质初始温度( $^{\circ}\text{C}$ )。

### 1.2.3 密封环变形分析

根据最小势能原理推导可得密封环包络热变形在内的弹性力学微分方程的泛函表达式如下:

$(\text{W}/(\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}))$ ; $\rho_1$ 为密封环材料密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $c_1$ 为密封环材料比热容( $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ); $t$ 为瞬态热时间(s)。

采用 Galerkin 差分格式对上述二阶微分方程进行离散化表达<sup>[13]</sup>,其基本方程为

$$\frac{1}{2} \int_0^1 (u)^T [D] (u) dz - \int_0^1 (u)^T (Q) dz - \int_0^1 (u)^T (D) (u_0) dz = 0 \quad (9)$$

式中: $(u)$ 为单元总位移分量; $[D]$ 为弹性矩阵; $(u)$ 为位移矩阵; $(Q)$ 为作用在边界上的表面力,包括密封介质压力、大气压力、弹力、液膜反力和微小凸体接触力; $(u_0)$ 为密封环面产生的应变分量,见表达式(10)。

$$(u_0) =$$

$$[u(\theta - \theta_0), \alpha(\theta - \theta_0), \alpha(\theta - \theta_0), 0]^T \quad (10)$$

式中: $\alpha$ 为密封环材料的热膨胀系数; $\theta_0$ 为室温。

### 1.2.4 边界条件

考虑端面的热力变形,流体的横移方程<sup>[14]</sup>为

$$k_{1\text{in}} = k_1 + [k_{1\text{in}} + k_{1\text{in}}]_{\text{in}} - [k_{1\text{in}} + k_{1\text{in}}] \quad (11)$$

式中: $k_{1\text{in}}$ 为不同半径处的膜厚; $k_1$ 为密封环端面最小膜厚; $k_{1\text{in}}$ 为不同半径处动/静环端面绝对对变量;下标1为+和-,分别代表动环和静环。

变形前后相关位移为正,压缩为负, $[k_1(r) + k_1(r)]_{\text{in}}$ 为动/静环绝对对变量的最大代数和。

### 1.2.5 交叉载荷的数学模型

机械密封在实际定转过程中弹簧变载荷的变化非常复杂,很难提出由弹簧变载荷的简捷表达式,因此文中采用文献[1]中提到的弹簧变载荷函数表达式(见式(12)),其曲线图如图2所示,变载荷简捷工况参数见表1。

$$p_{\text{in}} = p_0 \cdot (1 + a \sin t) \quad (12)$$

式中: $p_0$ 为随时间变化的弹簧比压; $p_0$ 为弹簧比压初始值; $a$ 为交叉载荷的振幅频率; $t$ 为交叉载荷作用时间(文中取一个交叉周期)。



图2 弹簧比压随交变载荷作用时间的变化曲线

Fig. 2 Variation of spring ratio pressure with time of alternative load function

表1 交变载荷耦合场分析工况参数

Table 1 Calculation parameters of alternative load coupled

field analysis				
作用时 间/s	作用幅 度/MPa	频率/Hz	转速/ $\text{min}^{-1}$	弹簧比压 $p_s/\text{MPa}$
0.2	1.25	0.6	270	0.15

### 1.3 计算参数及计算流程

计算时密封材料选用双乙炔磺化硅, 热传导系数为  $166 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{C})$ , 热膨胀系数为  $4.3 \times 10^{-5} \text{ C}^{-1}$ , 弹性模量为  $267 \text{ GPa}$ , 密度为  $2\ 050 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 泊松比为  $0.27$ ; 密封环材料选用无铅锡磺化硅+石墨, 热传导系数为  $126 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{C})$ , 热膨胀系数为  $3.9 \times 10^{-5} \text{ C}^{-1}$ , 弹性模量为  $245 \text{ GPa}$ , 密度为  $2\ 940 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 泊松比为  $0.27$ ; 密封介质为常温下海水, 初始温度为  $27 \text{ C}$ , 介质密度为  $998.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 密封介质导热系数为  $0.625 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{C})$ , 动力黏度为  $0.8545 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ , 热膨胀系数为  $0.0175 \text{ C}^{-1}$ 。

交变载荷作用下的密封瞬态耦合场求解思路主要分为两步: 第一, 初始时间的求解, 即稳态耦合场分析; 第二, 当第一步求解完成时, 存储并提取计算结果, 将其作为下一时间步初始计算条件(即瞬态分析的第一步求解初始条件)。具体求解过程如下: 定义密封环几何参数、材料特性参数等, 在确定初始时间的介质压力, 定转速进和弹簧比压等操作条件下, 进行该工况条件下的稳态耦合场分析。由第一步稳态求解可以得到密封端面的液膜厚度分布、温度分布和初始膜厚分布等, 进入交变载荷作用下的密封端面耦合场分析时, 打开时间标识, 重新读入相应的边界条件数据, 考虑到实际工况的连续性特征, 在迭代计算的过程中, 前一工况计算后得到的液膜压力、端面温度、膜层厚度、液膜厚度等作为后续工况求解的初始条件进行增加, 将黄交变载荷按式(12)

施加, 具体计算流程如图3所示。

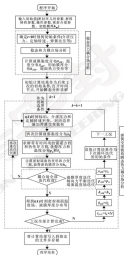


图3 交变载荷瞬态耦合场计算流程图

Fig. 3 Computational procedure of transient coupled field analysis under alternative load

### 2 结果分析与讨论

由图2可知, 在0和2.5两个时间点处, 弹簧比压图值十分接近, 而1.25、3.75时间点则分别达到一个周期内的最大值和最小弹簧比压值, 因此选取有代表性时间点的计算结果绘制相应曲线。

图4-图5所示分别为交变载荷作用下的端面面



度及接触压力分布曲线,可以看出:在初始时刻( $t=0$ ),端面温度分布由内径向外径方向逐渐增加,随着弹簧比压的增大,端面摩擦热增加,端面温度升高,当达到 $1.2 \times$ 时,弹簧比压达到最大值,端面摩擦热达到最大,此时端面温度最高,当弹簧比压在一定范围内减小时,由于瞬态积分效应的影响,尽管弹簧比压略有减小,但端面温度仍会小幅度升高(如 $t=1.4 \times$ );而当弹簧比压大幅度减小时,因为端面摩擦热大量减小,端面温度显著降低,当达到 $1.8 \times$ 时,弹簧比压达到最小值,端面温度明显小于初始时刻端面温度,由于受到前期弹簧比压减小的瞬态积分效应影响,尽管时刻点 $5 \times$ 的弹簧比压和初始时刻 $t=0$ 数值接近,但端面整体温度均小于初始时刻。



图4 端面温度沿径向分布随时间变化

Fig. 4 Variation of face temperature with time along radial direction



图5 接触压力沿径向分布随时间变化

Fig. 5 Variation of contact pressure with time along radial direction

图6~9所示分别为端面温度、接触压力、摩擦副在一个交变周期内的变化曲线,可以看出:由于瞬态积分效应的影响,端面温度和接触压力峰值相比于弹簧比压峰值都有一定的滞后性,而摩擦热是峰值和谷值相对于弹簧比压峰值和谷值均保持一致,且在一个完整的交变周期内,交变载荷作用下的各密封性能参数均表现明显的交变特性,由图7可知,正弦变化的弹簧交变载荷导致不同时刻不同径向位置的温度分布也呈现正弦的变化规律,从温度的分布情况可

以推断不同时刻下,作用于密封装置的弹簧比压不同,导致密封端面接触压力不同,引起密封端面摩擦副热流密度分布不同,从而影响密封端面的温度分布差异和整体密封性能。综上所述,密封装置的受力状况在交变载荷作用下发生了改变,使得密封端面的温度、接触压力等性能参数呈现其交变的瞬态特征,通过假设交变载荷的数学表达,从理论上模拟了交变载荷的作用过程及对密封性能影响的演变规律,该研究工作有助于进一步揭示密封端面的交变瞬态特性。



图6 端面温度随交变载荷作用时间变化曲线

Fig. 6 Variation of face temperature with time of alternator load function



图7 不同半径处, 温度随时间的变化曲线

Fig. 7 Variation of face temperature with time along different radial direction



图8 接触压力随交变载荷作用时间变化曲线

Fig. 8 Variation of contact pressure with time of alternator load function



图9 摩擦扭矩随交叉载荷在时时间变化曲线

Fig. 9 Variation of friction torque with time of alternative load function

## 5 结论

(1) 瞬态分析中, 各密封端面特性在多数时间点均表现其与稳态相似的特征。但随着对应弹簧比压的增加, 在接触区内出现高温、高接触压力, 端面温度也随之升高。

(2) 随时间变化的弹簧比压, 改变了密封装置的受力状况, 使得侧入式单端面机械密封端面特性(端面温度、接触压力、摩擦扭矩)也呈现其与交叉的瞬态特征。由于瞬态积分效应的影响, 相比于弹簧比压的峰值和谷值, 端面温度和接触压力的峰值和谷值有一定的滞后性。

## 参考文献

- [1] 严国平, 刘正林. 交叉载荷作用下端面密封瞬态耦合特性分析[J]. 润滑与密封, 2017, 28(4): 593-598.
- [2] YAN G P, LIU Z L. Transient coupled characteristics study on mechanical seal and faces under the alternative load function [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2017, 39(4): 593-598.
- [3] 李小路. 基于侧入式侧装型机械密封结构原因分析及改进[J]. 密封机械, 2003, 31(4): 35-38.
- [4] LI X L. Analysis on the causes for splinter mechanical seal's malfunction and modification [J]. Fluid Machinery, 2003, 31(4): 35-38.
- [5] 潘建峰, 郑旭东, 徐建刚. 激光加工多孔端面机械密封对交叉载荷条件的比较[J]. 润滑与密封, 2007, 32(2): 47-50.
- [6] PAN X H, PENG X H, JIANG J C. Comparison of cavitation boundary conditions in analyses of a face seal treated mechanical seal [J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(2): 47-50.
- [7] BELMONTAGNE N, WISCHNEK B, FRANK J. TH3D lubrication

of mechanical face seals in stable tracking mode [Part]. numerical model and experiments [J]. Journal of Tribology, 2005, 128(3): 400-404.

- [8] BELMONTAGNE N, WISCHNEK B, FRANK J. TH3D lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode [Part]. numerical study [J]. Journal of Tribology, 2005, 128(3): 417-427.
- [9] 高武刚, 王理纯, 李树云. 单侧密封热-力耦合有限元模型与瞬时性能分析[J]. 摩擦学报, 2005, 25(3): 390-394.
- [10] GAO W G, MENG X H, LI J Y, et al. Thermal-mechanical coupled finite element model and seal performance analysis of mechanical seals [J]. Tribology, 2005, 25(3): 390-394.
- [11] 王世峰, 郑旭东, 王理纯. 单侧密封条件下端面密封型机械密封的瞬态响应研究[J]. 润滑与密封, 2005, 30(12): 32-35.
- [12] PENG Y F, PENG X H, MENG X H, et al. Research on transient response of hydrostatic mechanical seal during seal-off process [J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(12): 32-35.
- [13] 王开煜, 郑旭东, 王长松. 基于动态有限元密封接触瞬态耦合力学模型与瞬时行为分析[J]. 化工学报, 2010, 62(8): 1623-1625.
- [14] MENG X H, PENG X H, WANG L Q. Anisymmetric dynamic model and seal behavior analysis of mechanical seals during startup and shutdown operation [J]. CHINESE JOURNAL, 2011, 42(8): 1623-1625.
- [15] WISCHNEK B. 2D numerical modelling of the TH3D transient behavior of mechanical face seals [J]. Sealing Technology, 2005, 2005(9): 30-33.
- [16] HANF S H, SALANT D F. Analysis of mechanical seal behavior during transient operation [J]. Journal of Tribology, 1998, 120(2): 193-199.
- [17] GREEN L A. Transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation [J]. Tribology Transactions, 2002, 45(3): 261-269.
- [18] MENG X H, SALANT D F. A numerical model of a seal kit housing seal [J]. Tribology Transactions, 2000, 43(3): 342-348.
- [19] MENG X H, SALANT D F. A non-axisymmetric steady state model of a mechanical seal for the down-hole tools [J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 143-150.
- [20] MENG X H, SALANT D F. A dynamic model of a contacting mechanical seal for the down-hole tools [J]. Journal of Tribology, 2005, 128(4): 594-602.
- [21] SHAN H G, SALANT D F, GREEN L A. mixed lubrication model of liquid gap mechanical face seals [J]. Tribology Transactions, 1997, 40(4): 647-657.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.08.010

## 高效铣削天然大理石时 TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 涂层硬质合金刀具的磨损机制研究

吴玉厚<sup>1,2</sup> 阎广宇<sup>1</sup> 赵德志<sup>1</sup> 陆峰<sup>1,2</sup> 王贺<sup>1,2</sup>

(1. 沈阳建筑大学高档石材数控加工装备与技术国家地方联合工程实验室 辽宁沈阳 110168;

2. 沈阳建筑大学机械工程学院 辽宁沈阳 110068)

摘要: 采用 TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 涂层钻头铣削天然大理石进行高效铣削试验, 利用扫描电子显微镜 (SEM) 观察涂层刀具的表面磨损形貌并基于能谱检测 (EDS) 分析刀具表面元素组成, 并探讨刀具的磨损机制。研究结果表明, 刀具磨损包括附加磨粒磨损、磨粒磨损、氧化磨损和疲劳磨损。涂层刀具开始切削时, 刀具后刀面出现粘附物磨屑, 在切削过程中冲击的作用下造成后刀面材料剥离; 切削速度较低时, 切削系统振动增强, 使刀具比未磨粒内部磨粒的扩展提高了刀具磨损速度, 随着切削速度大幅度提高磨粒磨削, 当切削速度增大时, 稳定阶段的磨削形式由磨粒式磨削逐渐转变为磨屑式磨削, 刀具磨损减轻; 磨屑磨削的综合作用加剧了涂层刀具磨损, 破坏涂层刀具的切削性能。

关键词: 硬质合金刀具; 涂层; 天然大理石; 高效铣削; 磨损机制

中图分类号: TG714; TG817.1 文献标志码: A 文章编号: 1000-0709(2017) 08-010-08

## Wear Mechanism of TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Coated Carbide Tools in High-efficiency Milling of Natural Marble

WU Yuhou<sup>1,2</sup> YAN Guangyu<sup>1</sup> ZHAO Dezhong<sup>1</sup> LU Feng<sup>1,2</sup> WANG He<sup>1,2</sup>

(1. National-Local Joint Engineering Laboratory of NC Machining Equipment and Technology of High-Grade Stone,

Shenyang Jianzhu University, Shenyang Liaoning 110168, China; 2. School of Mechanical Engineering,

Shenyang Jianzhu University, Shenyang Liaoning 110068, China)

**Abstract:** High efficiency milling experiment on natural marble were carried out using TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> coated ball end mill tools. The wear mechanism of tool was discussed by analyzing the wear morphology of coated tools and the elementary composition of wear surface with scanning electron (SEM) and energy spectrum detection (EDS). The results show that the wear of coated tools includes adhesion wear, abrasive wear, fatigue wear and fretting wear. The sticking substance and scratch appears on the flank surface of cutting tool at the beginning of the cutting process and the flank surface material is disintegrated by the effect of intermittent cutting/impact. The vibration of cutting system is enhanced under low cutting speed, the fatigue cracks is extended in the substrate of cutting tools, which decreases the surface strength and is easy to cause large area grinding abrasive wear. The comprehensive function of fretting wear intensifies the wear of coated tools and damages the cutting performance of coated tools.

**Keywords:** carbide tools; coating; natural marble; high efficiency milling; wear mechanism

天然大理石是一种应用广泛的高档石材原料, 但它属于典型的脆硬性难加工材料, 传统的电锯刀具和全

刚石铣削刀具由于加工精度低且成本高等问题不能满足现代石材制品的高精化、精密化的加工需求。近年来, 复合涂层刀具因其优良的切削性能<sup>[1]</sup>, 正逐渐被应用于高档石材制品切削加工领域。然而由于在涂层刀具磨削等方面的理论与试验研究的缺乏, 使得涂层刀具的优势并没有完全发挥。因此, 研究复合涂层刀具在天然石材铣削中的磨削机制具有一定的理论意义和实用价值。

复合涂层刀具在天然石材的高效切削中的失效形式主要有磨粒和磨屑, 其磨削机制主要取决于石材和刀具材料的属性与结构, 其中包括刀具几何参数, 切

— 基金项目: 教育部创新团队项目 (IRT13034); 沈阳市科技项目 (R13024700); 沈阳建筑大学稳定支持基金项目 (JRC-2015-2); SFC-2015-1; 沈阳市百项重大科技成果转化项目 (2015080-1)。

收稿日期: 2016-11-28

作者简介: 吴玉厚 (1964-), 男, 博士, 教授, 研究方向为硬脆材料加工及刀具技术。E-mail: wyh@sjzhu.edu.cn

通讯作者: 赵德志 (1962-), 男, 博士研究生, 副教授, 研究方向为硬脆材料加工技术。E-mail: zhd@sjzhu.edu.cn

削参数和冷却液条件等<sup>[4]</sup>。天然玉石的硬度较大且导热系数也较低, 切削加工性较差。在切削加工中材料的去除形式主要为脆性断裂与塑性去除, 这对刀具切削刃有非常大的冲击, 从而在切削热的作用下加剧刀具的磨削<sup>[5]</sup>。其中, 在石材的切削加工中, 切削线速度与进给量是影响复合涂层刀具磨削特性的主要因素。现阶段, 国内外对于复合涂层刀具切削金属材料时的磨削机制的研究已经非常成熟<sup>[6]</sup>, 然而在高档石材的高效切削加工过程中的磨削机制的相关研究较少。随着工业技术的飞速发展, 复合涂层刀具在高档石材的高效切削加工领域正逐渐被应用, 对复合涂层刀具切削天然玉石的磨削机制的研究, 有助于从根本上揭示涂层刀具的失效过程<sup>[7]</sup>, 为刀具材料的设计与切削参数的选择提供参考数据。

本文作者采用 TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 复合涂层球头铣刀对

天然仅白玉 (CaCO<sub>3</sub>) 进行了干切削试验, 通过对不同切削参数条件下刀具磨削形态的观察分析, 并基于天然仅白玉的特殊内部结构与涂层刀具材料的属性, 对刀具磨削-冷却液作用进行检测与分析, 进而系统揭示复合涂层刀具在天然玉石切削中的磨削机制, 为天然玉石的高效、绿色切削加工中切削参数的选择与涂层刀具材料的设计提供了参考。

## 1 试验部分

涂层刀具磨削试验在晋夏石材车削加工中心 (HTM50200) 上进行, 机床主轴转速可达 12 000 r/min, 切削刀具采用涂层球头铣刀, 涂层材料为 PVD TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 复合涂层; 工件材料为仅白玉材料, 主要由 CaCO<sub>3</sub>、MgCO<sub>3</sub> 和 SiO<sub>2</sub> 组成, 尺寸为 800 mm<sup>3</sup> 400 mm<sup>3</sup> 20 mm, 刀具几何参数和天然玉石物理力学性能<sup>[8]</sup>分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 试验用涂层刀具几何参数

Table 1 Geometric parameters of coated tools in cutting experiments

Category	Helical angle $\beta/(^\circ)$	Flute relief angle $\alpha_1/(^\circ)$	Second relief angle $\alpha_2/(^\circ)$	Rake angle $\gamma_0/(^\circ)$	Tooth diameter $\phi/\text{mm}$	Inclination angle $\lambda/(^\circ)$
Ball end mill	20	12	16	10	4	12

表 2 天然玉石的力学性能

Table 2 Mechanical properties of natural marble

Material	Density $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	Hardness	Compressive strength $\sigma_c/\text{MPa}$	Bending strength $\sigma_b/\text{MPa}$	Elastic modulus $E/\text{GPa}$
White marble	2.820	60-65	130	11.3	117.90

切削方式采用顺铣、干切削, 切削参数选用切削线速度  $v$  为 37.68—113.04 m/min, 进给速度  $f$  为 500—2 000 mm<sup>3</sup>/min, 轴向切削深度  $a_x$  为 0.5—2.0 mm, 径向切削深度  $a_r$  为 2 mm, 根据石材加工精度要求, 球头涂层铣刀的磨削标准采用后刀面最大磨削量为 0.4 mm, 即  $W_{\text{max}}=0.4$  mm, 利用扫描电子显微镜 (SEM) 观察不同时刻的刀具磨削形貌, 通过能谱分析 (EDS)

标定特定区域刀具表面元素组成与分布。

## 2 结果与分析

### 2.1 磨削形貌

图 1 和图 2 所示分别为切削线速度为 37.68 m/min, 进给速度为 2 000 mm<sup>3</sup>/min 时后刀面磨削形貌 SEM 图像和刀具后刀面磨削沟槽中点基体物 1 处的 EDS 能谱分析结果。



图 1 刀具后刀面磨削形貌 SEM 图 ( $v=37.68$  m/min,  $f=2 000$  mm<sup>3</sup>/min,  $a_x=2.0$  mm,  $a_r=2$  mm)

Fig. 1 Flank surface wear morphology of coated tool

( $v=37.68$  m/min,  $f=2 000$  mm<sup>3</sup>/min,  $a_x=2.0$  mm,  $a_r=2$  mm)

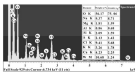


图 2 沟槽中点 1 处的 EDS 分析结果

Fig. 2 EDS results of point 1 in the groove

图1中刀具后刀面沟槽中粘附有块状固体,由图2中的点1处EDS能谱分析结果可知,沟槽中粘附的物质含有一定量的Na、Cl、Si、Ca、Mg等天然岩石成分的同时,还包括大量的刀具基体成分Co,其比例占到48.68%。这表明天然岩石切削过程中,石材粉末粘附层在刀具上发生冷却,相互接触的表面由于存在摩擦作用,刀具表面局部高压引起塑性变形和瞬时高温,切削粉末在高温高压的作用下粘着在刀具表面发生冷却现象,进而成为刀具表面的凸起点,影响工件表面加工质量降低刀具切削性能。

在切削初期,随着对刀具表面接触点发生塑性变形,除层刀具表面的保护膜在循环应力的作用下被破

坏,刀具切削的基体表面与磨落的刀具成分和石材切削的混合物发生了直接接触,在局部热效应的条件下,可能导致材料的局部再结晶、相互再扩散,随着在刀具表面,尽管在非常短的时间内,刀具表面会迅速形成新的保护膜,但是在高效切削过程中,刀具表面的保护膜破裂与形成几乎同时发生,刀具切削的表面与石材表面接触的现象总会发生,因此,粘附磨削是一种不可避免的磨削方式<sup>[10]</sup>。

## 2.2 磨层磨削

如图3所示,根据摩擦表面的冲击大小不同,除层式磨削磨削可以分为2个层次,即磨层式磨削磨削、磨层式磨削磨削和磨层式磨削磨削。



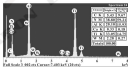
(a) 点1处磨层式磨削磨削(14.2 μm x 10 μm)



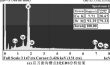
(b) 点2处磨层式磨削磨削(16.81 μm x 10 μm)



(c) 点3处磨层式磨削磨削(17.48 μm x 10 μm)



(d) 点1处EDS能谱分析结果



(e) 点2处EDS能谱分析结果

图3 磨层与点1处EDS能谱分析结果(磨料:EDS分析结果图(1: 1 000 mm/min,  $v_f$ : 2.0 mm,  $v_r$ : 20 min)

Fig. 3 Three morphology SEM images, and energy spectrum results of coated tools flank face: (a) results obtained on flank face; (b) grinding shoulder on flank face; (c) grinding shoulder on flank face; (d) EDS results of point 1 on flank face; (e) EDS results of point 2 in the groove on flank face

从图 3 (a) 中可以看出, 涂层保存比较完整, 仅出现轻微磨削。在冲击应力较小的情况下, 涂层刀具切削天然岩石产生粉末状切屑, 残留在刀具和工件表面的切屑作为磨料给刀具带来磨削, 其磨粒尺寸较小。由图 3 (a) 中点 1 处的能谱图可以看出, 图中深色部分包含 C、N、Al、Ti 等元素, 均为刀具复合涂层组成成分, 并且所占比例较大; W 元素所占比例为 2.26%, 为刀具基体组成成分, 这说明涂层此时已发生磨削, 部分基体已经露出, 但刀具表面的处于基体与涂层的混合状态。磨削与刀具表面接触的最大应力小于磨粒的压缩强度, 因而磨粒仅仅磨伤刀具涂层表面, 一般情况下, 磨伤式磨削磨削发生在切削力较大的条件下, 此时切削线速度较大, 在各种磨削机制中, 该磨削对于刀具的损伤程度最小, 因此提升切削线速度对涂层刀具具有保护作用。

从图 3 (b) 可以看出, 刀具涂层在磨削的作用下发生部分剥落去除现象。复合涂层刀具的切削过程中, 硬度较小的石材切削磨料在刀具与石材之间并不能做到完全排屑, 残留在刀具后刀面和石材表面间不断被碾压挤碎, 使得表面涂层发生塑性变形, 在冲击应力的作用下发生涂层的剥落现象。从图 3 (c) 可以看出, 涂层刀具后刀面出现不同程度的磨削, 其中磨沟和磨坑较为明显, 刀具主切削刃处伴有崩刃现象。根据图 3 (c) 中点 2 的能谱分析结果可知, 该磨屑物质 EDS 检测结果只有 W、Co 2 种元素, 这是基体硬质合金材料的成分, 因此判断浅色部分涂层大部分都已经磨削。在裸露的刀具基体上, 硬

粒在硬粒的作用下切入摩擦表面并风刃具基体上磨下大颗粒金属。另外, 磨削过程中残留在刀具表面的残屑物成为刀具表面的凸起物与石材表面发生碰撞, 使磨屑物脱落并切入摩擦表面并从表面刮下大颗粒刀具材料, 使得刀具后刀面出现较深的沟槽。破坏刀具切削性能进而加速刀具失效进程<sup>[10]</sup>。由于刀具涂层磨削先于磨削的发生, 刀具表面硬度下降, 因此这种磨削式磨削磨削对于刀具破坏程度较大。

### 2.3 疲劳磨削

图 4 所示为刀具后刀面疲劳磨削 SEM 形貌图, 复合涂层刀具在切削过程中, 疲劳磨削一般发生在刀具磨削的末期, 在循环变化的接触应力作用下, 由于刀具材料疲劳而发生的脆断现象。从宏观疲劳磨削的角度来讲, 在涂层刀具的磨削初期, 一般情况下刀具涂层大部分被磨削, 裸露出的刀具基体在一定次数的应力循环时, 在材料缺陷处产生疲劳裂纹 (如图 4 (a) 所示), 进而改变了刀具表面应力场的分布。在磨削后期, 刀具表面涂层磨削成分磨削严重, 疲劳裂纹随即由点状并沿最大切应力的方向扩展至刀具基体表面, 最后使刀具基体材料发生脆落 (如图 4 (b) 所示), 其中包括深浅不同的凹坑, 材料的去除方式为材料的点蚀和剥落。

已经发生磨削的刀具表面与天然岩石表面接触时, 二者的实际接触点并不连续, 2 个表面随相对运动时, 两表面的微凸体相互碰撞, 产生了冲击应力, 使微凸体实际上受到了重复的冲击应力与重复的变形, 这种情况下就很容易发生疲劳磨削。



(a) 刀具基体疲劳磨削



(b) 刀具后刀面剥落和崩刃

图 4 涂层刀具后刀面疲劳磨削形貌 SEM 图 ( $v=75.35 \text{ m/min}$ ,  $f=2.000 \text{ mm/min}$ ,  $a_p=2.5 \text{ mm}$ ,  $r=15 \text{ mm}$ )

Fig. 4 Fatigue wear morphology SEM images of back face of coated tools ( $v=75.35 \text{ m/min}$ ,  $f=2.000 \text{ mm/min}$ ,  $a_p=2.5 \text{ mm}$ ,  $r=15 \text{ mm}$ )

### 2.4 疲劳磨削

在天然岩石的高效切削加工中, 切削机床主轴或多或少都会产生振动, 微细磨削是一种典型的复合式磨削。如图 5 所示, 其发展过程的本质是基屑磨削。

磨削磨削和疲劳磨削的综合作用, 它发生在相互接触位置并伴有小振幅振动的刀具切削表面上。微细磨削的初期是以刀具表面的基屑磨削为主要磨削形式, 当刀具与天然岩石表面接触时, 在接触表面的纵向载荷

的作用下,两接触表面的微凸体产生变形并在高压高压的作用下发生断裂。在机床系统的小幅度的振动作用下,断卷处的物质被剪掉进而被破坏。在连续的过程中,表面随着物质脱落而后再形成磨粒,进而引起磨粒磨削。其磨粒稳定阶段出现磨削式磨粒磨削,在交变应力的循环作用下,当机床系统的振动情况足够大时,微细磨粒形成或表面应力率,裂纹的扩展将导致刀具表面应力集中,进而引发疲劳断裂。



图4 刀具刀具磨粒磨削形貌 SEM 图 ( $v=37.68 \text{ m/min}$ ,  $f=1.500 \text{ mm/min}$ ,  $a_p=2.5 \text{ mm}$ ,  $t=30 \text{ min}$ )

图5 *Forcing noise morphology SEM images of flank face* ( $v=37.68 \text{ m/min}$ ,  $f=1.500 \text{ mm/min}$ ,  $a_p=2.5 \text{ mm}$ ,  $t=30 \text{ min}$ )

图6 示出了在切削线速度为  $37.68 \text{ m/min}$ 、进给速度为  $1.500 \text{ mm/min}$  参数条件下的切削系统振动频谱信号曲线。



图6 刀具切削系统振动频谱信号图

Fig. 6 Tiltation frequency domain signal image of cutting system

该组切削参数下的切削主频率应该在  $66.67 \text{ Hz}$  左右时,振动幅度较强。然而分析图6中曲线可知,  $200$ 、 $300$ 、 $400 \text{ Hz}$  频率处能量也出现一定的波动。这说明此时切削状态不稳定,振动较大。刀具切削系统振动增大时,刀具极易发生磨粒磨削,磨粒在较大的切削力和提供的振动作用下,大块的刀具磨粒被剥落

和去除。当提升刀具切削速度时,切削力减小,单位时间内内刃与齿参与切削次数增大,切削温度上升,磨粒磨削在刀具磨削中占据主导地位。在除层刀具的磨削后期,粗糙的刀具基体快速发生裂纹。在高速切削的条件下,随着切削的进行,裂纹沿着能够使得切削前最小的方向发生扩展,进而降低刀具基体表面强度,造成磨削式磨粒磨削。微细磨削的综合作用加剧了除层刀具磨削。

### 3 结论

(1) 采用 TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 复合除层球头铣刀高速铣削天然大理石时,刀具的磨削主要包括磨粒磨削、磨粒磨削、疲劳磨削和微细磨削。其中磨粒磨削根据刀具表面破坏程度的不同可分为3个层次,即磨削式磨粒磨削、微细式磨粒磨削、磨削式磨粒磨削。2种磨削形式对刀具损坏程度依次增加,微细磨削是一种复合式磨削形式,与切削系统的振动有关。

(2) 在文中试验条件下,刀具在切削线速度为  $37.68 \text{ m/min}$  进给速度加工时,切削系统出现的高频振动带来了冲击应力的变化,疲劳裂纹在刀具基体内部的扩展速度加快,刀具基体表面强度降低,加剧了刀具基体磨削和磨削式磨粒磨削的综合效应,进而影响刀具使用寿命。当切削线速度增大时,稳定阶段的磨削形式由磨削式磨粒磨削转变为磨削式磨粒磨削,刀具磨削减轻。

### 参考文献

- [1] 李广旭,刘振,李剑会.纳米 TiCN 涂层硬质合金刀具高速铣削 AerMet100 钢的磨削机理[J].摩擦与密封,2020,40(2):180-186.
- [2] LI C X, LIU Q, LI L H. Wear mechanism of Nano-TiCN coated carbide tool in high speed milling AerMet100 steel [J]. Tribology, 2020, 40(2): 180-186.
- [3] 包振刚,廖伟刚.硬质合金刀具切削铝合金 Ti6Al4V 表面磨粒特性研究[J].制造与材料,2020,40(4):48-68.
- [4] PAN Y H, BANG Z F. Friction characteristic of interface in machining Ti6Al4V with carbide tool [J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(4): 48-69.
- [5] GUNSON J J, MCGLOTHLIN T, MANNING R, et al. Wear rate evaluation of a novel polycrystalline/ceramic carbon fiber bearing for artificial hip joints [J]. Acta Biomaterialia, 2010, 6(12): 4688-4700.
- [6] 黄斌,严志忠,王新航. TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 涂层厚度对刀片切削性能的影响及其磨削机理研究[J].硬质合金,2020(3):188-198.
- [7] BANG B, PAN Y H, WANG C Q. Research on wear mechanism and effect of TiCN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> coating thickness on cutting process: steel [J]. Coated Carbon, 2019(3): 188-198.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6070.2017.08.011

## 动静压轴承热流固耦合分析及实验研究<sup>\*</sup>

唐世炎<sup>1</sup> 何 勇<sup>1</sup> 王宇辉<sup>2</sup>

(1. 东华大学机械工程学院 上海 200620; 2. 江西杰克机床有限公司 江西吉安 343008)

**摘要:** 为了确定轴承的热变形对机床加工精度的影响,以磨床砂轮主轴系统的动静压轴承为研究对象,采用 FLUENT 6.0 分析轴承油膜温度场随主轴转速、供油压力的变化规律,应用 Workbench 建立轴承-油膜热流固耦合模型进行热变形分析,使用红外测温仪测得不同转速下轴承实际温升。结果表明,主轴转速对油膜温升影响较大,而供油压力的影响较小,适当增大供油压力有利于降低轴承油膜的温升;轴承最大热变形量位于轴承内圈边缘的偏心位置处,在轴承设计时应对该偏心位置采取必要的散热措施;实验结果与理论计算相一致,验证了理论分析方法的有效性。

**关键词:** 热变形; 加工精度; 动静压轴承; 热流固耦合模型

**中图分类号:** TH133.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6070(2017) 08-0011-08

## Thermo-Fluid-Solid Coupling Analysis and Experimental Study on Hybrid Bearing

TANG Shiyuan<sup>1</sup> HE Yong<sup>1</sup> WANG Yuhui<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Donghua University, Shanghai 200620, China;

2. Jiangxi Jack Machine Tool Co., Ltd. Ji' an Jiangxi 343008, China)

**Abstract:** In order to determine the influence of the thermal deformation of the bearing on the machining precision, taking the grinding wheel spindle bearing system as the research object, the change of the oil film temperature field of bearing with the spindle speed and oil pressure was analyzed by FLUENT 6.0, and the Thermo-Fluid-Solid coupling model of the bearing and oil film was established by Workbench to analyze the thermal deformation of bearing. The actual temperature rise of bearing under different speed was measured by using infrared thermometer. The results prove that the spindle speed has great influence on the oil film temperature, while the oil supply pressure has less influence, and increasing the supply pressure properly is beneficial to decrease the temperature rise of the bearing oil film. The maximum thermal deformation of the bearing is located in the eccentric position at both edge of the bearing, and in the design of bearings, the heat dissipation measures should be taken in the eccentric position. The experimental results are consistent with the theoretical results, which verifies the correctness of the theoretical method.

**Keywords:** thermal deformation; machining precision; hybrid bearing; thermo-fluid-solid coupling model

动静压轴承是机床实现超精密加工的关键部件,具有精度高、承载能力大、使用寿命长、抗振性好等优点,因此被广泛应用于各种高速和超高速精密加工机床的主轴上<sup>[1]</sup>。但随着机床向高速、高精度和大功率方向发展,因高速下轴承容易发热造成润滑油膜变薄以及轴瓦的热变形,严重影响了机床的加工精度。

为了提高机床的加工精度,国内外学者对动静压轴承做了大量的研究工作。WANG 等<sup>[2]</sup>采用计算

流体力学软件 FLUENT 对超高速磨削用动静压轴承进行了研究,得到了不同输入状态下的油膜温度分布,发现主轴速度的影响是最显著的, KIZAKISPOY 和 GLAYATSKHI<sup>[3]</sup>对动静压轴承的热变形进行了分析,发现热变形对轴承刚度和稳定性有很大的影响。石堂等人<sup>[4]</sup>将 FEM 仿真与 BP 神经网络相结合对轴承热特性进行分析,实现对任意输入参数下轴承工作温度的预测。郭力等人<sup>[5]</sup>利用 FLUENT 和 ANSYS 软件建立了轴承-油膜热流固耦合模型,对主轴系统分别进行静态和动态分析,探究轴承油膜温度影响下的主轴静挠度、动挠度和主轴系统的固有频率,发现轴承油膜的热特性对砂轮主轴系统的静挠度和动挠度具有显著的影响。

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(2010273000202-004)。  
收稿日期: 2016-06-17  
作者简介: 唐世炎(1980-),男,硕士研究生,研究方向为机械设计及理论。E-mail: aning@163.com



本文作者以静压轴轮电主轴系统的动静态轴承为研究对象,采用 FLUENT 5.0 分析轴承油膜温升随主轴转速、供油压力的变化规律,应用 Workbench 建立轴承-油膜热流耦合模型进行热变形分析,使用红外测温仪测得不同转速下轴承实际温升,仿真结果与实验结果趋于一致。研究结果为动静态轴承的设计提供了理论依据。

## 1 动静态轴承油膜模型的建立

静压轴轮电主轴系统的动静态轴承采用 3 个  $\phi 4$  mm 小孔节流器节流并同时给轴承进行供油。轴承内径为 100 mm,轴承宽 120 mm,轴油边宽度为 9 mm,平径间距为 0.025 mm,偏心率为 0.5,偏位角为  $30^\circ$ ,油膜厚度为 0.2 mm,油膜包角为  $58^\circ$ ,其三维模型如图 1 所示。



图 1 动静态轴承三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of hybrid bearing

采用 SolidWorks 软件建立动静态轴承油膜的三维模型,保存成 STEP 格式,然后导入到 gambit 软件进行网格划分,对模型进行适当的划分,在边界处设置边界层网格,油膜部分划分为 4 层,油膜部分划分为 3 层,设置网格尺寸大小为 0.5 mm,一共划分出 394 762 个网格,网格歪斜度  $0 \sim 0.4$  为 97.09%,网格质量良好,符合计算要求,油膜的模型和油膜网格分别如图 2 (a)、(b) 所示。5 个进油口为压力入口,命名为 in;两端面为压力出口,命名为 out;轴端面为旋转界面,命名为 rotate;其他面设置为固定界面,命名为 wall。

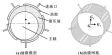


图 2 油膜模型和油膜网格

Fig. 2 Oil film model (a) and oil film grid (b)

## 2 动静态轴承油膜温度场分析

### 2.1 计算模型假设与润滑油参数设定

(1) 计算模型假设:假设动静态轴承润滑油的流动为不可压缩的三维定常流动;假设润滑油与轴承、轴承无热量交换,所产生的热量全部由流体带走;润滑油与轴承和轴无相对运动;考虑温度对润滑油粘度的影响;采用层流模型对动静态轴承内部流动进行分析,并开启能量方程。

(2) 润滑油参数设定:假设动静态轴承采用长钢子轴润滑油,其密度为  $802 \text{ kg/m}^3$ ,40 °C 时动力粘度为  $0.0021 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,比热容为  $2000 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ ,导热系数为  $0.17 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ ,考虑温度对润滑油动力粘度的影响,由多态温度为 40 °C 时的幂函数<sup>[7]</sup>可以计算某一温度下润滑油的动力粘度,即

$$\eta = \eta_0 \exp\left[k\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right] \quad (1)$$

$$k = 267.39568151496 \frac{\eta_{T_0}}{T_0} \quad (2)$$

式中: $\eta_0 = 0.18 \times 10^{-1} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ;  $\eta_{T_0}$  为 40 °C 时润滑油的动力粘度; $T$  为润滑油温度,°C;  $T_0 = 0.001140089$ 。

由式 (1)、(2) 可得不同温度下的润滑油的动力粘度,并采用分段线性插值的方法输入到润滑油的参数中,如表 1 所示。

表 1 润滑油在不同温度下的动力粘度

Table 1 Dynamic viscosity of lubricating oil at different temperature

温度 $t/^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70
动力粘度 $\eta/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	0.48	0.45	0.41	0.37	0.34	0.31

### 2.2 边界条件的设定

(1) 5 个进油口 (in) 为压力入口,速度在进油口均匀分布,入口采用油冷冷却机进行恒温控制,温度设置为 303.15 K;

(2) 出油口 (out) 为压力出口,且此油口压力与外界环境压力均为  $0.1325 \text{ MPa}$ ,相对压力为 0,出口温度为 303.15 K;

(3) 旋转界面 (rotate) 绕轴中心旋转,方向为顺时针,假设润滑油与壁面间无相对摩擦,即在界面上油膜与轴转速相同,其他界面 (wall) 设置为固定边界。

### 2.3 不同参数下的轴承温度场分析

将 gambit 划分好的油膜网格保存为 mesh 格式,然后导入 FLUENT 5.0 中进行边界条件设置,修改轴

他因子为0.3、1、1、0.5和1以加快收敛。

### 2.3.1 主轴转速对油膜温度的影响

设置动密封轴承入口压力为 $p=1$  MPa, 并保持不变, 分别设置主轴转速为2 500、3 000、3 500和4 000 r/min, 得到油膜在不同转速下的温度场分布云图如图3所示。

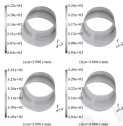


图3 主轴转速对油膜温度的影响 (K)

Fig. 3 Temperature rise of oil film at different spindle speed (K)

由图3可以看出, 在其他条件相同的情况下, 轴承油膜的温度随着主轴转速的增加而升高, 高温区域随着主轴转速的增加向两端扩散, 而低温区域向中间聚集, 油膜温度从中间向两端逐渐升高, 呈对称分布, 油膜最高温度分布在偏心位置密封轴线上, 油膜最大温升从18 °C升高到32 °C, 变化幅度为68.4%, 温度变化比较显著。

油膜温度升高会使润滑油粘度不均匀, 从而导致主轴系统的失稳, 影响了机球的加工精度, 因此, 轴承设计时需要保证最大温升在许可范围内, 设置合理的主轴工作转速, 有针对性采取散热措施, 保证机床的热稳定性。

### 2.3.2 供油压力对油膜温度的影响

设置主轴转速为 $\omega=3 500$  r/min 并保持不变, 分别设置入口压力为0.5、0.8、1、1.2 MPa, 得到油膜在不同供油压力下的温度场分布云图如图4所示, 可以看出, 在其他条件不变的情况下, 轴承油膜的温

升随供油压力增加而降低, 这是因为供油压力的增大使得润滑油的流量增加, 润滑油所带走的热量也相应增加, 油膜最大温升从32 °C降到26 °C, 变化幅度为18.7%, 温度变化不大, 这与文献[8]的结论一致, 因此, 适当增大供油压力有利于降低轴承油膜的温度。



图4 供油压力对油膜温度的影响 (K)

Fig. 4 Temperature rise of oil film at different supply pressure (K)

## 3 轴承-油膜热流耦合模型分析

热流耦合是将热力学以及传热学、流体力学和固体力学耦合到一起, 它包括热耦合的传热问题、流固耦合的变形场问题以及热流固三场耦合问题, 流固交界面应当满足流体与固体应力 $(\sigma)$ 、位移 $(u)$ 、热流量 $(q)$ 、温度 $(T)$ 等变量的守恒, 其耦合控制方程<sup>[9]</sup>为

$$\begin{cases} \sigma = \sigma^f = \sigma^s, \\ u_f = u_s, \\ q_n = q_s, \\ T_f = T_s. \end{cases} \quad (3)$$

式中: 下标 $f$ 表示流体, 下标 $s$ 表示固体。

### 3.1 热流耦合模型的建立

在Workbench 5.0的工具箱Toolbox中将Fluent、Steady-State Thermal 和Static Structure 选项依次拖入项目视图区中, 并按图5所示进行连接以实现数据单向传递。



图4 耦合流程图

Fig.3 Flow chart of coupling

### 3.2 边界条件

(1) 在 Fluent 5.9 里面完成油膜的温度场分析: 设置入口压力为 1 MPa, 入口温度 30 °C 主轴转速 2 500 r/min, 然后将润滑油压力和油膜温度作为载荷施加在轴瓦上;

(2) 轴颈的材料为 20CrNi4-6-3, 其密度为 8 020 kg/m<sup>3</sup>, 泊松比为 0.32, 弹性模量为 203 GPa, 比热容为 243 J/(kg·K), 热膨胀系数为 1.09×10<sup>-5</sup> °C<sup>-1</sup>, 导热系数为 86.4 W/(m·K), 假设轴颈、轴体与周围的空气传热为自然对流, 复合传热系数为 10 W/(m<sup>2</sup>·K)<sup>[17]</sup>, 环境温度为 22 °C;

(3) 轴颈的端面限制 Z 方向的位移, 轴颈的外表面限制 X、Y 方向的自由度。

### 3.3 计算结果及分析

求解完成后, 查看轴颈沿 X、Y 轴方向的热应变分布, 结果如图 6 (a)、(b) 所示。



图6 轴颈热应变分布

Fig.6 The distribution of thermal deformation of bearing

从图 6 可以看出, 轴瓦沿 X 轴方向的最大热变形量约为 18.2 μm, 沿 Y 方向的最大热变形量为约 12.1 μm, 最大变形量均位于轴颈两端边缘的偏心位置处, 轴颈沿 X、Y 方向上的热变形容易导致主轴回转精度降低, 进而影响到工件的磨削精度。

因此, 在设计时需要轴瓦轴心位置采取必要的散热措施以及提高材料刚度等, 从而保证磨床的磨削精度。

## 4 实验分析

实验在隔油凸轮轴磨床上进行, 实验对象为砂轮电主轴系统的液环动密封轴承, 如图 7 所示。砂轮电主轴系统采用油冷焊机进行加热控制, 使得液环动密封轴承进口温度保持在 (30±3) °C 并实时显示在液晶屏上, 以防止电主轴油温变化而影响加工精度。



图7 砂轮电主轴系统

Fig.7 Manufactured spindle system of grinding wheel

实验方案如图 8 所示, 动密封电主轴系统液压油从油箱的冷却区供给, 经过小孔节流器进入轴承油腔, 然后回流到油箱的加热区, 加热区的润滑油经过油冷焊机后输入到冷却区, 如此循环, 保证了主轴系统的热稳定性。而使用红外测温仪如图 9 所示, 分辨率为 0.2 °C, 测量范围为 -1~400 °C 时, 精度为 ±0.2% 或 ±2 °C, 重复性为 ±0.2% 或 ±2 °C。



图8 实验方案图

Fig.8 Experimental scheme



图9 红外测温仪

Fig.9 Infrared thermometer

分别设置动密封电主轴的转速为 2 500、3 000、3 500 和 4 000 r/min, 油腔压力均设置为 1 MPa, 每次温度测量前要保持电主轴空转 30 min 以上使得润滑油达到热平衡, 然后采用红外测温仪测得电主轴进口管道的温度, 减去油箱温度 (即进口口的温度) 即为轴承油膜实际温升, 实验结果如表 2 所示。

表2 不同转速下的轴承温度实际温升

Table 2 The actual temperature rises of bearing oil film under different speed

主轴转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	进油口温度 $t_1/^\circ\text{C}$	出油口温度 $t_2/^\circ\text{C}$	实际温升 $\Delta t/^\circ\text{C}$	理论温升 $\Delta t_0/^\circ\text{C}$	误差 $\sigma/\%$
2 000	30.3	38.6	8.3	7.89	5.86
3 000	29.8	41.4	11.6	10.01	16.37
4 000	29.8	43.8	14.0	12.18	15.37
4 000	30.3	46.2	15.9	14.76	9.49

由表2可知,润滑油的温升随主轴转速提高而增加,实际温升普遍高于理论温升,但两者变化趋势一致,最大相对误差为15.37%,产生误差的主要原因有:(1)进油口、出油口温度测量误差;(2)电机发热、环境温度等其他热源未考虑,需要进一步分析完善;(3)理论模型无法与实际模型完全匹配,建模过程中存在误差。但是,总体上数值模拟计算结果与实验结果趋于一致,从而验证了数值模拟计算结果的准确性。

## 5 结论

(1) 主轴转速对油膜温升影响较大,而供油压力的影响较小,设置合理的主轴工作转速,有针对性采取散热措施,适当增大供油压力有利于降低轴承油膜的温升,进而保证了轴承的热稳定性。

(2) 轴径 $X$ 轴方向的最大热变形量为18.2  $\mu\text{m}$ ,沿 $Y$ 方向的最大热变形量为约12.1  $\mu\text{m}$ ,轴承沿 $X$ 、 $Y$ 方向上的热变形容易造成主轴回转精度降低,进而影响到工件的磨削精度。

(3) 实际温升普遍高于理论温升,但两者变化趋势一致,最大相对误差15.37%,总体上数值模拟计算结果与实验结果趋于一致,从而验证了数值模拟计算结果的准确性。本研究结果为动静态轴承的设计提供了理论依据。

## 参考文献

[1] 孟德林,熊万强,王少方,等.小孔润滑液腔动静态轴承承载特性研究[J].机械工程学报,2019,45(22):190-200.  
MENG D L, XIONG W L, WANG S F, et al. Analytical research on characteristics of deep-groove journal bearings with oil-lubrication [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 45

(22):190-200.  
[2] WANG L, BAIK S. Performance analysis of high-speed deep-groove tapered hybrid bearing [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013, 2013(4):1-9.  
[3] WANG X Z, XU T B, BAIK S H, et al. Thermal characteristics analysis of liquid hybrid bearing on ultra-high speed grinding [J]. Advanced Materials Research, 2012, 369:171-176.  
[4] KUMARASWAMY K, CLAYTONS R. Dynamic characteristics of compliant journal bearings considering thermal effects [J]. Technology International, 2013, 34:200-208.  
[5] 石文,王学军,刘忠岩,等.基于Fluent-DF的动静态轴承油膜热特性分析[J].润滑与密封,2008,33(1):37-42.  
SHI W, WANG X Z, XU T B, et al. Thermal characteristics analysis of liquid hybrid bearing based on Fluent-DF neural network [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(1):37-42.  
[6] 魏力,曹勇,周强.高转速精密滚动轴承热力学耦合特性分析[J].机械科学与技术,2019,38(1):1008-1012.  
WEI L, CAO Y, ZHOU Q. Coupling analysis of thermal-dynamic characteristics of high efficiency and precision hybrid spindle [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38(1):1008-1012.  
[7] 张德海.液膜文氏管微腔润滑动力学分析[M].北京:国防工业出版社,2008.  
[8] 孟德林,熊万强,王少方,等.基于Fluent的液腔动静态轴承油膜特性的分析[J].润滑与密封,2012(8):37-41.  
MENG D L, XIONG W L, WANG S F, et al. Analysis of the properties of liquid bearing based on FLUENT [J]. Chinese Hydrodynamics & Pneumatics, 2012(8):37-41.  
[9] 刘红. ANSYS 9 热流耦合中文教程[M].北京:人民邮电出版社,2014.  
[10] 何南,李俊虎.材料力学[M].北京:化学工业出版社,2014.

## 航天三院增材中心实现高温合金外套螺母批量打印

中国航发西工三院增材制造中心首次批量打印的高温合金外套螺母已成功交付。高温合金外套螺母是某型军用设备舱内零件,由于结构特殊,该零件采用机加工最大难度在于环槽磨加工,需采用 $\phi 2$  mm球头进行加工,加工效率低,且易损伤,不利于批量生产;其次普通 $\phi 2$  mm刀具长度一般仅为3 mm,加工9 mm圆长度需定制专用刀具加工,加工过程中排屑困难,导致刀具易折断。

激光选区熔化成形外套螺母,首先对模型进行处理,环槽及内螺纹直接打印成型,再经车削后线加工,增加机加卡头,为降低材料消耗,卡头采用2 mm壁厚圆筒,中间加“ $\sigma$ ”型结构,采用激光选区熔化成形与机械加工方案相结合,单个产品平均打印时间仅约为1.2 h,后续机加工约1 h,而传统机械加工工艺单个产品约4 h,该方案不仅确保环槽螺母成形和尺寸精度,而且减少了机加工序及关键设备占用率,缩短生产周期,避免了刀具的损耗,降低了生产成本。

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.08.012

## 正弦波粗糙度对织构表面动压润滑的影响<sup>\*</sup>

何霞 廖文岭 王国荣 钟林 李梦媛

(西南石油大学机电工程学院 四川成都 610500)

**摘要:**为研究动压润滑状态下粗糙度对织构的影响,建立正弦波粗糙度对织构表面影响的动压润滑理论模型,并采用有限差分法对模型进行求解,分析正弦波粗糙度幅值、波长和分布方式对织构表面油膜压力分布、承载力及摩擦阻力的影响。数值计算结果表明,垂直分布粗糙度对表面综合性能的提高优于平行分布粗糙度,有利于提高表面的承载能力及降低摩擦因数;粗糙度波长及幅值对该性能的影响均与织构深度和粗糙度的分布方式有很大关系。

**关键词:**表面织构; 正弦波粗糙度; 动压润滑性能

**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017) 08-0012-07

## Effects of Sinusoidal Roughness on Hydrodynamic Lubrication Performance of Textured Surface

HE Xia LIAO Wenling WANG Guorong ZHONG Lin LI Mengyuan

(School of Mechanical Engineering Southwest Petroleum University, Chengde Sichuan 610500, China)

**Abstract:** To investigate the influence of roughness on the textured surface under hydrodynamic lubrication, the hydrodynamic lubrication theoretical model of the textured surface containing sinusoidal roughness was established, and a finite difference algorithm was used to solve the model. The influence of sinusoidal roughness amplitude, wavelength and distribution on film pressure distribution, load capacity and friction coefficient of textured surface was investigated. Numerical analysis results show that the roughness of vertical distribution is better than the roughness of parallel distribution on improving the comprehensive performance of textured surface, which can improve the load capacity of textured surface and reduce the friction coefficient of textured surface. The effects of roughness wavelength and amplitude on hydrodynamic lubrication behavior are closely related to the distribution of roughness and texture depth.

**Keywords:** surface texture; sinusoidal roughness; hydrodynamic lubrication performance

据不完全统计,一次故障的使用大约 1/3 造成了摩擦磨损,约有 70% 的设备损坏是由于各种形式的磨损而引起的,因此减小接触表面的摩擦磨损对提高设备的利用率和延长设备的使用寿命具有重要意义。粗糙度即为表面的一项重要参数,表征了表面的光滑程度,不同大小的粗糙度可能改变接触表面的润滑状态,进而对接触表面润滑及摩擦磨损有重要的影响。过去几十年中,研究人员采用大量的实验和理论方法研究了不同粗糙度(粗糙度类型、分布方式、特征参数等)对摩擦磨损的影响机制,为探索提高润滑及减磨性能的有效方法奠定一定的基础<sup>[1-5]</sup>。表面织

构技术亦为一种有效提高表面润滑及摩擦学性能的方法,自 1966 年被 HAMBLETON 等<sup>[6]</sup>提出以来,目前已在轴承<sup>[7-9]</sup>、滑套-缸套<sup>[10]</sup>、轴承<sup>[11]</sup>、机械密封<sup>[12]</sup>等领域得到广泛应用。尽管如此,不同润滑状态下织构参数的优化的吸引了研究人员的极大兴趣。LIANG 等<sup>[13]</sup>采用商业软件 CFD 分析了部分表面织构对滑动轴承动压润滑性能的影响,指出织构分布于润滑介质入口区域有利于提高轴承的润滑特性,且浅织构的影响优于深织构。PODGOSEK 和 SKELANEC<sup>[14]</sup>通过实验研究了边界及混合润滑状态下织构与接触表面摩擦磨损的影响,并从表面偏态和峰值角度提出了织构优化的思路。ZHANG 等<sup>[15]</sup>采用实验和理论方法分析了混合润滑或于摩擦状态下表面织构对巴氏合金表面润滑及摩擦性能的影响,结果表明:合理的织构参数有利于减小接触表面的摩擦因数,降低磨损。

尽管大量的理论和实验已分析了不同润滑状态下织构的影响,但较少有考虑试件表面不同原始粗糙度所带来的差异,且粗糙度的影响都是基于混合润滑状

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51505027)。

收稿日期: 2016-08-13

作者简介: 何霞(1976—),女,硕士,副教授,研究方向为润滑与摩擦及表面摩擦学。E-mail: hexia@swpu.edu.cn

通信作者: 廖文岭(1982—),男,硕士研究生,研究方向为仿生结构与表面织构。E-mail: 1822829977@163.com

态进行研究。动压润滑状态下(膜厚比  $h/a \ll 1$ ) 粗糙度的影响研究的缺乏。因此, 本文重点通过建立正弦波粗糙度对结构表面影响的动压润滑理论模型, 进行理论计算研究。阐述不同正弦波粗糙度参数对表面油膜压力分布、承载力及摩擦因数的影响规律。

## 1 理论模型

### 1.1 雷诺方程

对于周期性分布的表面结构, 各结构单元的油膜压力分布也呈现周期分布。因此文中仅以单一结构为研究对象进行分析。图1所示为考虑正弦波粗糙度的结构化表面横截面示意图,  $h_0$  为不考虑粗糙度时初始表面油膜厚度,  $h_1$  为结构深度,  $a$  为正弦波粗糙度上下点高度差,  $u$  为两表面相对滑动速率。



图1 结构表面横截面示意图

Fig.1 Cross section shape of tribological surface

为了分析粗糙度对结构表面动压润滑性能的影响, 本文采用 PATRIL 和 CHENG<sup>[1]</sup> 建立的平均雷诺方程求解表面油膜压力分布。平均雷诺方程如式(1)所示。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{\partial^2 \bar{h}}{\partial x^2} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{\partial^2 \bar{h}}{\partial y^2} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{u_x + u_y}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \frac{u_x - u_y}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial y} \frac{\partial h_0}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (1)$$

式中:  $\phi_x$  和  $\phi_y$  分别为  $x$  和  $y$  方向上的压力无量纲因子;  $\bar{h}$  为剖面无量纲因子;  $a$  为表面粗糙度标准偏差;  $h$  为名义油膜厚度;  $\bar{h}$  为实际油膜平均厚度;  $\bar{p}$  为平均油膜压力;  $u_x$ 、 $u_y$  为两表面的滑移速率;  $\mu$  为动力黏度;  $t$  为时间。

压力无量纲因子  $\phi_x$ 、 $\phi_y$  以及剖面无量纲因子  $\bar{h}$  可根据数值仿真得到的函数求解。详见文献 [1, 15-16], 且有

$$\text{当 } h/a \rightarrow \infty, \begin{cases} \phi_x = \phi_y = 1 \\ \bar{h} = h \end{cases} \quad (2)$$

表1所示为磨擦表面基本参数。由表1中参数可

知,  $h/a \rightarrow \infty$ , 因此有:

$$\begin{cases} \phi_x = \phi_y = 1 \\ \bar{h} = h \end{cases}$$

平均雷诺方程可简化为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{u_x + u_y}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (3)$$

表1 磨擦表面基本参数

Table 1 Basic parameters of slider surface

基本参数	数值大小
粗糙度 $a/(\mu\text{m})$	0.2
膜厚 $h/(\mu\text{m})$	0.08
结构深度 $h_1/\mu\text{m}$	2, 5, 10
最大粗糙度间距与结构高度 $a_1/\mu\text{m}$	0.2, 0.5, 1
粗糙度波长 $\lambda/\mu\text{m}$	50, 100
结构间距 $\sigma/\mu\text{m}$	100
初始油膜厚度 $h_0/\mu\text{m}$	2
结构单元宽 $W/\mu\text{m}$	500
结构单元长 $L/\mu\text{m}$	500

### 1.2 油膜厚度分解

由图1可知, 接触表面油膜厚度主要受初始油膜厚度  $h_0$ 、结构深度  $h_1$  及正弦波粗糙度  $h$  的影响。油膜厚度  $h$  可表示为

$$h(x, y, t) = h_0 + h_1(x, y, t) + h(x, y, t) \quad (4)$$

式中:

$$h_1(x, y, t) = \begin{cases} h_1 \cos(2\pi x/\lambda) & (x, y) \in \Omega \\ 0 & (x, y) \notin \Omega \end{cases} \quad (5)$$

$$h(x, y, t) = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (6)$$

垂直磨擦方向:

$$h(x, y, t) = \begin{cases} h \sin(2\pi x/a) & (x, y) \in \Omega \\ 0 & (x, y) \notin \Omega \end{cases} \quad (7)$$

平行磨擦方向:

$$h(x, y, t) = \begin{cases} h \sin(2\pi y/a) & (x, y) \in \Omega \\ 0 & (x, y) \notin \Omega \end{cases} \quad (8)$$

图2所示为正弦波粗糙度的2种不同分布方式及考虑粗糙度时结构表面的油膜厚度分布示意图。

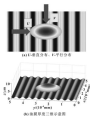


图2 粗糙度分布及膜层厚度

Fig. 2 The distribution of roughness and film thickness (a) Schematic distribution, (b) parallel distribution (c) 3D-mesh of film thickness

### 1.3 表面承载力和摩擦因数

尽管考虑了正弦波粗糙度的影响,但由于膜厚比  $h/\lambda < 2$ , 液体表面仍处于波动网络状态, 因此, 表面承载力由网络介质的流体力学效应形成, 可表示为

$$F = \iint_{\text{body}} p(x, y) d\text{body} \quad (9)$$

摩擦力主要由流场间的切应力引起, 则摩擦因数可表示为

$$\mu = \frac{\iint_{\text{body}} \tau d\text{body}}{F} \quad (10)$$

### 1.4 数值求解过程

为了提高计算过程的稳定性, 对上述方程进行说明一化处理, 采用有限差分法求解偏微分方程, 同时采用  $602 \times 602 \times 26$  节点对表面进行网格化, 以提高计算精度, 并利用 MATLAB 软件编程求解。

## 2 结果与讨论

### 2.1 粗糙度幅值的影响

图3示出了粗糙度幅值对结构化表面承载力的影响, 从图3(a)、(b)可知, 当正弦波粗糙度与表面位移方向垂直时, 在相同结构深度和粗糙度波长条件下, 随着粗糙度幅值的增加, 表面承载力迅速增大, 相比于光滑结构表面, 粗糙度幅值为  $50 \mu\text{m}$  时最大增幅为  $58.1\%$ , 波长为  $30 \mu\text{m}$  时最大增幅为  $38.1\%$ 。然而, 从图3(c)、(d)可知, 当正弦波粗糙度与位移方向不平行时, 粗糙度幅值的变化对承载力的影响很小, 因此, 粗糙度幅值对结构表面承载力的影响与粗糙度的分布方式有很大关系。

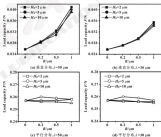


图3 粗糙度幅值对承载力的影响

Fig. 3 The influence of roughness amplitude on load capacity (a) vertical distribution,  $\lambda=30 \mu\text{m}$ ; (b) vertical distribution,  $\lambda=30 \mu\text{m}$ ; (c) parallel distribution,  $\lambda=30 \mu\text{m}$ ; (d) parallel distribution,  $\lambda=30 \mu\text{m}$

图4示出了粗糙度幅值的对结构化表面摩擦因数的影响。由图4(a)、(b)可看出,粗糙度与滑移方向垂直时,相同条件下粗糙度幅值的增大将降低接触表面的摩擦因数。相比无结构表面,粗糙度波长为50和30  $\mu\text{m}$ 时最大下降幅度分别达到49.5%和43.6%。另外,从图4(c)、(d)可知,粗糙度与滑

移方向平行条件下,当结构深度为2  $\mu\text{m}$ 时,随粗糙度幅值的增加,摩擦因数先缓慢增加,随后增加趋势逐渐增大;而结构深度为5和10  $\mu\text{m}$ 时,随粗糙度幅值的增大,摩擦因数无减小后增大,且增加趋势越来越快。因而粗糙度幅值对结构表面摩擦因数的影响与粗糙度分布方式及结构的深度有关。

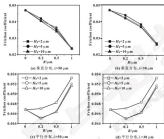


图4 粗糙度幅值的对摩擦因数的影响

Fig. 4 The influence of roughness amplitude on friction coefficient. (a) vertical distribution,  $\lambda=50 \mu\text{m}$ ; (b) vertical distribution,  $\lambda=30 \mu\text{m}$ ; (c) parallel distribution,  $\lambda=50 \mu\text{m}$ ; (d) parallel distribution,  $\lambda=30 \mu\text{m}$

### 2.2 粗糙度波长和分布方式的影响

图5示出了粗糙度波长为50和30  $\mu\text{m}$ 时对结构化表面承载力的影响对比。由图5(a)、(b)和(c)可知,粗糙度与滑移方向垂直时,2和5  $\mu\text{m}$ 结构深度下粗糙度均存在增大表面的承载力,且粗糙度波长为50  $\mu\text{m}$ 时对承载力的影响均大于波长为30  $\mu\text{m}$ 时;而结构深度为10  $\mu\text{m}$ 时,则波长为30  $\mu\text{m}$ 的粗糙度对承载力的影响更大,有利于提高表面承载能力。另外,对于与滑移方向平行的正弦波粗糙度,从图5(d)、(e)和(f)可看出,在各结构深度下,2种波长粗糙度对承载力的影响几乎无差异。

图6给出了粗糙度波长对结构化表面摩擦力的影响对比。图6(a)、(b)和(c)可知,粗糙度垂直于滑移方向时,两种波长粗糙度都将减小表面的摩擦因数,且在各种结构深度和各粗糙度幅值下,粗糙度波长为50  $\mu\text{m}$ 对摩擦因数的下降幅度都大于粗糙度波长

为30  $\mu\text{m}$ ,而对于粗糙度平行于滑移方向,由图6(d)、(e)和(f)可看出,波长对摩擦因数的影响差异很小。

图7和图8分别示出了相同条件下,垂直和水平分布的粗糙度对结构化表面承载力和摩擦因数的影响对比。由图7可知,相比于平行分布的粗糙度,在各种结构深度和粗糙度波长下垂直分布的粗糙度对表面承载力的影响更大,对提高表面的承载力更有利。从图8可看出,平行分布的2种波长粗糙度仅在幅值为0.2  $\mu\text{m}$ 时稍微降低了表面的摩擦因数。随幅值的增加,摩擦因数逐渐大于无结构表面。垂直分布粗糙度的存在则在相同条件下有利于降低表面的摩擦因数,且摩擦因数均小于粗糙度平行分布表面。此外,由于随粗糙度幅值增大,垂直分布粗糙度表面摩擦因数逐渐减小,平行分布粗糙度表面摩擦因数逐渐增大,因此,2种粗糙度分布方式对摩擦因数的影响差异随粗



随粗糙度的增加迅速增大。

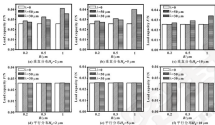


图3 粗糙度波长对承载力的影响

Fig. 3 The influence of roughness wavelength on load capacity: (a) vertical distribution,  $R_z = 2 \mu\text{m}$ ; (b) vertical distribution,  $R_z = 3 \mu\text{m}$ ; (c) vertical distribution,  $R_z = 4 \mu\text{m}$ ; (d) parallel distribution,  $R_z = 2 \mu\text{m}$ ; (e) parallel distribution,  $R_z = 3 \mu\text{m}$ ; (f) parallel distribution,  $R_z = 4 \mu\text{m}$ .

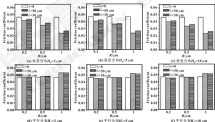


图4 粗糙度波长对摩擦系数的影响

Fig. 4 The influence of roughness wavelength on friction coefficient: (a) vertical distribution,  $R_z = 2 \mu\text{m}$ ; (b) vertical distribution,  $R_z = 3 \mu\text{m}$ ; (c) vertical distribution,  $R_z = 4 \mu\text{m}$ ; (d) parallel distribution,  $R_z = 2 \mu\text{m}$ ; (e) parallel distribution,  $R_z = 3 \mu\text{m}$ ; (f) parallel distribution,  $R_z = 4 \mu\text{m}$ .

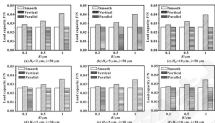


图7 粗糙度分布方式对承载力的影响

Fig. 7 The influence of distribution of roughness on load capacity (a)  $R_q=2 \mu\text{m}$ ,  $R_z=100 \mu\text{m}$ ; (b)  $R_q=10 \mu\text{m}$ ,  $R_z=100 \mu\text{m}$ ; (c)  $R_q=2 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$ ; (d)  $R_q=10 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$ ; (e)  $R_q=5 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$ ; (f)  $R_q=10 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$

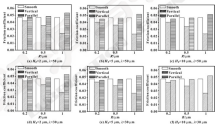


图8 粗糙度分布方式对摩擦系数的影响

Fig. 8 The influence of distribution of roughness on load capacity (a)  $R_q=2 \mu\text{m}$ ,  $R_z=100 \mu\text{m}$ ; (b)  $R_q=10 \mu\text{m}$ ,  $R_z=100 \mu\text{m}$ ; (c)  $R_q=2 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$ ; (d)  $R_q=10 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$ ; (e)  $R_q=5 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$ ; (f)  $R_q=10 \mu\text{m}$ ,  $R_z=50 \mu\text{m}$

### 2.3 油膜压力分布

为了更清楚地分析正弦波粗糙度对结构表面油膜压力分布的影响,图9给出了结构深度为 $2 \mu\text{m}$ 条件下,30和50种波长相粗糙度在垂直和水平分布时对油膜压力分布的影响。由图9(a)、(c)可知,

对于垂直分布的粗糙度,在非结构区域,表面粗糙度的存在会增加油膜压力,结构区域由于粗糙度的存在同时油膜压力形成叠加效果,且粗糙度越大,叠加效果越强,很好地解释了上述垂直分布正弦波粗糙度有利于提高表面的承载能力和粗糙度数值越大表面承载

能力越大的变化趋势。此外,对平行分布的粗糙度,由图9(3)、(4)可看出,在结构的粗糙介质入口区域,由于粗糙度导致的油膜厚度变宽,在入口区域油膜压力有小幅度的增加;但在粗糙介质出口区域,

粗糙度对油膜压力影响与粗糙度波长有关,各粗糙度幅值下的最大油膜压力差异也较小。同样与平行分布粗糙度不同幅值对承载力影响的结果吻合。

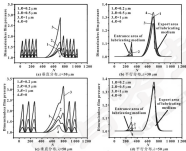


图9 油膜压力分布

Fig. 9 The distribution of film pressure: (a) vertical distribution,  $\lambda = 50 \mu\text{m}$ ; (b) parallel distribution,  $\lambda = 50 \mu\text{m}$ ; (c) vertical distribution,  $\lambda = 30 \mu\text{m}$ ; (d) parallel distribution,  $\lambda = 30 \mu\text{m}$

### 3 结论

(1) 粗糙度垂直摩擦方向时,随粗糙度幅值的增加,表面承载力先增大后减小,摩擦因数先减小后增大。在 $0.2\sim 1 \mu\text{m}$ 幅值范围内,波长为 $30$ 和 $50 \mu\text{m}$ 的粗糙度承载力最大增幅分别为 $78.1\%$ 和 $59.1\%$ ,摩擦因数最大减小幅度为 $43.6\%$ 和 $49.5\%$ ;平行分布的粗糙度其幅值对承载力影响很小,而摩擦因数随幅值的变化趋势将与结构深度有关。

(2) 粗糙度垂直分布时,粗糙度波长对承载力的影响与结构深度有关,结构深度为 $2$ 和 $5 \mu\text{m}$ 条件下,粗糙度波长为 $50 \mu\text{m}$ 的结构表面其承载力优于波长为 $30 \mu\text{m}$ 时, $10 \mu\text{m}$ 的结构深度时波长为 $30 \mu\text{m}$ 的粗糙表面承载力更优,摩擦因数则粗糙度波长为 $30 \mu\text{m}$ 在各结构深度下均较小;粗糙度平行分布时波长承载力和摩擦因数基本无影响。

(3) 相同结构深度和粗糙度波长条件下,垂直分布的正负粗糙度对表面承载力和摩擦因数的影响

均优于平行分布粗糙度表面。

### 参考文献

- [1] FICHTER N, CHONG H S. An average flux model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J]. Transactions of the ASME, 1978, 100, 127-17.
- [2] HU Y X, ZHOU H A. A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts [J]. Journal of Tribology, 2000, 22(2), 1-9.
- [3] WANG W X, LIU Y C, WANG H, et al. A complete thermal model of mixed lubrication in point contacts [J]. Transactions of ASME, 2004, 126, 162-170.
- [4] CHEN H S, WANG H. A novel approach to model effects of surface roughness parameters on wear [J]. Wear, 2003, 255, 75-84.
- [5] LIU Y C. The influence of longitudinal surface roughness on sub-critical and super-critical limit cycles of short journal bearings [J]. Applied Mathematical Modelling, 2004, 28, 102-102.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0895.2017.08.013

## 金属催化下两种航空润滑油基础油高温氧化衰变性能对比分析<sup>\*</sup>

彭星才<sup>1</sup> 费逸伟<sup>1</sup> 吴楠<sup>1</sup> 姚婷<sup>1</sup> 郭峰<sup>2</sup> 姜会泽<sup>2</sup>

(1. 空军勤务学院航空油料物资系, 江苏徐州 221000; 2. 黄山学院分析测试中心, 安徽黄山 245041)

**摘要:**通过金属催化实验,选取Cu片数为航空润滑油高温氧化实验金属催化时,由金属和抗氧化剂存在下,模拟航空润滑油基础油PAO和己二酸二异辛酯(DIISA)的高温工作环境,分析反应后2种油样的外观、黏度和酸值变化,并采用傅立叶红外光谱技术(FTIR)分析油品性能衰变的原因。实验结果表明,随温度的升高,PAO和DIISA会发生氧化和裂解,不同程度地向酸性加剧、黏度降低、酸值增大等趋势。FTIR分析可知,PAO油样高温氧化过程中断链产生了大量低分子量、DIISA油样本身产生酮、酯和醇等含氧化合物。2类油样均检测到O=C-H、C=O和O-H等官能团,高温下,PAO易发生断链,产生碳数更少的烃分子,导致260℃时黏度就向高位下降现象,而DIISA具有较好的热稳定性,其黏度随温度升高300℃左右;而PAO和DIISA氧化和裂解易产生酸物,导致其酸值会变化程度远大于PAO。

**关键词:**润滑油基础油; 高温氧化; 金属催化; 性能衰变

中图分类号: TQ626.34 文献标志码: A 文章编号: 1000-0895(2017)08-0013-06

## Comparative Analysis of High Temperature Oxidation Decay Performance of Two kinds of Aviation Lubricating Base Oil under Metal Catalysis

PENG Xingcai<sup>1</sup> FEI Yawei<sup>1</sup> WU Nan<sup>1</sup> YAO Ting<sup>1</sup> GUO Feng<sup>2</sup> JIANG Huize<sup>2</sup>

(1. Department of Aviation Oil and Material, Air Force Logistics College, Xuzhou Jiangsu 221000, China;

2. Analysis and Test Center, Huangshan University, Huangshan Anhui 245041, China)

**Abstract:** The copper sheet was selected as metal material to be used in the high temperature thermal oxidation experiments of aviation lubricating oils by means of metal screening experiments. In the presence of metal and antioxidant, the high temperature operating environment of aviation lubricating base oils including PAO and di-isooctyladipate (DIISA) was simulated, and the variation of appearance, viscosity and acid value of the two oil samples after reaction were analyzed by constant. The reason of oil property degradation was analyzed by FTIR. The results show that with the increasing of temperature, the color of PAO and DIISA oil samples is deepened, the kinematic viscosity is decreased and the acid value is increased due to the thermal oxidation and thermal cracking reactions of PAO and DIISA. According to the FTIR analysis results, it is found that in the high temperature decay process, a large number of saturated hydrocarbons is produced for PAO oil samples, and the oxygen compounds, such as acid, aldehyde and ketone, are produced for the by the DIISA oil samples because of the hydrolysis of DIISA. The functional groups are found in the two kinds of oil samples, such as O=C-H, C=O, O-H and so on. The chain of PAO is easy to be broken under high temperature to produce the hydrocarbon molecules with less carbon number, leading to the sharply decreasing of viscosity at 260 °C. While DIISA has good thermal stability, the sharply decreasing of viscosity is at about 300 °C. The oxidation and cracking of the ester oil of DIISA will produce carboxylic acids, resulting in the acid value decay degree is much larger than that of PAO.

**Keywords:** lubricating base oil; high temperature oxidation; metal catalysis; performance decay

\* 基金项目: 江苏省自然科学基金项目(8K20060187); 江苏省青年基金项目(8K2018044); 空军装备基金项目(412042283); 空军后勤基金项目(CX110007)。

收稿日期: 2017-03-04

作者简介: 彭星才(1963—),男,硕士,研究生,研究方向为航空油料技术检测。E-mail: 352952564@qq.com。

通信作者: 费逸伟(1984—),男,博士,教授,主要研究方向为航空油料应用与军用功能新材料技术。E-mail: yicw@163.com。

随着世界军事的不断变革,为夺取制空优势,航空发动机朝着大推重比、高可靠性、高耐久性、低耗油率 and 低成本等方向发展。三、四代机对可靠性的要求更加严格,其使用的航空润滑油长时间工作在高温(环境温度300℃左右的情况)、高压、高剪切以及多种金属微粒催化氧化等恶劣环境<sup>[1]</sup>。通常来说,航空润滑油在机械运转中具有润滑、清洁、密封、冷却和防锈等功能<sup>[2]</sup>,在耐腐蚀性、高温氧化安定性、低温

性和腐蚀性等方面具有严格的使用要求<sup>[1]</sup>。飞机在实际飞行中,润滑油会出现不同程度的性能变化,如变质、失效等问题,因此解决航空润滑油性能变化类问题亟待解决<sup>[2]</sup>。航空润滑油在发动机中工作时,不可避免地会与各种金属部件接触,而金属的存在会加速航空润滑油的氧化和裂解<sup>[3]</sup>。聚 $\alpha$ -烯烃和酯类油是航空润滑油常用的2种不同类型的合成基础油,在实际工况中检测发现,它们均会产生不同程度的裂解和聚合,且可能产生过氧化物、醇、酸、酯和酯等化合物,会对发动机部件产生相应的危害,从而导致发动机性能下降,危及飞行安全。

本文作者以聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)、己二酸二异辛酯(DIOLA)为实验用油,利用高温氧化模拟加速装置,对此分析了2种油品在金属和抗氧化剂存在环境中在180~200℃温度下理化性能的变化,并利用FTIR技术从微观角度分析油品变化情况。进一步探讨油品变化规律,为未来合理更换用油、改进油品质量,提高发动机可靠性提供实验依据。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料和仪器设备

试验油样为聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)、己二酸二异辛酯(DIOLA)2种航空润滑油基础油,某油料研究所提供;试验用抗氧化剂为2,6-二叔丁基对甲酚(T501)和对,邻'-二异辛基二苯胺(T516);试验金属片为Cu、Fe、Al等,规格为17 mm×12 mm×1 mm,依据SH-T 0196《润滑油抗氧化安定性测定法》、SH-T 0250《合成油氧化安定性测定法》、GB 562-1988《轻质航空润滑油氧化和氧化安定性测定法(金属片法)》、GB 499-1988《航空涡轮发动机润滑油抗氧化性和氧化安定性测定法》等标准中关于金属种类和尺寸的要求,结合实际情况制作金属片。

试验主要仪器设备:KCF 465-30型高温氧化模拟加速装置(容积500 mL,设计压力32 MPa,最高使用压力27 MPa,设计温度450℃,最高使用温度400℃,带力搅拌装置,搅拌转速最高为1 100 r/min,加热功率为2 kW),烟台台称公司生产;DKT-3018石油产品运动粘度测定仪,大连博仪器

有限公司生产;50-600全自动电位滴定仪,北京晟联成科技发展有限公司生产;Spectrum Two傅立叶红外光谱仪,美国PerkinElmer公司生产。

### 1.2 金属片测试试验

航空润滑油在发动机中工作时,不可避免地会与各种金属部件接触。根据某部门军械部编制的《A-1-10# 系列发动机润滑油光谱监控标准(暂行)》和《发动机润滑油光谱监控补充规定》,发动机金属种类繁多,不同的附着部位,金属种类各不相同。例如在发动机主轴承滚珠、滚针和衬套油室,活塞销等部件的主要成分是Fe,碳钢,主轴承保持架,副连杆装置的主要成分是Cu,而金属Al主要构成润滑油壳、油气分离器,金属Co、Pt则主要来源于发动机中磁芯、磁芯的铜片等。为了最大程度地利用高温氧化模拟加速装置模拟航空润滑油工作环境,更好地分析金属存在下油品性能变化情况,首先设计了金属筛选试验,选取对润滑油工艺影响最为严重的金属为实验材料。



图1 不同金属作用下PAO油样的颜色对比(200℃×2h)  
Fig.1 Color contrast of PAO under the action of different metals (200℃×2 h)

图1比较了不同金属对PAO航空润滑油基础油颜色变化的影响,可以看到,在200℃反应2 h后,Cu、Pt、Al、Fe和Co等不同金属对油品颜色变化的影响各不相同,受Cu催化作用的油样颜色变化最为明显,且油样40℃运动粘度和倾点在金属Cu催化条件下变化也最剧烈。如表1所示,这些理化性能测定数据侧面表明金属Cu对油品高温变质的催化作用最强烈,故选取金属Cu作为研究重点,通过设计不同反应温度来对比分析PAO和DIOLA航空润滑油基础油高温氧化变质性能的变化情况。

表1 不同金属作用下200℃反应2 h后油样的运动粘度和酸值测定情况

Table 1 Kinematic viscosity and acid value of the oil samples under different metals with the environmental of 200℃ for 2 hours

油样	PAO	PAO/Cu	PAO/Pt	PAO/Al	PAO/Fe	PAO/Co
运动粘度 $v(40^{\circ}\text{C})/(\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1})$	17.58	17.92	18.06	18.12	18.23	18.43
酸值/以KOH计 $(\text{mg}\cdot\text{g}^{-1})$	0.109	0.127	0.137	0.141	0.148	0.162

### 1.3 高温氧化模拟实验

先用氧化硅砂纸打磨金属 Cu 片,用脱脂棉擦去表面的金属屑与杂质。打磨好后浸刷在异辛烷溶剂中,贮存备用;分别称取 35 g 油样置入到 500 mL 的 2 个相同高温氧化模拟加速装置中;称量航空润滑油中抗氧化剂含量,将抗氧化剂按比例加入油样中;从异辛烷溶剂溶液中取出 Cu 片,用脱脂棉擦去表面上的附

屑,并将 Cu 片分别浸入油样中,启动发动机运转一段温度和模拟温度。设定实验温度分别为 180、200、230、260、300 ℃,使油样在不同温度环境下反应 2 h,搅拌均匀后再到 800 r/min,反应结束后将高压置置于冰水浴中冷却至室温,分别取出高压室中的反应油样,待用。表 2 给出了不同温度下的实验油样的编号。

表 2 不同温度的实验油样的编号

Table 2 The test oil sample number under different temperature

实验油样	原样	180 ℃	200 ℃	230 ℃	260 ℃	300 ℃
PAO+0.5%T501+0.5%T602+Cu	F0	F1	F2	F3	F4	F5
D60A+0.5%T501+0.5%T602+Cu	D0	D1	D2	D3	D4	D5

### 1.4 红外光谱法 (FTIR) 分析

利用红外光谱仪一方面对实验油样在 4000~4000  $\text{cm}^{-1}$  波数范围内进行扫描,利用红外谱图分析油样组成。另一方面利用仪器制造商分析专用软件包对谱图进行扫描分析,获取水、氧化剂和抗氧化剂等 5 项指标,采用趋势法分析油品质量变化情况。

### 1.5 金属催化测试实验

按照 GB/T 265 (ASTM D445) 标准方法执行,将不同温度下实验油样 40 ℃ 运动黏度进行测定。

### 1.6 颜色测试实验

按照 GB/T 7304-2008 (2006) 石油产品颜色测定法 (视觉测定法),测定不同温度下高温反应后油样的颜色。

## 2 结果与讨论

### 2.1 高温氧化测试

图 2 给出了 Cu 片催化下不同反应温度下油样的颜色对比。可以看出,2 种油样的颜色都随着反应温度的升高而逐渐加深,浑浊度不断增大,且均在 230 ℃ 以后变化最为明显。230 ℃ 以前,PAO 由浅黄色过渡到黄色,略呈混浊,D60A 颜色相对较浅,由无色透明逐步过渡到微黄色。230 ℃ 以后,2 种油样颜色变化剧烈,PAO 呈黄褐色;随着温度的继续上升,颜色又有变浅,到 300 ℃ 时呈深黄色。相比之下,D60A 的颜色变化更明显,230 ℃ 时呈现出棕色,至 300 ℃ 时呈现出红棕色。D60A 在反应过程中同时伴随刺激性气体产生,这主要与基础油的挥发性有关,D60A 的闪点约为 160 ℃,而 PAO 的闪点超过 260 ℃,所以在高温下 D60A 容易受热汽化,产生大量具有刺激性气体的油蒸气。



图 2 不同反应温度下油样的颜色对比

Fig. 2 Color contrast of oil sample under different reaction temperature

比较 PAO 和 D60A 高温反应后的颜色变化不难发现,随着温度的升高,尤其是在 230 ℃ 后,油样均会出现不同程度的颜色变浅,且通过观察金属催化测试结果,金属 Cu 在航空润滑油高温氧化中发挥显著的加速作用,所以油样颜色变化会相对明显,油品可能在金属存在的高温条件下分解成某些生色化合物,可能是由于 PAO 是高等的烃类物质,而 D60A 属于酯类基础油的缘故,两者结构构成不同,造成 D60A 整个过程颜色变化相对明显,变化程度更剧烈。

### 2.2 FTIR 分析

由于其中每种化合物都有不同的红外光谱,通过扫描此光谱的吸收峰形状、位置以及相对强度来分别判断油中相应的官能团或分子的结构信息,从而可用来评估润滑油的氧化情况。

润滑油氧化后会产生含 C=O 官能团的醛、酮和酯等含氧化合物,而刚生产的 PAO 基础油不含该类官能团,因此可通过 FTIR 来跟踪 C=O 吸收峰,进而表征润滑油的氧化程度。由图 3 可知,2 975~2 800  $\text{cm}^{-1}$  处的吸收峰强度非常强,说明油样中存在大量的 -CH<sub>2</sub>-和 -CH<sub>3</sub>-官能团,其中 2 800  $\text{cm}^{-1}$  处为 -CH<sub>2</sub>-可

称伸缩振动,  $2960\text{ cm}^{-1}$  处为  $-\text{CH}_2-$  不对称伸缩振动,  $2850\text{ cm}^{-1}$  处为  $-\text{CH}_2-$  对称伸缩振动,  $2900\text{ cm}^{-1}$  处为  $\text{CH}_3$  不对称伸缩振动;  $1465\text{ cm}^{-1}$  附近出现较强的  $-\text{CH}_2-$  的折式弯曲振动;  $721\text{ cm}^{-1}$  附近的尖而强的峰代表 PAO 反应油样中有较多 4 个以上相连的  $-\text{CH}_2-$  单元。这些官能团都证明油样中含有大量的饱和烃。与此相比,  $3450\text{--}3420\text{ cm}^{-1}$  和  $3450\text{ cm}^{-1}$  附近出现较强的复合  $-\text{OH}$  的伸缩峰和  $-\text{OH}$  吸收峰,  $2730$ ,  $1741\text{ cm}^{-1}$  处的  $\text{C}=\text{O}$  峰小而弱, 而  $1378$  和  $1343\text{ cm}^{-1}$  处吸收峰的出现, 表明 PAO 反应油样中存在  $-\text{CH}_2-$  与  $\text{C}=\text{O}$  相连的基团。另外, 试验油样中也多处显示了  $\text{C}=\text{C}$  的存在, 证明油样中存在不饱和单元。其中  $1633\text{ cm}^{-1}$  附近的弱吸收峰代表着  $\text{C}=\text{C}$  的生成, 而  $888\text{ cm}^{-1}$  附近的弱吸收峰表示末端烯烃  $\text{RCH}=\text{CH}_2$  的  $\text{C}-\text{H}$  面外弯曲振动。定性地分析红外光谱, 能够通过  $-\text{OH}$ 、 $\text{C}=\text{O}$  等特征官能团来说明醇、羧酸、醛等化合物的生成。

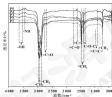


图3 PAO油样的红外光谱图

Fig. 3 IR spectra of PAO oil sample.

表3列出了水、降解产物、氧化值、抗磨剂和其他组分5个润滑油状态监测参数及其测量范围。其中氧化值是油在较高温度下暴露于空气中时会被氧化成各种化合物, 其主要成分是羧酸等氧化化合物, 羧酸可以增加润滑油的酸性, 进一步会消耗润滑油的基本添加剂并造成腐蚀; 对于酯类油, 它在水和酸中很容易受外界影响而分解, 且若其酯类多集中在 II 型油在高温下易发生热分解, 酯的分解产物同样会增加油的酸性; 而抗磨剂成分主要为油基种季铵盐类, 因而研究的油样大部分基本未添加抗磨剂, 因此, 主要对油样的

降解产物和氧化值的报告值变化进行讨论。表4列出了 ISO-V 油样组的降解产物和氧化值的报告值。

表3 润滑油状态监测参数

Table 3 Condition monitoring parameters of lubricating oil

组分	测量范围	单位	报告值
水	$1\ 700\text{--}$	$1\ 400\text{--}1\ 700\text{ cm}^{-1}$	测量值*100
	$1\ 900\text{ cm}^{-1}$	和 $2\ 200\text{--}1\ 900\text{ cm}^{-1}$	
降解产物	$1\ 300\text{--}$	$1\ 600\text{ cm}^{-1}$ 单点曲线	测量值*100
	$1\ 900\text{ cm}^{-1}$		
氧化值	$1\ 800\text{--}$	$2\ 200\text{--}1\ 800\text{ cm}^{-1}$ 和	测量值*100
	$1\ 670\text{ cm}^{-1}$	$400\text{--}1\ 600\text{ cm}^{-1}$	
抗磨剂成分	$1\ 025\text{--}$	$2\ 200\text{--}1\ 900\text{ cm}^{-1}$	测量报告值
	$960\text{ cm}^{-1}$	和 $600\text{--}500\text{ cm}^{-1}$	
其他	$1\ 420\text{--}1\ 390$	无	测量值
	$\text{cm}^{-1}$ 和 $1\ 050\text{--}$		
	$1\ 050\text{ cm}^{-1}$		

表4 ISO-V 油样降解产物和氧化值报告值

Table 4 Degradation products and oxidation reports of ISO-V oil samples.

油样编号	降解产物	氧化值
01	3.05	178.28
02	4.07	178.87
03	3.08	179.34
04	3.28	182.89
05	26.91	197.43

从表4可以看到, 油样的反应温度越高, 测量所得降解产物与氧化值的报告值越高。从表3可以看到, 降解产物的测量范围为  $1\ 300\text{--}1\ 900\text{ cm}^{-1}$ , 主要反映油样中即壳  $-\text{OH}$  的变化, 而油样中的酯类基于酯类油的水解和热裂解, 因此油样降解产物报告值随反应温度增高而增大, 表明温度越高油样的降解程度越大, 且考虑到提高高温反应在密封条件下进行, 因而此油样降解大部分为热裂解; 氧化值的测量范围为  $1\ 800\text{--}1\ 670\text{ cm}^{-1}$ , 在此范围主要考察油样中羧基含量的变化, 羧基含量的增加主要是油样氧化所致, 因此其反应温度增大时油样的氧化值报告值也随之变大。

表明温度越高,油品的氧化程度也就越高。

对比 D60A 油样用的降解产物报告值,可以看到:油样降解产物报告值起初随反应温度变化不明显,当反应温度升至 260 °C 时有明显变化,当温度进一步升至 300 °C 时报告值急剧增大,说明此时油样已严重氧化。

### 2.3 运动粘度测定试验

如图 4 所示,随着反应温度的升高,2 种油样的运动粘度整体趋势会随之下降,且温度越高,下降幅度越大,说明金属存在下的高温环境会造成润滑油的粘度变差。由表 5 可知,PAO 油样在反应温度为 230 °C 及其以下的运动粘度变化较小,测量值误差很小,与未反应的 PAO 原样相比,230 °C 时的反应油样的运动粘度由 28.39  $\text{mm}^2/\text{s}$  降低到 27.17  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,下降幅度为 4.63%。但当反应温度升高到 260 和 300 °C,其运动粘度分别急剧降低到 15.32  $\text{mm}^2/\text{s}$  和 11.06  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,降幅分别为 46.69% 和 60.86%。油品质量严重受到影响;而对于 D60A 来讲,其初始粘度值较小,约为 PAO 的 1/2,在反应温度 180~260 °C 之间,油样的粘度下降很平缓,230 和 260 °C 时的粘度降低分别为 1.37  $\text{mm}^2/\text{s}$  和 1.464  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,降幅分别为 15.19% 和 16.41%,而到了 300 °C 时, D60A 粘度值急剧下降到 5.673  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,降幅达 37.09%。通过横向对比发现,在机翼剂和金属存在下的高温环境中,PAO 和 D60A 在温度相对较低时两者的粘度变差差别不大,而在 260 °C 以上的较高温度时,PAO 的变差程度更剧烈,300 °C 时 PAO 和 D60A 粘度等性能下降严重,需及时更换用油。

表 5 油样 40 °C 运动粘度的测量值

油样编号	粘度 $\nu$ ( $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )	油样编号	粘度 $\nu$ ( $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )
P0	28.39	P3	9.528
P1	27.97	P4	8.589
P2	27.56	P5	8.123
P3	27.17	P6	7.649
P4	26.32	P7	7.174
P5	21.06	P8	5.673

油品高温下的粘度变差与其化学组成结构密切相关,PAO 主要成分为  $\alpha$ -烯烃的 3 聚物,是一种非稠性化合物,分子间主要依靠范德华的色散力结合,其具有独特的长链螺旋状结构,在高温反应中,PAO 长链螺旋状结构被破坏,土陵,侧链均可能发生断裂,生成小分子链状物质,随着分子量的减小,分子间接触的部分减少,使分子运动的能量减少,稠化率降低,色散力减小,使其粘度变差幅度较大<sup>[4]</sup>;而 D60A 作为极性添加剂,温度的升高会破坏分子间作用力——静电力和诱导力这 2 种力的取向,相互作用能降低,易发生分子内环式分解<sup>[5]</sup>,但相对于 PAO, D60A 具有更强的热稳定性,因此高温下的运动粘度变差幅度小于 PAO。

### 2.4 酸值测试试验

当油品的酸值小于 0.5  $\text{mg/g}$  (以 K204 计,下同)时,一般不会对金属产生严重的腐蚀,而当酸值大于 0.5  $\text{mg/g}$  时腐蚀就更为严重。表 6 和图 5 对比了 PAO 和 D60A 高温试验前后的酸值,随着反应温度的升高,2 种油样的酸值均会出现不同程度的增大,说明金属存在下的高温环境加速了 PAO 的氧化变质。油品在 230 °C 时酸值均出现较大幅度升高,尤其是对于 D60A 来讲,随着温度的继续升高,酸值增幅十分明显,最后使油品酸值严重超过了航空润滑油的使用标准。200 °C 时,PAO 和 D60A 的酸值分别增大了 0.024 和 0.052  $\text{mg/g}$ ,为初始酸值的 9.2 倍和 5.7 倍;而当温度为 230 °C 时,油样酸值分别增大了 0.208 和 0.346  $\text{mg/g}$ ,分别为初始酸值的 34.1 倍和 32.5 倍;当温度持续升至 300 °C 时,油品酸值增至 0.621 和 10.416  $\text{mg/g}$ ,分别为初始酸值的 76.1 倍和 946.9 倍,基础油 D60A 质量受到严重影响。总体而言,在机翼剂和金属存在下的持续高温环境对 PAO 的酸值增加相对平缓,在 300 °C 高温时



图 4 不同反应温度下油样运动粘度变化曲线

Fig. 4 Variation of kinematic viscosities of oil samples under different reaction temperature



也仅略超过标准值  $0.3 \text{ mg/g}$ 。比较而言, D60A 的氧化情况非常严重,  $260 \text{ }^\circ\text{C}$  时的酸值就已经超过标准值  $20$  余倍, 可能会对发动机机械部件造成严重的腐蚀。

表4 不同温度下试油油样酸值测量值

Table 4 Acid value of test oil samples at different

Temperature			
油样编号	酸值(以 KOH 计) $\text{m}(\text{mg} \cdot \text{g}^{-1})$	油样编号	酸值(以 KOH 计) $\text{m}(\text{mg} \cdot \text{g}^{-1})$
F0	0.009	D0	0.011
F1	0.021	D1	0.030
F2	0.083	D2	0.060
F3	0.217	D3	0.107
F4	0.429	D4	0.470
F5	0.631	D5	10.416

从分子结构上看, PAO 分子具有独特的规整的链状长链烷烃结构, 在高温下 PAO 的氧化在热氧化和热裂解 2 种, 热氧化反应生成小分子的醇、醛和羧酸等, 热裂解反应生成小分子的正构、异构烷烃和烯烃等烃类物质<sup>[2]</sup>。而 PAO 在高温下的主要氧化方式是热裂解, 仅生成少量的小分子羧酸, 因此其总酸值变化幅度较小; 同理, D60A 在高温下的降解也分为热氧化和热裂解 2 种方式, 在高温下, D60A 分子  $\beta$  碳上的甲基会与氧基上的氧结合, 形成六元环并在高温下裂解生成烯烃与羧酸, 裂解生成的烯烃在氧气作用下进一步生成醇、醛和羧酸等物质<sup>[2]</sup>。综上, D60A 酸值变化幅度远大于 PAO, 这是因为高温 PAO 主要以热裂解反应为主, 产物主要为小分子烃类; 而酯类油在高温下的热氧化和裂解都会产生羧酸, 且酯类油本身为酸性, 因此生成的小分子酸性物质全部进入油品中, 从而使油样的酸值大幅度增大。



图3 不同反应温度下油样酸值变化曲线

Fig. 3 Variation of acid value of oil samples under different reaction temperature

## 3 结论

(1) 通过金属环法实验比较了各类金属对油品氧化影响程度, 确定了  $\text{Cu}$  片作为高温氧化实验的金属用料。

(2) 随着反应温度的不断升高, 在金属和机油共同存在下的基础油 PAO 和 D60A, 颜色、酸度、稠度和黏度 4 个性能指标的氧化程度也不断加深。通过 FTIR 分析发现, 高温氧化氧化过程中 PAO 油样中产生了醛类等不饱和烃, 也生成了醇、醛、酸、酯和醚等含氧化合物、含氮化合物。D60A 油样中的羟基和酮基的相对含量在不断地增加, 表明随着反应温度的提高, 油样的氧化程度也提高。

(3) 当温度达到  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  后, 2 种油品的颜色和酸值均出现急剧变化, 分别由浅黄色和棕色, 到  $260 \text{ }^\circ\text{C}$  时, 2 种油品酸值大幅增加。由于酯类油在高温下的热氧化和裂解都会产生羧酸, 溶于油中导致 D60A 的酸值氧化程度远大于 PAO。当温度为  $260 \text{ }^\circ\text{C}$  时, PAO 酸度出现急剧下降的情况, 而 D60A 酸度则停留在  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  左右, 由于在高温下 PAO 发生裂解, 生成小分子烃类物质, 比较而言, D60A 具有更强的热稳定性, 因此高温下 PAO 的酸度氧化程度更剧烈。

## 参考文献

- [1] 余林. 新式汽轮机润滑油应用 [M]. 北京: 石油工业出版社, 2007, 94-98.
- [2] 周利明. 重质工业油品知识读本 [J]. 石油知识, 2005, (6): 71-76-78.
- [3] HU L. W., ZHANG H. B. Knowledge on oil-lubricating oil passage [J]. Petroleum Knowledge, 2005, (6): 71, 76-78.
- [4] 周凤, 周树才, 许广龙. 重质工业轻烃及油类润滑油性能要求与鉴别检测 [J]. 合成树脂材料, 2009, (6): 71, 20-23.
- [5] XIE F., PAN H. Y., LIU C. L., et al. Performance demand and developing trends of lubricants for aviation-turbine engine [J]. Synthetic Lubricants, 2009, (6): 71, 20-23.
- [6] MALHOTRA S., FINESE D., JACOBSON R., et al. Oxidation of mineral base oils of petroleum origin: chemical composition, thickening and composition of degradation products [J]. Lubrication Science, 1996, (9): 11-60.
- [7] KIMURA T., HASEGAWA H., ITO H., et al. X-ray photoelectron spectroscopy study of Ni-7p<sub>3/2</sub> 82, 85 analysis for hydrocarbonization of heavy oil derivatives [J]. Analysis Journal for Science and Engineering, 2014, (6): 90-17-60-23.
- [8] 周树才, 周凤, 周树才, 等. 重质工业轻烃及油类润滑油氧化稳定性鉴别检测分析 [J]. 润滑与密封, 2017, 42(7): 93-96.
- [9] PRISCY S. C., FONG Y. H., HO S., et al. Comparative analysis of performance and structure on thermal oxidative degradation of poly-methyl-ester oil in the presence of metal [J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(7): 93-96.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.08.014

## B<sub>4</sub>C 含量对铜基粉末冶金摩擦材料摩擦磨损性能的影响<sup>\*</sup>

曹 群<sup>1</sup> 王天国<sup>1</sup> 华俊杰<sup>2</sup>

(1. 湖北汽车工业学院材料科学与工程学院 湖北十堰 442002;

2. 东风汽车零件(集团)有限公司东风粉末冶金公司 湖北十堰 442002)

摘要: 为了提高和稳定铜基粉末冶金摩擦材料的摩擦系数和耐磨性, 以 B<sub>4</sub>C 为摩擦相元, 采用粉末冶金方法制备铜基摩擦材料, 研究 B<sub>4</sub>C 的增加量对材料的摩擦磨损性能的影响规律。结果表明, 随着 B<sub>4</sub>C 质量分数增加, 铜基摩擦材料的硬度降低, 密度增加, B<sub>4</sub>C 颗粒能提高铜基摩擦材料的摩擦系数, 同时随着 B<sub>4</sub>C 质量分数的增加, 铜基摩擦材料的磨痕先减小后增大, B<sub>4</sub>C 质量分数为 6% 时材料的耐磨性能最好, B<sub>4</sub>C 颗粒的强化作用比高材料时的变形抗力, 使母材料的硬化作用明显提高, B<sub>4</sub>C 颗粒在摩擦过程中起到的类似对磨偶件的表面冲刷作用, 提高了材料的耐磨性。

关键词: 铜基摩擦材料; 粉末冶金; 摩擦磨损; B<sub>4</sub>C

中图分类号: TB317.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-1079(2017)08-014-05

## Effect of B<sub>4</sub>C Content on Friction and Wear Properties of Copper-based Powder Metallurgy Friction Materials

CIN Cun<sup>1</sup> WANG Tianguo<sup>1</sup> HUA Junjie<sup>2</sup>

(1. College of Materials Science and Engineering, Hubei University of Automotive Technology, Shiyan Hubei 442002, China; 2. Dongfeng Powder Metallurgy Company, Dongfeng Motor Parts and Components Group Co., Ltd., Shiyan Hubei 442002, China)

Abstract: In order to improve and stabilize the friction coefficient and wear resistance of copper based powder metallurgy friction material, Copper matrix composite was fabricated by powder metallurgy method with B<sub>4</sub>C as friction component. The effects of B<sub>4</sub>C content on friction and wear properties of copper matrix composite were investigated. The results demonstrate that hardness of Cu-based friction materials is increased and the density is decreased with the increasing of B<sub>4</sub>C weight content. The friction coefficient of the materials is increased and the wear extent is decreased firstly, and then increased with the increasing of B<sub>4</sub>C weight content. The Cu-based friction materials with 6% weight content of B<sub>4</sub>C have the best mechanical and friction properties. The strengthening effect of B<sub>4</sub>C particles improves the deformation resistance of the materials, and the hardness of the mated materials is improved. In the process of friction, B<sub>4</sub>C particles play a role in reducing the surface ploughing effect of mated pair, and improve the wear resistance of the materials.

Keywords: Copper-based friction materials; powder metallurgy; friction and wear properties; B<sub>4</sub>C

铜基粉末冶金材料是一种重要的摩擦材料, 由于其良好的摩擦学性能和热稳定性, 广泛应用于高铁、汽车、船舶、工程机械等的制动装置与离合器中。铜基粉末冶金摩擦材料是在铜粉中添加适量的摩擦剂和润滑剂, 通过粉末冶金工艺制备的摩擦材料<sup>[1]</sup>。

为了提高和稳定铜基粉末冶金摩擦材料的摩擦系数和耐磨性, 研究人员在探索新的摩擦相元方面做了大量工作<sup>[2-4]</sup>。研究表明, 在铜基体中适当分布一定的摩擦硬质相元, 如氧化硅、氧化铝、氮化硼等, 可稳定材料摩擦系数, 减少对偶表面磨削, 使摩擦表面达到最佳磨合, 提高材料的耐磨性。韩晓明等<sup>[5]</sup>研究发现, 在铜基粉末冶金摩擦材料中添加 SiO<sub>2</sub>, 由于 SiO<sub>2</sub> 粒子对基体表面有强化作用, 提高了材料的耐磨性。刘伯成等<sup>[6]</sup>研究发现, 添加 SiO<sub>2</sub> 的铜基摩擦材料磨痕量是添加 SiC 的材料的一半。白同庆等<sup>[7]</sup>研究发现, SiO<sub>2</sub> 和氧化铝均可作为摩擦相元加入铜基摩擦材料中, 添加氧化铝的摩擦材料具有较高摩擦系数和较低磨痕量。杜建华等<sup>[8]</sup>研究发现, 添加粉末

为了提高和稳定铜基粉末冶金摩擦材料的摩擦系数

\* 基金项目: 湖北省教育科学术重点专项 (1602041000)。

收稿日期: 2016-11-08

作者简介: 曹群 (1981-), 女, 硕士, 讲师, 研究方向为金属复合材料制备及性能研究。E-mail: qingqun@163.com

SiO<sub>2</sub>, 可以使制基摩擦材料具有稳定的摩擦系数和较高的耐磨性能。王青飞等<sup>[2]</sup>研究发现, 添加质量分数 8% SiO<sub>2</sub> 的材料具有较好的摩擦性能。Al<sub>2</sub>C 亦作为一种摩擦剂, 对制基摩擦材料的机械性能和摩擦制动性能起到一定的作用。但目前有关 Al<sub>2</sub>C 影响制基摩擦材料性能方面的研究报道较少。本文着重通过粉末冶金法制备了制基摩擦材料, 研究了 Al<sub>2</sub>C 含量对制基摩擦材料的组织和摩擦学性能的影响。

## 1 实验部分

实验所用原料: 粒径小于 80 μm 的电解 Co 粉, 纯度不低于 98.0% (质量分数, 下同); 粒径小于 100 μm 的 Ti 粉, 纯度不低于 99.0%; 粒径小于 400 μm 的石墨粉, 纯度不低于 97.0%; 粒径小于 100 μm 的 SiC, 纯度不低于 98.0%; 粒径小于 200 μm 的稀土元素钕粉, 纯度不低于 99.0%; 粒径小于 100 μm 的还原 Fe 粉, 纯度不低于 98.0%。

试验配比见表 1。按照实验配比称取粉末, 在 QM-30P2 型行星式球磨机中进行混料。粉料和磨球的质量比为 1:12, 混料时间为 2 h。混合粉料在 YJ5702-1005 型粉末制粒压机中单向轴向压制成型, 压制试样为 φ30 mm 的圆形试样, 压力为 100 MPa。压制后的坯体在 WZS-20 型真空炉中于 950 °C 烧结, 保温 2 h, 之后随炉冷却。

烧结材料试样的密度采用阿基米德排水法测得, 烧结试样的硬度由 180S-150 型数显洛氏硬度计测得, 用 JSM-6510LA 扫描电镜观察试样的断口表面。烧结试样的磨耗试验在磨耗试验机 (型号为 M-2000) 上进行。环形试样的外径为 40 mm, 内径为 16 mm, 厚度为 10 mm, 环状试样的材质为 Ti60 钢。摩擦系数由摩擦磨耗试验机直接测得。用电子分析天平 (型号为 M-e104-A2004) 称量试样磨耗前后的质量, 得到试样的磨耗量。

表 1 摩擦材料组成 (质量分数)

Table 1 Composition of materials (mass fraction) %

试样编号	Co	Ti	Fe	SiC	石墨	Al <sub>2</sub> C
1	75	5	5	10	5	0
2	72	5	5	10	5	3
3	68	5	5	10	5	6
4	64	5	5	10	5	9
5	60	5	5	10	5	12

## 2 试验结果与分析

### 2.1 Al<sub>2</sub>C 质量分数对材料机械性能的影响

图 1 所示为 Co 基摩擦材料的密度和硬度随 Al<sub>2</sub>C 质量分数变化的关系曲线。随着 Al<sub>2</sub>C 质量分数由 0 增

加到 12%, 制基摩擦材料的密度逐渐减小, 烧结材料的密度会受到材料成分的影响。由于 Al<sub>2</sub>C 的密度小于 Co 的密度, 材料中的元素配比随着 Al<sub>2</sub>C 质量分数的增加发生了变化, 因此制基摩擦材料的密度会随着 Al<sub>2</sub>C 质量分数增加而减小。同时, Al<sub>2</sub>C 颗粒亦为一种陶瓷相, 具有较高的硬度、压缩性质。在压制过程中变形困难, 会对坯体的压制成型过程构成阻碍作用。在压制过程中, Al<sub>2</sub>C 粉末的变形和颗粒变形不能相互协同变化, 从而在 Al<sub>2</sub>C 陶瓷粉末与 Co 金属粉末之间产生较大的摩擦, 坯体变形阻力在压制过程中增大, 因此坯体的压制相对密度随着 Al<sub>2</sub>C 质量分数的增加而降低。在随后的烧结过程中, 由于 Al<sub>2</sub>C 陶瓷颗粒熔点较高, 化学稳定性较好, 对制基复合材料的烧结产生较大的阻碍作用, 导致制基摩擦材料难以性能变差, 因此烧结材料的密度降低。



图 1 Al<sub>2</sub>C 质量分数与试样密度和硬度的关系曲线

Fig. 1 The relationship between hardness, density and Al<sub>2</sub>C weight content

随着 Al<sub>2</sub>C 的质量分数增加, 制基摩擦材料的硬度增大。这主要由于 Al<sub>2</sub>C 作为一种陶瓷相具有较高的硬度, 分布在硬度较低的制基体中, 当复合材料受到外力时, Al<sub>2</sub>C 颗粒发挥弥散强化作用, 承受一定的载荷, 起增强相的作用, 增加了制基复合材料的变形阻力。同时, 当 Al<sub>2</sub>C 添加到制基复合材料中, 会在 Co 基体相和陶瓷增强相之间形成界面, 在发生局部变形时增加产生位错运动阻力, 提高材料的变形阻力<sup>[3]</sup>, 因此, 烧结材料的硬度得到明显提高。

### 2.2 Al<sub>2</sub>C 质量分数对材料摩擦性能变化的影响

图 2 示出了 Al<sub>2</sub>C 质量分数与试样的磨耗量和摩擦系数的变化曲线。可以看出, 随着 Al<sub>2</sub>C 质量分数的增加, 复合材料的摩擦系数增加。Al<sub>2</sub>C 作为陶瓷颗粒, 添加到制基粉末冶金摩擦材料中, 会对材料的烧结致密化产生阻碍作用, 增加烧结材料的孔隙度。孔隙的存在有助于提高摩擦材料的摩擦系数。同时, Al<sub>2</sub>C 为高硬质点, 在制基摩擦材料中, 由于硬质颗粒

度人眼无法直接形成的犁沟效应,材料表面粗糙度随接触作用增大,从而提高了烧结材料的摩擦因数。



图2  $K_2C$  质量分数与试件摩擦因数和磨损量的关系曲线

Fig.2 The relationship between friction coefficient, wear volume and  $K_2C$  weight content

由图2还可看出,在树脂基磨擦材料中 $K_2C$ 的质量分数由0增加到12%时,材料磨损量的变化趋势是先降低后增加,当 $K_2C$ 质量分数为4%时,树脂基材料磨损量为最低,材料具有较好的耐磨性。在树脂基磨擦材料中添加少量 $K_2C$ 硬质颗粒能起到强化表面作用,可承受一定载荷,在摩擦过程中能减轻树脂基材料的耐磨性。 $K_2C$ 颗粒在复合材料中嵌入树脂基体中,增

强了基体承受摩擦载荷力的作用,保证基体能承受对偶件表面微凸体犁削,从而降低材料的磨削<sup>[2]</sup>。当树脂基磨擦材料中 $K_2C$ 的质量分数超过4%时,材料的磨损量增加。这是由于较多质量分数的 $K_2C$ 颗粒颗粒分布在树脂颗粒之间,在烧结过程中得到了 $Ca$ 金属颗粒之间的接触,从而影响了材料成形性和烧结过程中致密化<sup>[3]</sup>,导致材料的强度和耐磨性降低。

### 2.3 含 $K_2C$ 的树脂基磨擦材料表面形貌分析

图3示出了含质量分数4%和12%  $K_2C$ 的树脂基磨擦材料的断口形貌。由图3(a)可以看出,树脂基磨擦材料断口表面分布一定数量的凹坑,凹坑以基体断裂为主,同时也可观察到部分 $K_2C$ 颗粒在树脂基磨擦材料断面上脱层现象。由图3(b)可以看出,断口中部分颗粒较大,分布不均,材料断裂以 $K_2C$ 颗粒与基体脱离为主。当 $K_2C$ 质量分数较高时,由于 $K_2C$ 陶瓷颗粒与树脂金属基体之间以物理结合,陶瓷颗粒与基体颗粒之间形成的界面属于弱结合界面,较多的 $K_2C$ 颗粒使界面结合不牢,很容易在拉伸过程中脱层。而且较多的 $K_2C$ 颗粒会造成复合材料出现偏聚现象,材料的孔隙度增加,导致复合材料中容易出现裂纹,造成复合材料的力学性能下降。



(a)4% $K_2C$



(b)12% $K_2C$

图3 不同 $K_2C$ 质量分数的复合材料断口形貌

Fig.3 SEM images of fracture morphology of the materials with different  $K_2C$  weight content

图4示出了不同 $K_2C$ 质量分数的树脂基磨擦材料摩擦磨损试验后的表面形貌。树脂基磨擦材料的摩擦性能在很大程度上取决于基体颗粒的性质及分布。由图4(a)可见,未添加 $K_2C$ 的试件的磨擦面存在凹凸不平的树脂坑,这是因为未添加 $K_2C$ 的树脂基磨擦材料摩擦表面后在外加载荷的条件下发生塑性变形和软化,在摩擦过程中受到对偶件表面微凸体的犁削作用,导致表层材料大块脱离而形成凹坑。而在添加 $K_2C$ 的磨擦材料中,由于 $K_2C$ 颗粒的强化作用,对基

体磨擦起到阻碍作用,保护基体抵抗对偶件表面犁削。随着 $K_2C$ 质量分数的增加,摩擦表面凹坑数量减少,当 $K_2C$ 质量分数达到4%时,试件的磨擦表面较为平整,犁沟较浅,凹坑数量减少(见图4(b))。这是因为, $K_2C$ 颗粒减少了基体和摩擦偶件间的接触面积,能够有效地减少摩擦副之间的摩擦物,直至材料表面无明显凹坑。当 $K_2C$ 质量分数增加到4%和12%时,试样磨擦面表层不完整,部分材料已经脱落,并具有磨擦副特征。这是因为,随着 $K_2C$ 含量

的提高,导致烧结材料内部存在较多的孔隙,且 $\text{Si}_3\text{N}_4$ 界面和 $\text{Si}_3\text{N}_4$ 界面综合变弱, $\text{Si}_3\text{N}_4$ 颗粒从基体表面凸起,承受大部分载荷,造成部分 $\text{Si}_3\text{N}_4$ 颗粒脱落,磨痕面

材料在摩擦力的剪切应力作用下脱落,致使磨痕表面出现大面积的剥落坑。

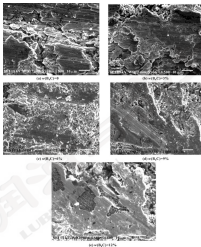


图4 不同 $\text{Si}_3\text{N}_4$ 含量铜基摩擦材料的表面形貌 SEM 图像

Fig. 4 SEM images of worn surfaces of materials with different  $\text{Si}_3\text{N}_4$  weight content

## 5 结论

(1) 通过粉末冶金的方法制备了添加不同 $\text{Si}_3\text{N}_4$ 含量的铜基粉末冶金摩擦材料, $\text{Si}_3\text{N}_4$ 颗粒添加到铜基摩擦材料中能提高材料的硬度,同时减小材料的密度。

(2)  $\text{Si}_3\text{N}_4$ 添加到铜基摩擦材料中,能提高材料

的摩擦因数,随着添加的 $\text{Si}_3\text{N}_4$ 的质量分数增加,磨痕量变化趋势为先减小后增加,添加质量分数40% $\text{Si}_3\text{N}_4$ 的铜基摩擦材料的磨痕量为最低,具有较好的耐磨性。

(3)  $\text{Si}_3\text{N}_4$ 颗粒硬度较高,在摩擦过程中由于产生犁削作用而增加机械咬合力,从而影响到材料的摩擦

因能。 $\text{Ni}_3\text{C}$  颗粒的催化作用提高铜基摩擦材料的力学性能, 减缓了材料表面在摩擦热的作用下产生的软化, 提高了复合材料的耐磨性, 但过多的  $\text{Ni}_3\text{C}$  颗粒会造成复合材料出现偏聚现象, 造成复合材料的耐磨性能降低。

### 参考文献

- [1] 黄占明, 黄月艳. 粉末冶金摩擦材料 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2009, 9-20.
- [2] KAPILCHENKO A M, FURSHCHEN S, DANILEV S. The tribological properties and mechanism of wear of Cu-based nitride powder materials containing molybdenum disulfide and molybdenum disulfide under unlubricated sliding against copper [J]. *Wear*, 2012, 280-281, 106-112.
- [3] RAJANMATH K, ARIVINDAN S. Tribological performance of aluminum nitride copper-TiC-graphite hybrid composite [J]. *Technology International*, 2011, 34, 147-159.
- [4] 蔡松明, 符林, 高飞, 覃群.  $\text{Ni}_3\text{C}$  含量对铜基摩擦材料摩擦行为的影响 [J]. 中国有色金属学报, 2009, 19(10), 1847-1853.  
HAN X M, FU L, CAO F, et al. Effects of content of  $\text{Ni}_3\text{C}$  particles on tribological behavior of Cu matrix friction materials [J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2009, 19(10), 1848-1853.
- [5] 刘前成, 黄斌, 廖金生, 覃群. 高  $\text{Ni}_3\text{C}$  对 Cu-Fe 基铜基摩擦材料性能的影响 [J]. 中国有色金属学报, 2006, 16(18), 1007-1010.
- [6] LIU Q W, PAN Y, ZHANG J, et al. Effect of  $\text{Ni}_3\text{C}$  and  $\text{Ni}_2\text{S}_2$  on properties of Cu-Fe matrix nitride friction materials [J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2008, 18(11), 1107-1113.
- [7] 白同庆, 符林松, 李永生.  $\text{Ni}_3\text{C}$  和石墨对铜基摩擦材料性能的影响 [J]. 粉末冶金技术, 2006, 24(2), 114-116.  
BAI T Q, ZHANG L H, LI D S. The effects of  $\text{Ni}_3\text{C}$  and graphite on

the properties of copper-based friction materials [J]. *Powder Metallurgy Technology*, 2006, 24(2), 114-116.

- [7] 蔡松明, 冯建林, 符德林, 覃群.  $\text{Ni}_3\text{C}$  含量对铜基摩擦材料摩擦性能的影响 [J]. 粉末冶金技术, 2008, 26(1), 11-14.  
CAI J H, ZHANG J L, FU D L, et al. Effects of the content of the  $\text{Ni}_3\text{C}$  on the tribology performance of the Cu-based friction materials powder metallurgy technology [J]. 2008, 26(1), 11-14.
- [8] 王勇飞, 许国生, 蔡松明, 覃群.  $\text{Ni}_3\text{C}$  对铜基摩擦材料摩擦性能的影响 [J]. 粉末冶金技术, 2009, 27(1), 22-25.  
WANG Y F, XU G S, CAI J H, et al. Effect of titanium dioxide addition on friction and wear properties of Cu-based friction materials [J]. *Powder Metallurgy Technology*, 2009, 27(1), 22-25.
- [9] 蔡松明, 高明利, 高飞, 覃群. 铜基摩擦材料粉末冶金材料摩擦性能的影响 [J]. 陶瓷与材料, 2012, 35(10), 19-20.  
CAI J H, ZHANG L H, CAO F, et al. Effects of Cu content on friction and wear properties of copper matrix frictional materials [J]. *Innovation Engineering*, 2012, 5(10), 19-20.
- [10] 陶海斌, 黄占明, 符林, 覃群.  $\text{Ni}_3\text{C}$  颗粒催化铜基粉末冶金摩擦材料的表面形貌特征及摩擦机理 [J]. 中国有色金属学报, 2014, 24(9), 2272-2279.  
TAO H B, HUANG Z M, FU L, et al. Topographical characteristics and wear mechanism of copper-based powder metallurgy friction materials fabricated by  $\text{Ni}_3\text{C}$  particles [J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2014, 24(9), 2272-2279.
- [11] 王天海, 廖金生, 覃群.  $\text{Al}_2\text{O}_3$  含量对铜基粉末冶金摩擦材料摩擦性能的影响 [J]. 粉末冶金工业, 2014, 28(2), 34-38.  
WANG T H, LIANG J C, QIN Q. Effect of  $\text{Al}_2\text{O}_3$  content on friction and wear properties of copper-based powder metallurgy friction materials [J]. *Powder Metallurgy Industry*, 2014, 28(2), 34-38.

### (上接第 76 页)

- [7] KNEZEVIC D, SAMIC V. Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity, as a function of temperature and pressure of mineral oils for hydraulic systems [J]. *Mechanical Engineering*, 2009, 4(1), 27-34.
- [8] 黄逸华, 廖国良, 魏坤, 覃群.  $\alpha$ -萘酚航空润滑油基础油高温氧化变质机理研究 [J]. 西安石油大学学报, 2015, 30(2), 98-102.  
HUANG Y W, LIANG G L, WEI K T, et al. Mechanism on synthesis of poly- $\alpha$ -naphthol aviation lubricating base fluid [J]. *Journal of Xi'an Shiyou University*, 2015, 30(2), 98-102.
- [9] 黄逸华, 廖国良, 魏坤, 覃群.  $\alpha$ -萘酚航空润滑油基础油超高温产物物相组成分析 [J]. 河南师范大学学报 (自然科学版), 2014, 42(1), 92-96.

HUANG Y W, LIANG G L, WEI K T, et al. Analyzing compounds in poly- $\alpha$ -naphthol aviation lubricating base oils under ultra-high temperature [J]. *Journal of Henan Normal University (Natural Science Edition)*, 2014, 42(1), 92-96.

- [10] 黄逸华, 廖国良, 魏坤, 覃群.  $\alpha$ -萘酚航空润滑油基础油高温氧化变质机理研究 [J]. 石油学报, 2014, 28(6), 22-26.  
HUANG Y W, LIANG G L, WEI K T, et al. Research on the thermal cracking decay of poly- $\alpha$ -naphthol aviation lubricating oil [J]. *Chemical Industry Times*, 2014, 28(6), 22-26.
- [11] 黄逸华, 廖国良, 魏坤, 覃群. 超高温条件下萘酚航空润滑油物相组成的分析 [J]. 石油化学工业, 2014, 41(12), 1444-1449.  
HUANG Y W, LIANG G L, WEI K T, et al. Analysis of components in pure aviation lubricant base oil under thermal cracking [J]. *Petrochemical Technology*, 2014, 41(12), 1444-1449.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-0095.2017.08.019

## GCr15 钢导电加热硬切削性能有限元仿真<sup>\*</sup>

向彪董霖李杨华

(四川大学机械工程学院, 四川大学流体及动力机械教育部重点实验室, 四川成都 610065)

摘要: 为研究常见的磨削和重加工材料 GCr15 钢的硬切削性能, 利用 Deform-3D 对 GCr15 钢的导电加热硬切削过程进行有限元仿真, 建立有限元模型, 在切削参数一定的情况下, 分析加热电流对刀具磨损深度、刀具主切削力, 以及刀-工件接触区温度的影响。试验结果表明, 刀具磨损深度随着加热电流的增加先逐渐增加然后逐渐减小, 当加热电流达到一定量时刀具磨损深度则减小; 随着加热电流的增加, 刀具的主切削力逐渐减小, 特别是当加热电流达到一定量时, 主切削力开始明显减小, 并且随切削线性下降趋势。

关键词: GCr15 钢; DEFOR3D; 导电加热切削; 加热电流; 刀具磨损

中图分类号: TH817.1 文献标志码: A 文章编号: 1003-0095(2017)08-0019-08

## Finite Element Simulation of Electric Hot Machining Process of GCr15 Steel

XIANG Biao DONG Lin LIANG Yuhua

(School of Mechanical Engineering, Ministry of Education Key Laboratory of Fluid and Power Machinery, Sichuan University, Chengdu Sichuan 610065, China)

Abstract: GCr15 steel is one of the common wear-resisting and difficult processing materials, in order to study its hard cutting performance, its electric hot machining process was simulated by the finite element simulation software Deform-3D. The finite element model (FEM) of electric hot machining process of GCr15 steel was built, and the influence of heating current on the wear depth of tool, the main cutting force, and the tool-chip contact zone temperature was analyzed under the condition of limited cutting parameter. Experimental results show that the tool wear depth is increased gradually and then decreased with the increasing of heating current. The wear depth is reduced sharply when the heating current reaches a certain value. With the increasing of heating current, the main cutting force is decreased gradually. Especially when heating current reaches a certain value, the main cutting force is decreased obviously with linear decreasing trend.

Keywords: GCr15 steel; DEFOR3D; electric hot machining; heating current; tool wear

20 世纪 60 年代日本的上原邦雄提出了导电加热切削方法 (Electric Hot Machining, EHM)<sup>[1]</sup>。该方法在切削过程中利用刀具和工件构成回路, 通过高压大电流, 其生成的焦耳热将切削区材料软化, 从而大大提高硬度难切削材料切削加工性能, 降低刀具的磨损。

提高刀具使用寿命, 其基本原理如图 1 所示。



图 1 EHM 原理示意图

Fig. 1 EHM principle diagram

\* 基金项目: 教育部“卓越计划”合作科研项目 (20160107); 2013 年国家人社部留学回国人员科研启动基金项目; 流体及动力机械教育部重点实验室开放基金项目 (四川大学 J1003-YQ-1, ug2004-0000); 四川大学重慶微纳平台制造与自动化重点实验室(重点研究方向) 开放课题 (ug2004-0002); 四川大学研究启动基金项目 (ug2006005)。

收稿日期: 2016-11-14

作者简介: 向彪 (1982-), 男, 硕士, 研究方向为导电加热切削。E-mail: 1820582209@163.com

通讯作者: 董霖 (1975-), 男, 教授, 工学博士, 主要从事摩擦学研究。E-mail: dglng137275@sc.163.com

李杨华等人<sup>[2]</sup>采用导电加热切削方法对 GCr15 钢进行切削试验, 发现导电加热切削方法能够有效抑制积屑瘤, 同时显著降低表面粗糙度。关林涛等<sup>[3]</sup>提出了一种通电加热切削方法, 通过试验证明这种加热切削方法能够大幅降低切削过程的振动, 提高刀具寿命。周亮<sup>[4]</sup>通过对淬大钢硬度和高温合金的导电加热切削试验, 发现导电加热于车削淬火钢比正常冷车削

磨床侧刃动量降低 30%, 且车刀的使用寿命高。

GG45 钢(高碳结构钢)属于高合金结构钢, 具有高的机械性能、高的耐磨性、良好的耐蚀性、合适的弹性和韧性, 有一定的防锈性能, 广泛用于制造轴承、齿轮等对硬度和耐磨性要求较高的基础零部件, 是常见的耐磨和硬切削材料<sup>[1]</sup>。导电加热切削作为高硬度难加工材料有效硬车削方法之一, 目前, 国内外关于 GG45 钢的导电加热硬切削有限元分析较少, 因此, 将 GG45 钢作为工件材料, 对其导电加热硬切削性能进行仿真研究有必要。

基于前人所做的研究成果, 本文亦通过经验公式确定不同加工电流下的工件初始温度, 利用 Ansys 建立有限元分析模型, 对 GG45 钢进行导电加热切削时形成的热-力耦合场进行有限元仿真。

## 1 有限元模型建立

### 1.1 工件材料的加热方式

导电加热切削时其切削区的热由加热电阻产生的

焦耳热和切削过程产生的摩擦热、塑性变形热相互叠加而成。为仿真分析方便起见, 将加热电阻产生的焦耳热作为工件初始温度。

利用加热电阻三维模型和加热电阻经验公式对导电加热硬切削时加热电流对切削区的工件温度场变化进行有限元分析, 得到不同加热电流时切削区的平均温度, 然后得到电流与平均温度的经验公式, 并将此平均温度作为工件的初始温度。

采用文献[4~6]归纳的导电加热硬切削时工件材料初始温度经验公式:

$$t_0 = 0.006I^2 - 2.942I + 88.6 \quad (1)$$

式中:  $t_0$  为工件的初始温度;  $I$  为加热电流; 仿真环境温度设定为 20 °C。

若知道加热电流数值之后, 只需要带入公式(1)就可以计算出工件初始温度, 而不需要再进行的仿真。仿真用到的加热电流及对应的工件初始温度如表 1 所示。

表 1 加热电流及对应的工件初始温度

Table 1 Heating current and corresponding initial temperature of workpiece

加热电流 $I/A$	50	70	90	120	150	180	210
工件初始温度 $t_0/^\circ\text{C}$	28.9	50.6	69.6	112.1	133.7	162.4	193.1

### 1.2 工件及刀具的几何模型和切削参数设置

刀具前角  $\gamma_0$  为  $-5^\circ$ , 后角为  $\alpha_0$  为  $10^\circ$ , 主偏角  $\alpha_1$  为  $90^\circ$ , 刃倾角  $\gamma_1$  为  $-5^\circ$ , 刀尖圆弧半径  $r$  为 0.8 mm, 通过公式(2)~(5)计算刀具侧前角、背前角和全偏角。

$$\tan \gamma_{12} = \tan \gamma_{11} \sin \alpha_1 - \tan \alpha_{12} \cos \alpha_1 \quad (2)$$

$$\tan \gamma_{13} = \tan \gamma_{12} \cos \alpha_1 + \tan \alpha_{12} \sin \alpha_1 \quad (3)$$

$$\phi = 90^\circ - \alpha_1 \quad (4)$$

式中:  $\gamma_{12}$  为刀具侧前角;  $\gamma_{11}$  为刀具前角;  $\alpha_1$  为刀具主偏角;  $\alpha_{12}$  为刀具刃倾角;  $\gamma_{13}$  为刀具背前角;  $\phi$  为刀具全偏角。

计算得侧前角  $\gamma_{12}$  为  $-5^\circ$ , 背前角  $\gamma_{13}$  为  $-5^\circ$ , 全偏角  $\phi$  为  $4^\circ$ 。根据这三个角度值, 仿真过程中刀具类型选 MCGN1, 刀具材料为硬质合金, 刀具类型选 CNMG432, 工件材料为 GG45 钢, 室温下 GG45 钢的机械物理性能<sup>[7]</sup>如表 2 所示, 化学成分<sup>[8]</sup>如表 3 所示, 刀具和工件的三维切削模型如图 2 所示, 导电加热切削在切削速度小于 48 m/min 时有较好的切削效果<sup>[9]</sup>, 而且刀具耐用度也能最大化。为此, 设定切削速度  $v$  为 20 m/min, 背吃刀量  $a_p$  为 0.26 mm, 进给量  $f$  为 0.12 mm/r。

表 2 GG45 钢的机械物理性能参数

Table 2 Mechanical and physical properties of GG45 steel

密度 $\rho/(g \cdot \text{cm}^{-3})$	硬度	弹性模量 $E/\text{GPa}$	泊松比	导热系数 $\lambda/(W \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	热膨胀系数 $\beta/(10^{-6} \cdot \text{K}^{-1})$
7.85	HRC32	217	0.3	39	11.4

表 3 GG45 钢的化学成分(质量分数)

Table 3 Chemical composition (mass fraction) of GG45 steel

C	Mn	P	Co	Ni	S	F	Cr	Mo	Si
1.02	0.3	0.018	1.50	0.06	0.008	0.012	0.20	0.02	0.03





图2 刀具和工件的三维切削模型

Fig.2 Cutting model of cutting tool and workpiece

### 1.3 网格划分

刀具和工件均采用相对密度网格划分。由于刀具和工件接触变形十分剧烈,所以靠近刀尖附近,采用较大的网格密度,而远离刀尖的部位采用较疏的网格,在保证仿真精度的同时还可以节约计算时间<sup>[11]</sup>。其中刀具网格数为56 908个,节点数为12 903个,工件网格数为93 442个,节点数为20 466个。在切削过程中,为防止切削仿真过程中单元畸变造成计算停止,采用自适应网格重划技术,使工件上的网格根据应变梯度、应变率梯度和温度梯度的分布情况自动重划和加密网格。

### 1.4 工件材料本构模型

在金属切削加工中,工件材料在刀具的作用下会产生大应变、高应变率、高温,而这些因素都会对工件材料的流动应力产生影响。材料本构方程用来描述材料状态变量(如应力、应变、温度)及时间之间的关系,主要是应力与应变之间的关系<sup>[12]</sup>。Johnson-Cook本构方程形式简单,应用范围广,适用于描述大应变率下黑色金属和有色金属的应力应变关系<sup>[13]</sup>:

$$\sigma = (A + B\epsilon^n) (1 + C\dot{\epsilon}) \left[ 1 - \left[ \frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \right]^m \right] \quad (6)$$

式中: $\sigma$ 为变形应力; $T_{min}$ 为室温(一般为20℃); $T_{max}$ 为材料熔点; $A$ 为材料的屈服应力; $B$ 为应变硬化系数; $C$ 、 $n$ 、 $m$ 为材料特性参数。

采用HEMPC<sup>[14]</sup>通过直角切削试验确定的GG45钢J-C本构方程,参数值如表4所示。

表4 GG45钢J-C本构模型特征参数

Table 4 Characteristic parameters of GG45 steel J-C constitutive law

A/MPa	B/MPa	n	C	$T_{min}/^{\circ}\text{C}$	$T_{max}/^{\circ}\text{C}$	m
774.78	154.6	0.371 9	0.037 1	20	1 487	3.173 9

### 1.5 刀-屑摩擦模型

刀-屑之间的摩擦条件是影响金属切削加工重要的因素,建立刀具和切削屑合理的摩擦模型很有必要。本文作者选择摩擦类型为剪切摩擦,该类型可应用于大多数的情形,其表达式为

$$\tau = \mu \sigma \quad (7)$$

式中: $\tau$ 为摩擦力; $\mu$ 为摩擦系数,文中取 $\mu = 0.4$ ; $\sigma$ 为剪切屈服应力。

### 1.6 刀具磨损模型

Delcamx刀具磨损模型有Archard模型和Usui模型。Archard模型一般用于分析不连续加工,如冲(钻)锻造,而Usui模型在连续加工(金属切削)中有更好的表现<sup>[15]</sup>。因此,本文作者选择Usui模型与刀具磨损进行预测:

$$W = \int_0^t \mu \sigma^n dt \quad (8)$$

式中: $W$ 为磨损深度; $\mu$ 为刀-屑间界面压力; $\sigma$ 为切削屑前方向屑群的速度; $t$ 为刀-屑接触时间; $dt$ 为时间增量; $n$ 、 $k$ 为常数参数。

文中取 $n = 1 \times 10^4$ , $k$ 为825.0。

### 1.7 材料分离准则和材料失效准则

Delcamx中通过分离准则和网格自动重划分来模拟切屑的产生过程。Delcamx提供了3种切屑分离准则:绝对应力准则,接触节点的应力力大于预设值;流动应力准则,接触节点的应力力大于刀具流动应力的预设值;能量准则,接触节点的位应力或者位应力大于0.1 MPa。本文作者选择能量准则。

材料断裂准则选取Cook & Latham准则,该准则是从能量角度建立的,通过高温拉伸试验计算比断裂性能,并同金属材料变形断裂所需的能量建立映射关系,将其作为判断金属材料与性能断裂的临界能量面,该准则的表达式为

$$\int_{\sigma} \sigma \left( \frac{\sigma}{\sigma'} \right) d\epsilon = C \quad (9)$$

式中: $\sigma$ 为材料发生断裂时的等效应力; $\sigma'$ 为等效应力; $\sigma'$ 为材料断裂时的最大拉应力; $d\epsilon$ 为等效应变增量; $C$ 为材料断裂时的等效断裂应变。当最大主应力 $\sigma_1 = 0$ 时, $\sigma = \sigma_1$ ;当 $\sigma_1 < 0$ 时, $\sigma = 0$ 。

### 1.8 迭代方法

Delcamx在金属切削模拟中提供了2种迭代方法,直接迭代法和牛顿-拉夫森法。直接迭代法简单可行,计算方便,但是收敛速度较慢,需要更多的迭代。本文作者选取牛顿-拉夫森法,当该方法失败之前系统会自动调用直接法求解,因此,可有效地保证迭代次数和收敛性。

## 2 仿真结果与分析

### 2.1 加热电流对刀具磨削深度的影响

图3示出了刀具磨削深度随着加热电流变化的曲线。可以发现,随着电流的增加,刀具的磨削深度先逐渐增加,当加热电流为150 A时,磨削深度达到最大值 $4.26 \times 10^{-2}$  mm。与未加电流的刀具相比较,其磨削深度增加了接近30%。随着加热电流的进一步增大,刀具磨削逐渐降低,当电流大于180 A时,刀具磨削深度减小。这是因为随着电流的增加,切削温度增加,在刀具相对于工件的强度比和硬度比没有得到足够的提高的时候,刀具的刃形保持能力还不够,在压力和温度的共同作用下,加速了刀具的磨料磨削和磨粒脱落,从而降低了刀具的耐用度;当温度进一步提高,其相对于工件的强度比和硬度比得到足够的提高,还而提高了刀具刃形保持能力,最后使得刀具磨削深度减少。



图3 刀具磨削深度随着加热电流增加的变化

Fig. 3 Variation of tool wear depth with heating current

### 2.2 加热电流对刀具切削力的影响

图4示出了加热电流分别为0、150、180、200 A时刀具在整个仿真过程中受到的主切削力。开始切削时,切削力较小,随着刀具切入工件,切削力逐渐增加,并在某一个固定值上下波动,加热电流越大,切削力的数值小,而且波动幅度越小。这说明刀具切削过程的不稳定性随着加热电流的增加而增加。



图4 刀具主切削力随着仿真步数增加的变化曲线

Fig. 4 Variation of main cutting force of tool with simulation steps

图5示出了刀具的主切削力随着加热电流变化的曲线。图中的主切削力的值是整个仿真过程刀具受到的切削力的平均值。可以发现,当加热电流小于120 A时,主切削力基本相等,当加热电流大于120 A时,主切削力开始明显减小,并呈现出线性下降趋势。其原因是当加热电流较小时,其产生的焦耳热与工件材料的软化效果不明显,刀具相对于工件的强度比和硬度比提高不明显,因此切削力变化不大;当加热电流足够大时,工件材料软化效果加强,改善了工件的加工性能,从而使刀具受到的主切削力减小。



图5 刀具主切削力随着加热电流变化的曲线

Fig. 5 Variation of main cutting force of cutter with heating current

### 2.3 最佳加热电流的确定

利用硬质合金刀具进行切削加工的时候,刀具材料和工件材料的硬度比和强度比会随着温度的增加而变化,其峰值落在 $600 \sim 800$  °C这个温度区间内。如果加热电流太小,则会因为对切削变形区的温度补偿不够(欠补偿)而不足以抑制切削磨粒和崩刃;如果加热电流过大,则会因为切削温度过高(过补偿),使刀具刃形保持能力下降,影响切削加工<sup>[21]</sup>。因此,使得刀-屑接触区的温度控制在在这个范围内的加热电流就是最佳加热电流。

随着加热电流的增加,刀-屑接触区的温度变化如图6所示。可以看出,当接触区的温度为 $600 \sim 800$  °C时,其对应的加热电流为143~192 A,考虑列在加热电流大于150 A时刀具的磨削量才逐渐减少,因此,最佳加热电流应为150~192 A。



图6 刀-屑接触区温度随加热电流变化的曲线

Fig. 6 Variation of temperature of tool chip contact area with heating current

## 3 结论

(1) 刀具磨削深度随着加热电流的增加先缓慢增加,而后快速减小,当加热电流为 150 A 时,刀具磨削深度达到最大值  $4.26 \times 10^{-2}$  mm, 同无电流的磨削深度相比,增加了 30%,而随着加热电流的进一步增大,刀具磨削速度降低,当电流大于 180 A 时,刀具磨削深度锐减。

(2) 切削过程刚开始时,切削力较小,随着刀具切入工件,切削力增大,并在平衡前附近上下波动;加热切削电流增大,切削力的值越小,而且波动幅度越小。在文中的仿真条件下,当加热电流小于 120 A 时,主切削力平均的值基本相等,当加热电流大于 120 A 时,主切削力的值开始减小,并且波动减小趋势。

(3) 通过设定不同的仿真条件及不同的材质,可以得到相应的最优加热电流。在文中的仿真条件下,硬质合金刀具高导电加热切削 GC-65 钢的最优加热电流为 150~180 A。

### 参考文献

- [1] 吴林峰,王勇. 同轴电加热切削原理及试验验证[J]. 机械科学与技术, 2019, 48(4): 560-564.  
WU L F, WANG Y. The principle and the experimental verification of electric hot milling[J]. Mechanical Science and Technology, 2019, 48(4): 560-564.
- [2] 孙毅, 徐文强. 同轴电加热的电加热切削实验研究[J]. 电加工与模具, 2006(2): 35-37.  
SUN Y, XU W J, LIU X L. The experimental research of the electric hot machining of the hardened steel[J]. Electric Machining & Die, 2006(2): 35-37.
- [3] 周立. 新型电加热切削原理及试验验证[D]. 硕士, 厦门: 厦门大学, 2014.
- [4] 孙毅, 徐文强, 孙志. 电加热切削有限元仿真及试验研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(21): 2366-2369.  
SUN Y, XU W J, SUN Z. The finite element simulation and experimental study on the electric hot machining[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(21): 2366-2369.
- [5] 孙毅. 电加热的切削电流特性研究[J]. 电加工与模具, 2011(4): 29-33.  
SUN Y. The study on the resistance characteristics of the electric

- hot machining[J]. Electric Machining and Die, 2011(4): 29-33.
- [6] 孙毅. 电加热切削有限元模拟及试验研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009.
- [7] 刘峰, 郑宇, 刘敏. 电加热的电加热切削过程的仿真与仿真[J]. 制造技术与机床, 2006(11): 27-29.  
LIU F, ZHENG Y, LIU M X L. The experiment and simulation of high speed cutting process of hardened bearing steel[J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2006(11): 27-29.
- [8] 徐文强, 孙志, 周立. 电加热切削有限元仿真研究[J]. 机械工艺师, 1999(3): 8-9.  
XU W Q, XU Z B, ZHOU L B. The experimental study on the optimum heating current of the electric hot machining[J]. Mechanical Process Engineer, 1999(3): 8-9.
- [9] 张南强, 张林林. 有限元方法的有限元分析[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2004(3): 310-312.  
ZHANG N Q, ZHANG L L. The finite element analysis of coated cutting tools[J]. Journal of Liaoning Technical University, 2004(3): 310-312.
- [10] 谢文强, 刘利波, 李华勇. GC-65 钢干切过程的有限元分析及切削实验[J]. 西南大学学报: 自然科学版, 2014, 36(4): 126-130.  
XIE W Q, LIU L B, LI H Y. The finite element analysis and performance experiment of dry cutting process of GC65 steel[J]. Journal of Southwest University (Natural Science Edition), 2014, 36(4): 126-130.
- [11] 刘波, 吴建伟, 史振宇. 金属切削变形本构方程的研究[J]. 工具技术, 2008, 42(1): 3-9.  
LIU B, WU J B, WU Z Y. The research constitutive law of metal cutting deformation[J]. Tool Technology, 2008, 42(1): 3-9.
- [12] HUANG Y. Predictive modeling of tool wear rate with applications to CBN tool turning[D]. Georgia: Georgia Institute of Technology, 2002.
- [13] 李国慧. 基于 DRP/DEM-3D 的铝合金 704 型涡轮余量分析[D]. 太原: 太原科技大学, 2013.
- [14] 吴刚, 刘利波, 赵学军. 利用电加热切削抑制积屑瘤和鳞刺的研究[J]. 工具技术, 1998, 32(12): 8-10.  
WU T, LIU L B Y, ZHAO X J. The study on the resistant built-up edges and scales by the electric hot machining[J]. Tool Technology, 1998, 32(12): 8-10.

## 舍弗勒推出了全新的 CoRX 和 Twin-Ax 深沟球轴承

舍弗勒针对轿车传动轴推出了全新的 CoRX 和 Twin-Ax 深沟球轴承。新的轴承采用了过盈式密封系统, 可有效防止污染物的侵入。与现有的 Seal-Shifter-Ax 深沟球轴承不同, CoRX 和 Twin-Ax 深沟球轴承采用了盒式密封。CoRX 轴承采用了轴向和径向密封; Twin-Ax 轴承则采用了 2 个在侧窗处不能密封的垂直安装成的轴向密封。外侧密封具有防水防尘性能。2 种型号的轴承还额外设计了一个密封环, 这是密封保持器, 以防止润滑油的渗出, 同时还提高了密封保护。此外, 得益于密封系统优化的, 轴承内的摩擦损耗也被降低到最小, 这使得这两款轴承成为高性能车辆的理想选择。CoRX 和 Twin-Ax 深沟球轴承用途广泛, 可用作传动轴和半轴支撑轴承, 且不需要额外安装密封件(视客户需求而定)。

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0712.2017.08.016

## 木质素纤维增强摩擦材料的性能研究<sup>\*</sup>

王呈敏 杨学峰 蔡喜光 李训雷 管永涛 张 辉

(济南大学机械工程学院 山东济南 250022)

**摘要:**制备一种木质素纤维增强摩擦材料,采用冲击试验机及硬度计分析其力学性能,采用摩擦磨损试验机考察其摩擦性能,采用扫描电子显微镜(SEM)和X射线衍射仪分析其断面形貌及磨痕表面形貌,并探讨其磨损机制。结果表明,与碳纤维相比,木质素纤维能够提高摩擦材料的抗冲击韧性和抗撕裂性能,降低摩擦材料的硬度,在摩擦过程中木质素纤维在摩擦材料表面形成一层致密的摩擦层和转移膜,使摩擦材料的摩擦因数比较稳定,且300℃高温时没有明显的热衰退现象,磨痕符合国家标准范围。SEM和X射线衍射分析表明,木质素纤维与树脂结合强度高,对摩擦材料增强效果显著,其在高温阶段的主要磨损机制为磨料磨削和疲劳磨削。

**关键词:**木质素纤维;摩擦材料;摩擦磨损性能

**中图分类号:** TB337.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0712(2017) 08-0016-05

## Study on Properties of Lignin Fiber Reinforced Friction Material

WANG Chengmin YANG Xuefeng CAI Xiguang LI Xunlei GUAN Yongtao ZHANG Hui

(School of Mechanical Engineering, University of Jinan, Jinan Shandong 250022, China)

**Abstract:** A lignin fiber reinforced friction material was prepared, and its mechanical properties and tribological properties were investigated by using the impact tester and hardness meter, and the friction and wear tester, respectively. The morphology of the cross section and the wear surface of the friction materials were analyzed by Scanning Electron Microscope (SEM) and X-ray diffractometer, and the wear mechanism of friction materials was investigated. The results show that, compared with steel fiber, the lignin fiber can improve the impact toughness and fracture toughness of friction materials, and reduce the hardness of friction materials. A layer of dense friction and transition film is formed by the lignin fiber on the surface of friction material during the friction process, so the lignin fiber reinforced friction material has stable friction coefficient, has no significant decrease of friction coefficient when the temperature is above 300 °C, and its wear rate is within the provision of national standard. The analysis results by SEM and X-ray diffractometer show that lignin fiber has high combining strength with matrix, and has a obvious enhancement effect in friction materials. The main wear mechanisms of lignin fiber reinforced friction material are abrasive wear and fatigue abrasion at high temperature.

**Keywords:** lignin fiber; friction material; friction and wear properties

自20世纪70年代中期石棉型汽车制动摩擦材料出现以来<sup>[1-5]</sup>,国内外科学工作者对汽车制动摩擦材料性能的提高就从多方面进行过。到目前为止,汽车制动摩擦材料的种类大致有石棉型摩擦材料、半金属型摩擦材料、C/C复合材料、陶瓷陶瓷摩擦材料<sup>[6-7]</sup>及纤维增强摩擦材料,其中碳纤维、陶瓷纤维、天然纤维增强摩擦材料以其摩擦因数稳定、冲击强度高、刹车噪声小等优点性能正被大量投入使用<sup>[8-10]</sup>。

虽然目前对天然纤维的研究较多,但关于木质素纤维在摩擦材料上应用研究却不多。故本文作者选用具有强度高、模量、成本低、密度小、重量轻等优点的木质素纤维作为摩擦材料的增强纤维,以树脂为黏结剂,加入适当的填料和摩擦性能调节剂,制备了一种木质素纤维增强摩擦材料,并与碳纤维增强摩擦材料进行力学性能、摩擦磨损性能和高温摩擦的对比。

### 1 实验部分

#### 1.1 实验材料及试样制备

实验主要原料为树脂、木质素纤维、硬石膏、硫酸钡、磷酸钙、摩擦粉、石墨,其中木质素纤维由山东阜盛生物科技有限公司提供,树脂由上海天武化工有限公司提供,其他材料(包括试验对比用的碳纤维

\* 基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51573032); 山东省自然科学基金项目(ZR2015J0204, ZR2016J02026); 山东省重点研发项目(2016YCF110009)。

收稿日期: 2016-10-20

作者简介: 王呈敏(1988-),女,硕士研究生,研究方向为摩擦学设计与应用。E-mail: wangchengmin@jnu.edu.cn

增强摩擦材料)均由山东海力实业集团华腾汽车制动部件有限公司提供。

实验摩擦材料试样的配方见表1。

表1 摩擦材料配方(质量分数)

Table 1 The composition of friction materials %

材料	木质素纤维	硅灰	CaO	磷酸盐	碱金属	摩擦粉	石墨	其他
	8	10	6	23	6	4	8	33

根据表1中配方称取原材料,加入搅拌机中以800 r/min的转速搅拌4 min,将原材料混合均匀后,放入JH600型成型压机上冷压成型,然后在压制压力为10 MPa、压制温度160℃、热压时间30 min条件下热压固化,然后放入烘箱中热处理,经磨削加工制成摩擦材料试样,制备工艺流程如图1所示。



图1 木质素纤维增强摩擦材料制备工艺流程

Fig. 1 Process flow for manufacturing lignin fiber reinforced friction materials.

## 1.2 摩擦材料试样性能测试

采用承德生产的XJ5型筒支冲击试验机,按GB 5762-2008测定试样的冲击韧性;采用承德生产的MARD-130型电动材料洛氏硬度计测定试样的硬度;在国家非金属矿制品质量监督检验中心生产的XD-MSM型定速式摩擦试验机上,按GB 5762-2008测定试样的摩擦系数和磨损失量;采用美国生产的FGI QUANTA FGG250型扫描电显微镜,观察摩擦材料的磨面形貌及摩擦磨痕实验后的磨痕形貌;采用美国生产的ENCAL Energy X-MAX-50型X射线能谱仪测试试样的组分。

## 2 结果与讨论

### 2.1 摩擦材料的力学性能

铜纤维和木质素纤维增强摩擦材料的力学性能测试结果如表2所示。

表2 摩擦材料的力学性能

Table 2 Mechanical properties of friction materials

性能	铜纤维增强材料	木质素纤维增强材料
硬度	100.76	103.42
冲击韧性 $\alpha_k/(kJ \cdot m^{-2})$	3.8	3.4
断裂韧性 $K_{IC}/(MPa \cdot m^{1/2})$	4.3	4.8

从表2可知,木质素纤维增强摩擦材料的硬度低于铜纤维增强摩擦材料,这是因为木质素纤维的硬度较低,使摩擦材料的整体硬度低于铜纤维增强摩擦材料;而木质素纤维增强摩擦材料的冲击韧性和断裂韧性均高于铜纤维增强摩擦材料,这是因为木质素纤维与基体的结合效果良好,当受到垂直冲击时,与铜纤维相比,木质素纤维更难从基体中拔出,所需的拔出能量更多,因而木质素纤维增强摩擦材料的机械性能更好。

### 2.2 摩擦材料的摩擦系数测试

按GB 5762-2008,在0.98 MPa的正压力下测得的铜纤维和木质素纤维增强摩擦材料的摩擦系数和磨损失率如图2所示。可见,1种摩擦材料的摩擦系数和磨损失率均在GB 5762-2008的规定范围内,随着温度的升高摩擦系数出现先增大后减小的趋势,其主要原因是由于增强纤维在对偶件的摩擦作用与制动盘直接接触,从而使增强纤维产生的摩擦力增大,摩擦系数也随之增大,在温度升高到300℃以上时铜纤维增强摩擦材料的摩擦系数下降比较明显,而木质素纤维增强摩擦材料的摩擦系数没有太明显的下降,这是由于摩擦材料的表面会形成稳定的摩擦层,使增强纤维产生的摩擦力减小,摩擦系数也随之减小,但木质素纤维与基体的结合强度高于铜纤维,纤维的增强效果更优,摩擦系数也更稳定,而磨损失率随温度的升高整体呈增大的趋势,只有在300℃时磨损失率出现一个谷值,这个谷值出现的原因是由于摩擦材料的表面形成了稳定的摩擦层,使增强纤维起到了良好的增强作用,磨损失率减小,当温度继续升高时,树脂出现热分解,增强纤维与基体的结合强度降低,摩擦材料的稳定性降低,磨损失率增大,由于铜纤维与偶件的摩擦力大于木质素纤维,铜纤维更容易从基体中拔出,降低摩擦材料的稳定性,所以铜纤维增强摩擦材料的磨损失率在300℃以后明显高于木质素纤维增强摩擦材料。

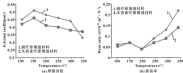


图2 摩擦材料的摩擦因数和磨损率

Fig. 2 Friction coefficient (a) and wear rate (b) of friction materials

### 2.3 摩擦材料的表面形貌分析

图3(a)为钢纤维增强摩擦材料断面形貌 SEM图,图3(b)、(c)、(d)、(e)分别为图3(a)上点1、2、3、4的EDS分析图,由图3(b)、(c)、(d)、(e)可以看出,钢纤维增强摩擦材料中含有C、O、Al、S、Fe、Ca、Ba等元素,其主要成分为

碳纤维、石墨、氧化钙、硫酸钡、树脂,由图3(a)可知,钢纤维增强摩擦材料断面处不平整,且钢纤维与基体的结合界面空隙较大,结合力较弱,当温度较高时,钢纤维容易从基体中拔出,降低了碳纤维的增强效率,使摩擦材料在摩擦过程中的摩擦因数不稳定。

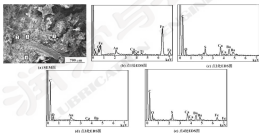


图3 钢纤维增强摩擦材料断面形貌 SEM 和 EDS 图

Fig. 3 SEM and EDS images of surface morphology of steel fiber reinforced friction material

图4(a)为木质素纤维增强摩擦材料断面形貌 SEM图,图4(b)、(c)、(d)、(e)分别为图4(a)上点1、2、3、4的EDS分析图,由图4(b)、(c)、(d)、(e)可以看出,木质素纤维增强摩擦材料中含有C、O、Si、Al、Mg、Ca、Ba等元素,其主要成分为木质素纤维、石墨、碳酸钙、氧化

钡、硫酸钙、硫酸钡、树脂,由图4(a)可见,木质素纤维增强摩擦材料断面处木质素纤维均匀地与基体结合在一起,起到了良好的增强效率;另外碳纤维的增强纤维和各种填料牢牢地结合在一起,使摩擦材料在摩擦过程中的摩擦因数稳定,抗冲击性能和耐疲劳性优于碳纤维增强摩擦材料。

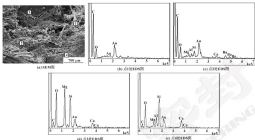


图4 木质素纤维增强摩擦材料表面扫描电镜 SEM 和 EDS 图

Fig. 4 SEM and EDS images of surface morphology of lignin fiber reinforced friction material

#### 2.4 摩擦材料的表面形貌形貌分析

图5显示了钢纤维和木质素纤维增强摩擦材料的磨削表面形貌。由图5(a)可知,钢纤维增强摩擦材料经高温摩擦后,摩擦表面出现一些凹坑和裂纹,这是由于热应力和剪切应力的综合作用,使摩擦材料的摩擦表面形成了裂纹,造成疲劳磨削。另外,在高温摩擦过程中,树脂发生热分解,裂纹附近的材料极易脱落使摩擦表面形成凹坑,而脱落的材料形成磨屑磨削摩擦表面,而且树脂的热分解使树脂在摩擦材料表面的增强纤维断裂或脱落,形成新的磨粒加剧摩擦表面的磨削。由图5(b)可以看出,木质素纤维增强摩擦材料经高温摩擦后,摩擦表面相对来说比较平整,没有出现明显的剥落现象,但存在一些轻微的裂纹,这是由于在摩擦过程中摩擦材料表面形成了一层致密的摩擦层和转移膜,使摩擦材料的摩擦系数比较稳定。但在高温和磨削应力的作用下,木质素纤维增强摩擦材料的摩擦表面及生成磨屑侧出现一些微裂纹,微裂纹不断扩展使摩擦材料脱落,形成磨粒划伤表面,出现磨粒磨削。但与钢纤维增强摩擦材料相比,木质素纤维增强摩擦材料的表面磨削较轻。说明木质素纤维与树脂的亲和力良好,纤维不易从基体中脱出,增强效果显著,摩擦材料的整体强度稳定,在高温状态下不会出现明显的热衰退现象。此分析可知,木质素纤维增强摩擦材料在高温阶段主要的磨削机制

为疲劳磨削和磨粒磨削。



SEM image of surface morphology of sample 1



SEM image of surface morphology of sample 2

图5 钢纤维和木质素纤维增强摩擦材料的磨削表面扫描电镜图

Fig. 5 SEM images of wear morphology of friction materials reinforced steel fibers (a) and lignin fiber (b)

## 3 结论

(1) 与铜纤维相比, 木质素纤维能够提高摩擦材料的冲击击韧性, 降低摩擦材料的硬度。

(2) 在摩擦过程中木质素纤维增强摩擦材料表面会形成一层致密的摩擦层和转移膜, 使摩擦材料的摩擦系数比较稳定, 且高温时没有比铜纤维明显的黏着磨损现象。

(3) 木质素纤维在摩擦材料中与基体的综合强度高, 增强作用良好, 在高温阶段主要的磨损机制为疲劳磨损和磨粒磨损。

### 参考文献

- [1] 张丛周, 吴其强. 碳纤维汽车刹车片的研发与发明[J]. 非金属矿, 2008, 31(4): 74-77.  
ZHANG C Z, WU Q Z, WU Q R. Research and development of automotive brake pad materials[J]. Non-Metallic Mines, 2008, 31(4): 74-77.
- [2] 刘晓斌, 李恩强, 梁亦. 刹车车片用艾石纤维摩擦材料研究现状及发展趋势[J]. 材料导报, 2003, 27, 2607-2611.  
LIU X B, LI C H, LIANG Y, et al. Research situation and development about the non-asbestos friction material of automotive brake pad[J]. Materials Review, 2003, 27, 2607-2611.
- [3] 黄飞凤, 王恩强, 梁亦强. 车高性能刹车材料研究现状及发展趋势[J]. 材料导报, 2003, 26(10): 99-103.  
HUANG F F, WANG E Q, LIANG Y Q, et al. A review of all-ceramic brake disc materials[J]. Materials Review, 2003, 26(10): 99-103.
- [4] 李振天, 胡以强, 梁亦云. 车不同方法检测改性碳纤维对复合摩擦材料性能的影响[J]. 润湿与密封, 2003, 30(4): 68-71.  
LI Z T, HU Y Q, LIANG Y Y, et al. The influence on composite

friction material performance by carbon fiber with different surface modification methods[J]. Lubrication Engineering, 2003, 30(4): 68-71.

- [5] 杨帆, 刘尚威, 张帆. 一种新型碳纤维汽车刹车片摩擦副性能的研究[J]. 粉末冶金技术, 2005, 26(7): 336-340.  
YANG F, LIU S W, ZHANG X. Study on friction and wear properties of a new ceramic-based automotive braking pad[J]. Powder Metallurgy Technology, 2005, 26(7): 336-340.
- [6] SATHAPATI B K, JIJPE J. Composite friction materials based on organic fibers: sensitivity of friction and wear to operating variables[J]. Composites Part B: Applied Science and Manufacturing, 2006, 37(10): 1057-1067.
- [7] 王景, 林有华, 刘军庆. 车纤维增强树脂基摩擦材料研究进展[J]. 工程塑料应用, 2008, 36(11): 79-82.  
WANG Y, LIN Y H, LIU J Y, et al. Research progress of friction properties for fiber-reinforced matrix composites[J]. Journal of Materials Science & Engineering, 2008, 36(11): 79-82.
- [8] XIE J, LI H J, XU Y W, et al. Friction and wear performance of carbon fiber reinforced paper-based friction materials under repeated braking conditions[J]. Journal of Inorganic Materials, 2005, 20(4): 544.
- [9] 黄福新, 吴强, 魏茂. 碳纤维增强汽车制动盘摩擦材料的摩擦副性能研究[J]. 润湿与密封, 2005, 32(7): 67-69.
- [10] YAO C X, XIA Y, WU Q L. Tribological characteristics of multi-fibers reinforced friction materials of automotive brake[J]. Lubrication Engineering, 2005, 32(7): 67-69.
- [11] 吴其强, 张丛周, 张少明. 碳纤维增强树脂增强摩擦材料的制备与研究[J]. 非金属矿, 2008, 31(2): 61-63.  
WU Q Z, ZHANG C Z, ZHANG S M. Preparation and research of ceramic fiber reinforced friction material[J]. Non-Metallic Mines, 2008, 31(2): 61-63.

## (上接第 90 页)

### 参考文献

- [1] BOLLTHER R S. Direct shock wave damage to merchant ships from air-to-surface underwater explosion[J]. Nav Naval Arch Marine Engineers, 1989, 67: 723-732.
- [2] SCHAAF P V T. Underwater shock in the keel hull from a distribution of charges[R]. DTIC report Number ADA203488, 1992.
- [3] 孙德军, 姚俊文. 深部海水下爆炸冲击载荷作用时限制冲击环境仿真[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2006, 27(1): 373-376.  
SU D J, YAO X L, JIANG D L. Research on simulation of underwater shock environment of submarine subjected to underwater explosion impact loads[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2006, 27(1): 373-376.
- [4] 袁勇, 田宇志, 刘正林. 水雷爆炸对舰艇承袭影响因素分析[J]. 润湿与密封, 2003, 30(9): 10-13.

YU Y, TIAN Y Z, LIU Z L. Analysis of influencing factors of water-blasted rubber mine breaking model[J]. Lubrication Engineering, 2004, 31(9): 10-13.

- [5] 赵志军. 水下爆炸冲击对艇艏轴系轴承冲击特性的影响[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [6] 李强. 基于有限元方法的艇艏轴系轴承冲击性能研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- [7] 胡丽香, 曹峰, 张万全. 东风冲式水雷艇艏轴系及进给机构的分析[J]. 机电产品开发与创新, 2006, 29(2): 61-63.  
HU L X, CAO F, ZHANG W Q, et al. Modal and harmonic response analysis for the transverse keel hull of air-coupled[J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2006, 29(2): 61-63.
- [8] 船舶结构力学[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1996.



DOI: 10.3969/j.issn.1000-0845.2017.08.017

## 基于油液磨粒分析的变速箱磨损损伤评估<sup>\*</sup>

张珊珊 李方文 贾秀杰 董德浩 李国彦 刘浩华

(山东大学机械工程学院高效洁净机械制造教育部重点实验室 山东济南 250061)

摘要: 为了有效地评价变速箱的磨损状态, 提出将快速分析技术与激光粒度分析技术综合应用于变速箱磨粒的分析。首先运用分析式快速仪判断油液的磨损类型, 并初步判断油液磨粒的粒径大小; 然后依据激光粒度分析得到的粒径分布图判断该种油液的磨损程度。实例分析表明, 该方法能够为准确地判定变速箱磨损初期的磨损类型和磨损程度。

关键词: 油液磨粒分析; 快速分析; 激光粒度分析; 变速箱; 磨损损伤评估

中图分类号: T811.7 文献标志码: A 文章编号: 1000-0845(2017)08-0017-08

## Wear Damage Assessment of Gearbox Based on Oil Particle Analysis

ZHANG Shanshan LI Fangyi JIA Xiujie DONG Dehao LI Guoyan LIU Haohua

(Key Laboratory of Efficient and Clean Machinery Manufacturing, Ministry of Education, School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan Shandong 250061, China)

Abstract: In order to effectively assess the wear state of the gearbox, fast analysis and laser particle size analysis were applied to analyze the wear particle of gearbox. First, the fast analysis was used to judge the types of wear fluids finally, and the size of wear particles was preliminarily judged. According to the distribution of particle size that was obtained by laser particle size analysis, the degree of wear was determined. The engineering application shows that the method can accurately judge the fault type and wear degree of the gearbox in the initial stage of wear.

Keywords: oil particle analysis; fast analysis; laser particle size analysis; gearbox; wear damage assessment

磨损是导致机械设备故障与失效的主要原因, 磨粒作为机械磨损的产物包含大量有关机械设备的磨损信息。因此, 对油液中的磨粒进行综合分析是判断设备磨损类型和磨损状态的重要手段。王克等人<sup>[1]</sup>分析了液压系统中的磨粒污染物的产生机制, 建立了液压油中磨屑颗粒形成和尺寸分布率与液压系统故障产生的关系。冯中田<sup>[2]</sup>运用快速技术研究了内燃机的磨损状态和磨损特点, 总结了磨粒特点和磨损状态的对应关系。李义强等<sup>[3]</sup>通过将激光粒度分析法与筛分法进行实验对比得出激光粒度分析对小粒径的磨粒具有较好的识别能力。苏兆军等<sup>[4]</sup>将激光粒度分析应用于变速箱的状态监测中, 通过对变速箱润滑油中的磨粒进行粒度分析得到磨损磨粒的粒径分布, 并以此为依据判断变速箱的工作状态。直读快速的可事

业受油液浓度、磨粒沉淀率、数据重复性等因素的影响, 因此无法准确地测量出油液中磨粒的粒径分布及含量, 而激光粒度分析的主要优势就是能够准确快捷地测出磨粒的粒径分布及含量, 正好可以弥补快速分析的不足。

本文作者对 3406 型推土机变速箱中的油液进行跟踪取样, 运用分析式快速技术和激光粒度分析法分别分析油液中磨粒的表面形貌和磨粒粒径分布, 初步判断变速箱的磨损故障类型和磨损程度。该方法综合利用快速技术对机械磨损类型的分析以及激光粒度分析技术对磨粒粒径分布及含量测量精度高以及对小粒径磨粒识别能力强的优势, 对变速箱磨损初期的损伤状态进行研究, 为变速箱磨损损伤评估提供了新思路, 并将结论用于快速评价变速箱磨损状态, 并依据磨损状况采取相应的补救措施, 避免重大事故的发生, 具有重要意义。

### 1 快速分析及磨粒分类

磨粒是由 2 个相互接触的摩擦副表面在滑动、滚动或冲击过程中零件表面损伤或脱落产生的<sup>[5]</sup>, 它是反映机械设备各摩擦状态的重要信息载体。采用快速分析技术对磨粒的粒径分布、表面形貌和材质特征进行

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51275114)。







收稿日期: 2016-12-17

作者简介: 张珊珊(1982-), 女, 硕士研究生, 研究方向为流体力学技术, E-mail: zhangshanshan2008@qq.com。

通讯作者: 李方文(1969-), 男, 博士, 教授, 研究方向为绿色制造与再制造, E-mail: lfwang2000@qq.com。

分析,可以确定设备的故障类型和磨损程度,不同的磨损类型和磨损严重程度将会产生不同特征的颗粒,在油质分析中,主要是以颗粒的粒径和表面形貌特征来判断机械设备的故障类型和磨损程度。根据颗粒的表面形貌、粒径及材质的不同,可以将颗粒分为正常颗粒、严重磨损颗粒、切削颗粒、疲劳剥落颗粒、层状颗粒、铜合金颗粒等,其典型颗粒图例及特征如表1所示。表中图片部分来自标准图例<sup>[11]</sup>,该表为下文颗粒检测状态的识别提供了依据。

表1 典型颗粒图例及特征

颗粒类型	颗粒图例	颗粒特征
正常颗粒		平板状, 表面光滑, 尺寸微小, 粒径小于 20 $\mu\text{m}$
严重磨损颗粒		片状, 表面有缺陷, 且有尖锐棱角; 粒径大于 20 $\mu\text{m}$
切削颗粒		片状, 表面有螺旋状, 环状和条状等; 粒径 2~8 $\mu\text{m}$ , 长 10~20 $\mu\text{m}$
疲劳剥落颗粒		平板状, 表面光滑; 粒径不规则; 粒径大于 20 $\mu\text{m}$ , 最大可达 100 $\mu\text{m}$
层状颗粒		薄片状, 表面有缺陷; 尺寸由 20~50 $\mu\text{m}$ 之间; 长度与厚度比约为 10:1
铜合金颗粒		红褐色, 形状不规则

## 2 案例分析

### 2.1 油样的采集

油液取样对象为工作 5 000 h 左右的 5006 型推土机,取样部位为推土机变速箱滤芯处,取样工具是 150 mL 的注射器及 40 cm 的软质软管,取回油样油牌号为 15W-40ZF-4,取油样的时间间隔为 150 h 左右,共计 4 次,编号为油样 1、2、3、4,如表 2 所示。

表2 变速箱油油液的取样周期

油样	采样日期	变速箱使用时间/h	推土机工作时间/h
1	2017-07-20	215	0 020
2	2017-08-17	337	0 142
3	2017-09-20	530	0 188
4	2017-09-20	637	0 142

### 2.2 实验仪器设备

Winnor-2000 型激光粒度仪、FTP-X2 型分析式微谱仪、烘箱烘袋袋、DHH-6075A 型电热鼓风干燥箱、载玻片、玻璃棒、橡胶管、漏斗、烧杯等。

### 2.3 多粒度激光分析

分析式微谱技术是利用高精度微谱镜的应用将机械润滑油中所含有的产生于磨损或其他润滑机制的颗粒产物按其粒度从大到小有序地沉积在微谱片上,并借助微谱量镜或其他有光方法测量颗粒的尺寸、形貌、纹理和成分等信息的过程<sup>[12]</sup>,文中采用 FTP-X2 型分析式微谱仪对油样进行分析。

激光粒度分析是基于完全的米氏光散射原理<sup>[13]</sup>,油液中颗粒在激光束的照射下,其散射光的角度与颗粒的直径成反比关系,通过测量散射角的大小就可计算出颗粒的大小,而某一角度的散射光强度可以反映相对应粒径的颗粒所占的比例<sup>[14]</sup>,文中采用 Winnor-2000 型激光粒度仪对油样进行分析。

图 1~4 分别示出了 4 种油样的微谱分析和激光粒度分析结果,根据表 1 中的各类型颗粒的表面形貌和粒径特性,对该实验结果进行分析,从图 1 可以看出油样 1 中颗粒呈平板状,表面光滑,尺寸微小,形状规整且分布有序;图 2 中显示其颗粒粒径大致呈正态分布,颗粒粒径在 1~3  $\mu\text{m}$  之间,均符合表 1 中正常颗粒颗粒的特性,说明油样 1 中无异常磨损颗粒,设备正处了良好的工作状态。

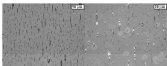


图1 油样1的扫描分析结果图

Fig. 1 Scanning analysis results of the sample 1



图2 油样1的激光粒度分析结果图

Fig. 2 Laser particle size analysis results of the sample 1

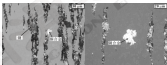


图3 油样2的扫描分析结果图

Fig. 3 Scanning analysis results of the sample 2

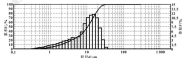


图4 油样2的激光粒度分析结果图

Fig. 4 Laser particle size analysis results of the sample 2

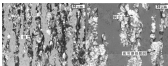


图3 试样3的分析式扫描电镜实验结果图

Fig. 3 Scanning electron microscopy analysis results of sample 3

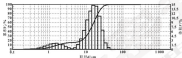


图4 试样3的激光粒度分析结果图

Fig. 4 Laser particle size analysis results of the sample 3

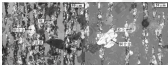


图5 试样4的分析式扫描电镜实验结果图

Fig. 5 Scanning electron microscopy analysis results of the sample 4

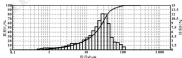


图6 试样4的激光粒度分析结果图

Fig. 6 Laser particle size analysis results of the sample 4

从图3中可以看出, 试样3中存在双相色的组合——全颗粒(见表1), 颗粒粒径在20~25 μm之间, 其

余均为正常磨粉,说明此时变速箱中含有铜合金的零部件出现磨损,又因为变速箱中含有 Cu 元素的零件主要有摩擦片、轴承保持架等<sup>[1]</sup>,所以可以初步判断出摩擦片或轴承保持架中出现了磨损故障。结合图 4 得出,粒径为 20~25  $\mu\text{m}$  的磨粉约占总体积的 7.15%左右,数量较少,说明该磨损故障正处于初始阶段。操作人员应及时制定合理的维修保养策略。

从图 5 可以看出,油样 3 中同样存在红黄色的铜合金磨粉,并且粒径增大,说明摩擦片或轴承保持架的磨损故障进一步扩展;同时,油样中出现表面光滑、外形不规则的疲劳磨削磨粉,其粒径大约为 26  $\mu\text{m}$ 。结合图 4 所示,虽然 30~35  $\mu\text{m}$  的磨粉数量比较多,但磨粉粒径较小,不能反映当前的磨损形态,而粒径在 35~40  $\mu\text{m}$  的磨粉数量只占总体积的 1%左右,数量很少,说明该疲劳磨削故障正处于初始阶段,应加强油液的过滤,检查摩擦故障点,避免因故障扩展造成更大的损失。

从图 7 可以看出,油样 4 中同样存在红黄色的铜合金磨粉,粒径进一步增大,已达到 40  $\mu\text{m}$ ,说明变速箱摩擦片或轴承保持架磨损严重,并且油样中出现大量油泥、粉土等污染物,这可能是由变速箱的密封性出现问题导致的。从图 8 可得出,大粒径磨粉所占体积比例明显增多,说明润滑油已严重污染,润滑不良导致异常磨削加剧,应立即停机更换润滑油并检查变速箱的密封性,并对变速箱进行整体检修。

根据上述油液监测分析结果,建议对该套土机进行停机检修保养,经检修发现其摩擦片过度磨损,变速箱密封垫磨损严重,证明了油液监测结果的可靠性。

## 2 结论

(1) 综合运用分析式仪器技术和激光粒度分析对 5006 号土机的变速箱油液进行分析,判断出变速箱在工作时间 3 162 h 时摩擦片或轴承保持架开始出现磨损故障,需要及时检修;在 5 442 h 时,油泥和粉土增多,判断出该变速箱密封元件出现故障。

(2) 实例分析结果表明,分析式仪器技术和激光粒度分析的综合应用能够弥补只靠一种方法对油液磨损状态进行分析的不足,既能判断出变速箱的磨损类型同时也能判断出磨损程度,这为变速箱故障预防

的快速诊断提供了一条新思路,为主动维修提供了依据,同时减少了因为突发状态延误工期造成的不必要损失。

## 参考文献

- [1] 王克,袁国航,李海虹.基于液液萃取污染物分析的摩擦剂载机油液诊断方法[J].流体力学与传热,2013,33(4):71-76.
- [2] WANG K, CHEN L H, ZHANG H J. A liquid-liquid extraction method based on oil particulate pollutants analysis[J]. Hydrocarbon Processing & Trade, 2013, 33(4): 71-76.
- [3] 刘中旺.基于快速技术的内燃机颗粒物检测与应用[M].昆明:昆明理工大学,2007.
- [4] 李天洪,吴玉强,蒋志民.车尾气颗粒物分析原理及检测方法的研究[J].中国新技术,2007,10(5):40-43.
- [5] LI W L, WU Y Q, ZHANG Z H, et al. Measurement criteria comparison between laser particle analyzer and stirring method in particle size[J]. China Frontier Science and Technology, 2007, 13(5): 40-43.
- [6] 孙海峰,李天文,李国东.车尾气颗粒物激光液液监测中的应用[J].润滑与密封,2005,30(11):112-115.
- [7] ZHOU X J, LI F Y, ZHANG Y, et al. Application of laser particle size analysis method in oil monitoring[J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(11): 112-115.
- [8] 机械工业出版社[M].周世华,译.北京:机械工业出版社,2006.
- [9] ANDERSON D. 润滑油污染[M].金文生,蒋洪明,译.北京:机械工业出版社,1992,3-14.
- [10] 杨洪明.颗粒分析、磨削原理与检测技术[M].北京:中国铁道出版社,2000,128-140.
- [11] 杨洪明.产前十、后十中、后.油液监测分析现场应用技术[M].北京:机械工业出版社,2006.
- [12] 杨洪明,吴玉强,廖洪良,等.润滑油 2000 微米粒度分析仪及其应用[J].合肥工业大学学报(自然科学版),2007,30(7):944-947.
- [13] SHI Y, WU Y Q, CHENG J C, et al. Monitoring 2000 laser particle size analyzer and its applications[J]. Journal of Hebei University of Technology (Natural Science), 2007, 30(7): 944-947.
- [14] 廖洪良,李天文,孙海峰,等.油液监测技术在掘土机变速箱油液诊断中的应用[J].工程技,2005,35(9):89-93.
- [15] SHI Y H, LI F Y, ZHOU X J, et al. Fault diagnosis of ballbear greases based on oil monitoring technology[J]. Tool Engineering, 2011, 45(9): 89-93.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.08.018

## 水润滑橡胶艉轴承参数对其抗冲击响应性能的影响<sup>\*</sup>

劳坤航<sup>1</sup> 金 勇<sup>1</sup> 刘灿波<sup>2</sup>

(1. 武汉理工大学能源学院 湖北武汉 430063; 2. 南通中远川崎船舶有限公司 江苏南通 226000)

**摘要:**采用有限元计算软件 ANSYS, 对冲击载荷下水润滑橡胶艉轴承的影响特性进行分析, 研究轴承结构、材料属性如橡胶硬度、板条数目、内衬厚度及衬套材料等对水润滑橡胶艉轴承动态特性的影响规律及影响程度。结果表明, 橡胶硬度和内衬厚度的增加可使内衬的应变和应力大幅度减小, 橡胶板条数目的增加也可使内衬的应变和应力相应地减小, 而衬套材料的改变对内衬的应变几乎没有影响, 但应力会有所降低。因此, 通过增加橡胶的硬度、板条的数目、内衬的厚度可提高水润滑橡胶艉轴承抗冲击的效果。

**关键词:** 水润滑橡胶艉轴承; 动态特性; 有限元分析

中图分类号: TB117.2 文献标志码: A 文章编号: 1000-0709(2017) 08-0018-03

## Influence of Water Lubricated Rubber Stern Bearing Parameters on Its Shock Resistant Response Performance

LAO Kunhang<sup>1</sup> JIN Yong<sup>1</sup> LIU Canbo<sup>2</sup>

(1. School of Power and Energy, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China;

2. Nantong CYSKO KHI Ship Engineering Co., Ltd., Nantong Jiangsu 226000, China)

**Abstract:** The harmonic response characteristics of water lubricated rubber stern bearing under shock load were analyzed by using the finite element computation software ANSYS. The influence rule and influence degree on the dynamic characteristic of water lubricated rubber stern bearing by the structure of bearing and the properties of material were studied, such as rubber hardness, the number of panels, the thickness of lining and the material of bushing. Results show that the increase of rubber hardness and lining thickness can greatly reduce the strain and stress of the lining, and the increase of the number of rubber panels can also reduce the strain and stress of the lining, however, except for a slight decrease in stress, the changing of bushing material has little influence on the strain of the lining. Therefore, the effect of shock resistant of water lubricated rubber stern bearing can be improved by increasing the rubber hardness, the number of panels and the thickness of lining.

**Keywords:** water lubricated rubber stern bearing; dynamic characteristic; harmonic response analysis

船舶在航行中往往会不可避免地受到各种冲击载荷的影响, 比如到浅滩或碰撞而引起的碰撞力载荷、漂航、搁浅等在工作时受到的爆炸冲击载荷等。而船舶制轴承则置于船尾, 工作环境最为恶劣, 在船舶受到各种冲击载荷的时候, 极易遭到破坏。因此, 研究船舶制轴承的抗冲击响应性能具有十分重要的意义。

HOLLYKER<sup>[1]</sup> 根据相关爆炸冲击试验的测量数据, 对爆炸冲击波的应力以及爆炸所产生的气态载荷进行了计算, 得到了爆炸冲击波压力在不同炸药形式下的时间历程关系。SCHAAF<sup>[2]</sup> 研究了单点爆炸所产生的

的冲击载荷, 同时还深入研究了爆炸源多点分布和爆炸源多样化的特点。得到了许多非常具有应用价值的结果。许维军等<sup>[3]</sup> 对潜艇结构的冲击环境进行数值研究, 分析表明, 潜艇结构的冲击响应峰值在潜艇的不同部位有着不同的趋势, 非耐压壳体和非耐压壳体之间的各类结构起到了相当于防撞水舱的作用, 使潜艇的冲击环境得到了改善。金勇等人<sup>[4]</sup> 对水润滑橡胶尾轴承及其内衬、衬套进行有限元模态分析, 研究了不同结构形式、材料属性对水润滑橡胶尾轴承动态特性的影响程度及影响规律。赵志军<sup>[5]</sup> 研究了水下爆炸冲击的相关理论, 并采用大型的有限元仿真软件 ANSYS/LS-DYNA 研究了在水下爆炸冲击载荷作用下尾轴承制轴承的响应特性和不同爆炸工况对尾轴承制轴承响应特性的影响。李真<sup>[6]</sup> 系统研究了水下非接触爆炸对船舶推进轴承的影响, 总结出了几种在军事领域应用广泛

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51279148)。

收稿日期: 2016-01-28

作者简介: 劳坤航 (1981-), 男, 硕士研究生, 研究方向为水润滑橡胶艉轴承动态特性。E-mail: 1486231980@qq.com

用较为广泛的方法,建立了推进轴承及设备的有限元冲击动力学模型,并根据计算结果对轴承冲击性能的影响因素进行了分析,提出了相关的建议及修改方法。上述文献对冲击载荷的影响以及水侧滑液轴承的动态性能进行了研究,但对冲击载荷下水侧滑液轴承的动态性能的研究尚未见刊报道。本文作者参考文献[7]的研究方法,应用 ANSYS 对水侧滑液轴承进行有限元响应分析,研究内衬的材料属性、根条数目、内衬厚度及衬套材料对轴承动态特性的影响。

表 1 轴承几何参数

Table 1 Geometric parameters of bearing

内径 $d_1$ /mm	外径 $d_2$ /mm	齿数 $Z$	内衬厚度 $A$ /mm	本磨厚度 $B$ /mm	根条数目 $n$	根条工作齿面形式
100.8	200.0	1:1	10	6	60	凹面型

表 2 轴承材料属性

Table 2 Bearing material properties

材料	弹性模量 $E$ /MPa	密度 $\rho$ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	泊松比 $\nu$
钢壳	2.05	7.850	0.27
铜套	$2 \times 10^7$	7.850	0.3



图 1 轴承几何模型

Fig. 1 Bearing geometry model



图 2 轴承网格划分

Fig. 2 Bearing grid

## 1 水侧滑液轴承有限元模型的建立

采用三维建模软件建立水侧滑液轴承的实体几何模型,导入到 ANSYS Workbench 中。轴承的尺寸及材料属性如表 1、2 所示。建立的轴承几何模型如图 1 所示。单元类型对有限元分析精度及其计算速度至关重要。由于衬套以及内衬厚度都较大,故均选用三维实体八节点六面体单元 solid85<sup>[8]</sup>。网格划分方式采用 Hex Dominant,其中衬套内衬的单元长度设置为 5 mm,衬套单元长度设置为 10 mm,整体模型共包含了 160 600 个节点和 41 795 个单元,如图 2 所示。

## 2 响应分析

系统在受到持续周期性载荷的作用下,其振动的微分方程即运动方程<sup>[9]</sup>可表示为

$$[M]\{\ddot{r}\} + [C]\{\dot{r}\} + [K]\{r\} = \{F\}$$

当系统受到谐波载荷的作用时,[K] 矩阵和  $\{r\}$  矩阵是同阶的,其频率为 $\omega$ ,因此:

$$\{F\} = \{F_0\}e^{i\omega t} = (\{F_1\} + i\{F_2\})e^{i\omega t}$$

$$\{r\} = \{r_0\}e^{i\omega t} = (\{r_1\} + i\{r_2\})e^{i\omega t}$$

此时,系统的运动方程可表示为

$$[-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K]](\{r_1\} + i\{r_2\}) = (\{F_1\} + i\{F_2\})$$

式中:[M] 表示结构质量矩阵;{F} 表示周期性载荷的侧向向量;[C] 表示结构阻尼矩阵;[K] 表示结构刚度矩阵;{r} 节点的位置向量;{F} 节点的速度向量;{F} 节点的加速度向量。

对于结构响应分析,ANSYS 软件有完整法、缩减法和模态叠加法 3 种解决方法。

(1) 完整法允许定义各种类型的荷载,使用完整的系统矩阵,系统矩阵允许非对称矩阵,且预应力选项不可用。

(2) 缩减法通过使用缩减矩阵,它需要选择主自由度,主自由度的位移解可以扩展到初始完整的 DOF 量上,同时还采用缩减矩阵来压缩问题的规模。

(3) 模态叠加法通过对模态分析得到的振型参与因子求解来计算结构响应,可以包含预应力,允许非对称型阻尼,不能施加非零位移,是所有求解方法中最快的。

本文作者采用模态叠加法对受侧应力的水侧滑液轴承进行响应分析,确定其稳态动力响应。

### 3 轴承参数对振动响应性能的影响

参照德国国防军标准规范 DIN43-55 及经验数值选择冲击加速度幅值为  $500 \text{ m/s}^2$ 。在此冲击条件下对轴承进行振动响应分析,探讨相关参数对水润滑橡胶轴承动态特性的影响规律和影响程度,包括橡胶硬度、根条数目、内衬厚度及衬套材料。

在基础型号轴承 1 的基础上,分别改变橡胶硬

度、根条数目、内衬厚度及衬套材料,制备 4 种型号的轴承,其相关参数如表 2 所示。

为更高可比性,将各型号轴承不同结构对应转速-应力和转速-应力作比较。由模态分析可知,轴承的固有频率范围为 71.94~882.46 Hz,故在有限元计算时的激励频率设置为 400~600 Hz,截取了多数设置为 20,各型号轴承内衬的响应结果如图 3、4 所示。

表 2 各型号轴承参数  
Table 2 Parameters of each model

轴承	特征	轴承内径 $r_1/\text{mm}$	轴承外径 $r_2/\text{mm}$	轴承长度 $L/\text{mm}$	内衬厚度 $h/\text{mm}$	内衬硬度	内衬弹性模量 $E/\text{MPa}$	衬套材料	根条数目
1	基础	133.8	200	100	10	80°-N70	9.50	钢	10
2	改变橡胶硬度	133.8	200	100	10	80°-N60	9.76	钢	10
3	改变根条数目	133.8	200	100	10	80°-N70	9.50	钢	12
4	改变内衬厚度	133.8	200	100	12	80°-N70	9.50	钢	10
5	改变衬套材料	133.8	200	100	10	80°-N70	9.50	钢	10



图 3 水润滑橡胶轴承参数-应力曲线

Fig. 3 The frequency stress curves of water lubricated stress roller bearings



图 4 水润滑橡胶轴承参数-应力曲线

Fig. 4 The frequency stress curves of water lubricated stress roller bearings

参照表 2 及图 3、图 4 分析可得到水润滑橡胶轴承各因素对轴承响应影响水平及规律如下:

(1) 比较轴承 1 和轴承 2 可知,橡胶硬度的增加可使内衬的应变和应力大幅度减小,各频率对应的响应没有大的起伏,相对比较平稳;

(2) 比较轴承 1 和轴承 3 可知,橡胶根条数目的增加使内衬的应变和应力都相应地减小,但应变最大面对应的频率面有所变宽,而整体变化趋势一致;

(3) 比较轴承 1 和轴承 4 可知,橡胶厚度的增加可使内衬的应变和应力大幅度减小,各频率对应的响应没有大的起伏,相对比较平稳;

(4) 比较轴承 1 和轴承 5 可知,改变衬套材料,对内衬的应变几乎没有影响,但应力有所降低;

(5) 从图 3、4 还可以看出,水润滑橡胶轴承最大应变值和最大应力值均分布在 1200 Hz 附近。

### 4 结论

(1) 橡胶硬度和橡胶厚度的增加可使内衬的应变和应力大幅度减小,且各频率对应的响应没有大的变化;

(2) 橡胶根条数目的增加使内衬的应变和应力都相应地减小,但应变最大面对应的频率面有所变宽,而整体变化趋势一致;

(3) 衬套材料的改变对内衬的应变几乎没有影响,但应力会有所降低;

(4) 水润滑橡胶轴承在受到加速度冲击激励时,轴承内衬出现应变和应力最大峰值对应的频率在 1200 Hz 附近,容易产生共振,所以,水润滑橡胶轴承在设计和使用时应尽量避免。



ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6503.2017.08.019

## 1 000 MW 汽轮机组 N+1 支撑轴承系高压转子轴端汽封碰摩故障特性分析\*

高允富<sup>1</sup> 崔亚辉<sup>2</sup> 姚剑飞<sup>3</sup> 蒋勉<sup>3</sup>

(1. 湖南科技大学机械及设备维护湖南省重点实验室 湖南湘潭 411200; 2. 神华国华(北京)电力研究院有限公司 北京 100025; 3. 北京化工大学诊断与自愈工程研究中心 北京 100029)

摘要: 针对新型 1 000 MW 汽轮机组 N+1 支撑轴承系高压转子轴端汽封碰摩故障现象,分析转子轴端汽封碰摩力学表达式,通过施加非线性约束方式,采用连续接触为一变量的非线性迟滞函数模拟碰摩过程的非线性接触刚度,构建汽封碰摩故障的轴系动力学有限元模型,采用有限轴系非线性稳态同步法和瞬态频域分析,得到工作转速 3000 r/min 下轴系运动轨迹,以及不同碰摩程度下轴系支承位置处的振动幅值图。结果表明,这种碰摩发生高压转子轴端汽封碰摩时,对与碰摩点相邻的支承振动影响明显,振动以基频为主,且随着碰摩程度增加,会出现 1X、2X 共振成分,各支承振幅呈现逐步下降趋势。

关键词: 汽轮机组; 汽封; 碰摩; 非线性稳态响应; 瞬态频域分析

中图分类号: TH117.1; TH113.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-6503(2017)08-019-08

## Study on Steam Seal Rubbing Fault Characteristics for High-pressure Rotor of 1 000 MW Steam Turbine Shafting with N+1 Supports

BIN Guangfu<sup>1</sup> CUI Yahui<sup>2</sup> YAO Jianfei<sup>3</sup> JIANG Mian<sup>3</sup>

(1. Health Maintenance for Mechanical Equipment Key Lab of Hunan Province, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan Hunan 411200, China; 2. Shenhua Guohua (Beijing) Electric Power Research Institute Co., Ltd., Beijing 100025, China; 3. Diagnosis and Self-recovering Research Center, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: As for steam seal rubbing fault phenomenon of high-pressure rotor of 1 000 MW steam turbine shafting with N+1 supports, the rubbing force of internal steam seal was analyzed. By imposing the nonlinear constraints, the piecewise linear function of continuous stiffness force-displacement was taken to simulate the nonlinear contact stiffness in the process of rubbing, and the shafting dynamics finite element model with steam seal rubbing fault in the high-pressure rotor was set up. The nonlinear steady synchronous response and transient frequency domain analysis were presented respectively, and the shafting response on the working speed of 3000 r/min and the vibration waterfall plots of bearings from the shafting with different rubbing stiffness were obtained. The results show that the vibration of bearings near the rubbing point is obvious, and the vibration characteristics of shafting response takes the 1X as the principal frequency among the operating speed range. Moreover, with the increase of rubbing stiffness, the 1X and 2X frequency components may exist, and the amplitude of each bearings may also decline gradually.

Keywords: steam turbine; steam seal; rubbing; nonlinear steady synchronous response; transient frequency-domain analysis

随着生产效率和节能减排要求的不断提高,近年

来国内外出现了采用运行效率高、机组性能优越的新型 N+1 支撑轴承系汽轮机组,如火力发电行业中的百万级超超临界汽轮机组。这种轴承系采取 N 个转子, N+1 个支座的特殊多转子结构,与目前常用的 2N 支撑轴承结构相比,具有结构紧凑、经济性较好、运行效率高等特点。但在高压、高温、大功率等高参数工况条件下,尤其是动静间游隙设计更小时,碰摩的概率随之增加,而碰摩会使轴承结构振动更为复杂,引起机组共振强烈振动,严重时可能造成转子永久性弯曲。

\*基金项目: 国家自然科学基金项目(51276106, 51476106); 湖南省教育厅优秀青年基金项目(14JJ003); 湖南省青年创新人才基金项目(2016RS4047)

收稿日期: 2016/10/08

修回日期: 高允富(1981—),男,博士,副教授,研究方向为汽轮机振动分析。E-mail: atn@163.com

通信作者: 崔亚辉(1979—),男,博士,高工,研究方向为汽轮机故障诊断。

甚至轴承损坏,由此造成巨大的生产经济损失<sup>[1]</sup>。

国内外对机轴碰摩故障做了大量研究<sup>[2-4]</sup>,其中尤志学等<sup>[5]</sup>研究了旋转机械动静碰摩机制,但在碰摩演化过程中,碰摩运动存在周期分叉和混沌运动。蓝晓光<sup>[6]</sup>介绍了汽轮机动静碰摩的原理、发生机制和种类、碰摩转子的动力特性、碰摩的信号特征以及碰摩的诊断方法。尚伟等人<sup>[7]</sup>以 Johnson 转子为模型,进行了碰摩故障分析,通过实验得出旋转机械局部碰摩与全局碰摩故障特征。日本森本裕建<sup>[8]</sup>、王炳成等<sup>[9]</sup>分析了旋转机械动静碰摩和热冲击温度耦合振动与识别方法。研究表明,汽轮机轴碰摩通常发生在隔板汽封、围带汽封及轴端汽封,还可能在轴承油挡、档汽片部位。碰摩原因主要有:隔板制造过大,动静间隙不足,装配跑偏,弯曲和变形,转子和轴承的不衬中等,尤其是大机组高压转子的前次衬长,冷态后机缸体膨胀,上下缸温差等参数都不当很容易造成碰摩,严重时会导致大轴塑性弯曲<sup>[10]</sup>。以上研究多针对常规双支撑轴承开膛静碰摩特性仿真研究,且较少涉及 N+1 支撑轴承高压转子轴颈汽封碰摩振动特性分析。

由于碰摩故障与其他故障有相似的特征,使得现场对碰摩故障的分析诊断较为困难。因此,本文亦针对某型 1 000 MW 汽轮机 N+1 支撑轴承结构特点和基本参数,采用连续碰摩力-位移的线性连续函数模拟汽封碰摩现象,采用有限元法构建轴端汽封碰摩故障的轴系动力学模型,进行轴系非线性稳态同步响应和瞬态域分析,总结这种碰摩再启动了轴端汽封碰摩振动特性和规律,为解决这类大型机组多转子轴系高压转子汽封碰摩振动分析问题提供参考,可为保证机组安全稳定运行具有一定的理论意义。

## 1 汽轮机轴系轴端汽封碰摩模型

### 1.1 轴端汽封碰摩力表达式

轴端汽封在汽缸和转子之间,以减少蒸汽漏汽缸或空气进入汽缸。是汽轮机转子动静接触最常发生的位置。由于转子的碰摩过程非常复杂,涉及的因素较多,为简化碰摩复杂的过程,考虑短时间内的摩擦与碰摩,假定转子与汽缸之间为弹性碰摩,它们之间的摩擦符合库伦定律,即摩擦力与接触面的正压力成正比<sup>[11]</sup>。考虑笛卡尔 X-Y 坐标系下转子碰摩时轴端位置运动情况如图 1 所示。

图中  $O_1$  为转子中心,  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$  为转子中心到坐标原点的距离,也即转子的振动位移。在转子碰摩接触点处的切向速度  $v_t$  为

$$v_t = \dot{X}Y + (-\dot{y}\sin\theta + \dot{y}\cos\theta) = \dot{X}Y + \left( \frac{-\dot{y} + \dot{y}}{r} \right) \quad (1)$$

式中:  $R$  为转子半径;  $\dot{\theta}$  为转速;  $\theta$  为  $r$  与 X 轴夹角。



图 1 转子碰摩轴端位置运动示意图  
Fig. 1 The journal motion of rotor with rubbing

转子在转动过程中受不平衡等因素影响,其转轴中心会偏离定子的几何中心,当转轴中心与定子的几何中心达到轴承的半径位置时,两者将发生碰摩。这时转子上的碰摩点受到径向碰摩力  $F_r$  和切向碰摩力切向碰摩力  $F_t$  的作用,它们之间存在以下关系:

$$F_t = \mu F_r \sin\theta \quad (2)$$

式中  $\mu$  为转子与汽缸之间的摩擦系数。

考虑到汽封  $C$  的影响,根据力平衡原理,将  $F_r$  和  $F_t$  分解成  $x, y$  方向的  $F_x$  和  $F_y$ ,则在 X-Y 坐标系中,作用在转子上的碰摩力  $F_x$  和  $F_y$  可表示为

$$\begin{cases} F_x = (-F_r)\cos\theta - (-F_t)\sin\theta - Cx \\ F_y = (-F_r)\sin\theta + (-F_t)\cos\theta - Cy \end{cases} \quad (3)$$

由于轴封密封的两接触物之间的力与位移关系为非线性,因此转子碰摩需考虑非线性接触刚度的问题。为此,通常采用分段线性曲线函数形式表示实际非线性接触刚度。径向碰摩力-振动位移分段线性曲线函数形式如图 2 所示。



图 2 径向碰摩力与位移的分段线性曲线函数  
Fig. 2 Piecewise linear curves for force and displacement

在这里,接触刚度  $k$  为位移  $x$  到  $x_{i+1}$  的斜率,也即径向碰摩力与位移的比值。

(1) 当振动位移  $x < x_1$  (转子与汽缸间的间隙)

时,  $F_x=0$ ,  $F_y=0$ ,  $F_z=0$ ,  $F_x=0$ , 即转子轴向位移的摩擦刚度小, 没有发生摩擦, 无摩擦力。

(2) 当  $v_1 \leq v_{1c}$  时, 则  $F_x=k_1(x_1-v_1)$ ,  $F_y=\mu_1 F_x$ 。同理, 当  $v_2 \leq v_{2c}$  时, 则  $F_x=k_2(x_2-v_2) + k_1(x_1-v_1)$ ,  $F_y=\mu_2 F_x$ 。

(3) 当  $v_1 > v_{1c}$  时, 则  $F_x=k_1(x_1-v_1) + k_2(x_2-v_2) + k_3(x_3-v_3)$ ,  $F_y=\mu_1 F_x$ 。

(4) 当  $v_2 > v_{2c}$  时, 则  $F_x=k_1(x_1-v_1) + k_2(x_2-v_2) + k_3(x_3-v_3) + k_4(x_4-v_4)$ ,  $F_y=\mu_2 F_x$ 。

其他情况依此类推。显然, 采用这种分段线性曲线函数可较好地非线性轴向摩擦力作用下的接触刚度进行线性化, 以尽量接近摩擦接触的实际情况。为此, 本文作者采用分段线性曲线函数来描述摩擦非线性接触刚度, 也即轴向摩擦力与轴向位移间的关系, 并解式(2)即可计算出作用在  $x-y$  坐标系下转子上的摩擦力  $F_x$  和  $F_y$ , 从而能在相应的轴系动力学有限元模型结点, 以开断响应激励特性分析。

### 1.2 高压转子轴端汽封摩擦动力学模型

上汽 1 600 MW 超超临界汽轮机由高压转子 HP、中压转子 IP、低压 1 转子 LP1、低压 2 转子 LP2 刚性串联组成, 支承结构采用特殊的 N+1 支撑形式, 它除高压转子有 2 个支承外, 其他各转子间均只有 1 个轴承支承, 采用西门子专用大型径向游隙轴承技术, 兼具游隙轴承和调隙轴承的结构特点, 其汽轮机轴系结构形式和轴承布置多数如图 3 所示。

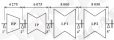


图 3 上汽 1 600 MW 汽轮机轴系结构示意图

Fig. 3 The structure of SSC 1 600 MW steam turbine shafting

根据图 3 所示上汽西门子 N+1 支撑百万超超临界汽轮机的基本结构参数和尺寸, 采用有限元法, 构建汽轮机轴系动力学模型, 如图 4 所示。轴系转子模型共 232 个主单元, 685 个子单元, 64 个圆盘, 226 个结点, 总计 904 个自由度, 其中结点 3、40、66、146、232 依次为 3 个轴承中心位置 (也即支承中心位置)。由于汽轮机各转子直接采用刚性轮进行刚性连接, 故可将联轴轴简化为轴段, 为使转子在静止状态下轴承中心线是一条平滑曲线, 避免联轴轴产生附加的应力, 根据各转子静态技术或靠背轮偏曲转

角设定轴承 3 个支承处的标高值<sup>[1]</sup>。



图 4 汽轮机轴系轴系动力学有限元模型

Fig. 4 Shafting FEM of steam turbine shaft with rotating

在构建了轴系动力学有限元模型后, 采用直接积分法求解微分方程的齐次解, 得到汽轮机轴承游隙的无量纲临界转速, 并与制造厂上汽的设计理论值进行对比分析, 结果如表 1 所示, 可知, 最大误差不过 2%, 说明建模参数选取合理。

表 1 汽轮机轴系各转子临界转速对比

Table 1 The critical speed comparison of steam turbine shafting

转子类型	上汽理论值 $\omega_c$ (r/min)	其中计算值 $\omega_c$ (r/min)	误差率 e/%
HP 转子	1 600	1 605	2.0
IP 转子	1 920	1 990	3.5
LP1 转子	1 200	1 180	-1.5
LP2 转子	1 320	1 360	3.0

为研究转子轴端汽封摩擦对轴承侧动的影响, 在轴系动力学有限元模型的基础上, 通过在转子轴端汽封摩擦对应的模型结点处用非线性各项同性轴承进行约束, 根据轴端处转子半径、摩擦刚度、刚度、阻尼和摩擦因数等参数, 采用线性迟滞函数描述轴向摩擦力与位移的关系, 含高压转子两端汽封摩擦的轴系动力学有限元模型如图 4 所示, 其中摩擦点为结点 4, 摩擦为模型选为线性迟滞函数, 摩擦轴端直径为 480.4 mm, 汽封间隙  $\delta_0$  为 0.6 mm, 汽封摩擦刚度系数基准值  $k_0$  设为  $1.0 \times 10^7$  N/mm, 阻尼系数  $c_0$  为 0, 摩擦因数  $\mu_0$  为 0.4, 结点 4 处施加的不平衡量  $F$  为  $450 \text{ kg} \cdot \text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

## 2 高压转子轴端汽封摩擦特性分析

### 2.1 轴系非线性稳态同步响应分析

在构建了含高压转子轴端汽封摩擦的轴系动力学有限元模型基础上, 进行 1 000~3 500 r/min 转速范围内轴承非线性稳态同步响应分析, 得到工作转速 1 000 r/min 下轴承运动轨迹, 如图 5 所示。



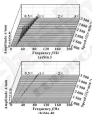
图5 轴承 3 000 r/min 转速下同步响应

Fig. 5 Shaft synchronous response at speed of 3 000 r/min

从图5可知,在工作转速3 000 r/min下,轴承振型主要表现为高互转子一阶振型。这是由于碰摩点位置处不平衡量激励轴承高互转子1阶弯曲振型。

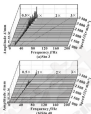
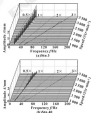
### 2.2 轴承非线性耦合态频响函数分析

当汽轮机发生轴端汽封碰摩故障时,由于动静部件接触,转子的横向位移刚度等因素发生变化,因此碰摩是典型的非线性动力学现象,具有复杂的动态特性。为此需进行耦合态非线性分析。设定分析时间为5 s,  $\Delta t=1.0 \times 10^{-4}$  s,转速范围为1 000~3 500 r/min,转速步长为60 r/min,采用Newmark- $\beta$ 积分法,分析得到当碰摩刚度为 $1 \times 10^7$  N/mm时轴承碰摩点所在两支承处的Waterfall,如图6所示。

图6 碰摩刚度为 $1 \times 10^7$  N/mm时轴承地点2处2阶20线振动瀑布图Fig. 6 Waterfall plot of the 2 and 20 for shafting where rubbing stiffness is  $1 \times 10^7$  N/mm

为此段分析不同碰摩刚度下轴承振动特性,将碰摩刚度 $k$ 分别设为 $1 \times 10^7$ 和 $1 \times 10^8$  N/mm,同理进行非线性耦合态时域分析,将同碰摩点所在轴承两支承处

的Waterfall,分别如图7、8所示。

图7 碰摩刚度为 $1 \times 10^7$  N/mm时轴承地点3处20线振动瀑布图Fig. 7 Waterfall plot of the 3 and 20 for shafting where rubbing stiffness is  $1 \times 10^7$  N/mm图8 碰摩刚度为 $1 \times 10^7$  N/mm时轴承地点3处20线振动瀑布图Fig. 8 Waterfall plot of the 3 and 20 for shafting where rubbing stiffness is  $1 \times 10^7$  N/mm

分析图6~8中振动数据,比较可知:(1)1 000 MW汽轮机N+1支撑轴承高互转子发生轴端汽封碰摩故障时,对轴承各支承振动的影响较大,尤其是与碰摩点相靠近的支承位置,振动幅值表现非常明

量; (2) 从频率成分来看, 轴承主要表现为 1X 侧(即基频), 当轴承刚度  $k=1 \times 10^7 \text{ N/mm}$  时, 纵点 2 的振动频谱图开始出现 2X 倍频成分, 当轴承刚度增大到  $1 \times 10^8 \text{ N/mm}$  时, 表现更明显, 还存在 2X 等成分, 但没有出现分频, 这可能与轴承单支支撑结构承载较大有关; (3) 从振动幅值来看, 不同轴承刚度条件下, 轴承振动幅值不一样, 随着轴承刚度增加, 振动幅值呈现下降趋势, 这应该与轴承点刚度增加, 相当于增加轴承支支撑刚度, 以至于振动减少。

### 3 结论

(1) 通过增加非线性约束方式, 采用连续接触力一位移的线性迟滞函数模拟汽缸碰摩现象, 构建包含汽缸与轴承的轴承动力学有限元模型, 进行轴承非线性动态同步响应和瞬态时域分析, 可得轴承振动轨迹和各支承点处振动响应, 以分析轴承参数如刚度对轴承振动特性的影响。

(2) 轴承高刚度下发生汽缸碰摩故障时, 对轴承各支承振动的影响明显, 从频率成分来看, 以 1X 基频为主, 随着轴承刚度增加, 会出现一定程度的 2X、2X 倍频成分, 但没有分频; 从振幅来看, 随着轴承刚度增加, 轴承各支承振幅呈现下降的趋势, 且随着与碰摩点的距离增加, 振幅明显减少。

(3) 由于 1 600 MW 汽轮机用 N+1 支支撑轴承结构特殊, 转子结构相互耦合, 加上碰摩为典型的非线性现象, 因此需结合实际监测的振动信号进行综合分析, 文中研究结论可为这类新型支撑的大型汽轮机轴承碰摩振动问题分析提供参考, 对于保障机组的安全稳定运行具有一定的理论价值和实际意义。同时, 今后还可进一步综合分析汽流激励、联轴器等因素对这类轴承碰摩故障振动特性的影响。

### 参考文献

- [1] 张宇斌, 张卫红, 吴洪. 某西子齿式 1 600 MW 超超临界汽轮机轴承振动问题[J]. 中国电力, 2012, 45(9): 60-72.
- [2] ZHANG Y B, ZHANG W H, WU H. Vibration of turbine shafting in 1 600 MW ultra-supercritical unit with Siemens technology[J]. Electric Power, 2012, 45(9): 60-72.
- [3] CHOI P S, LIU W S. Rubbing effect of the rotor during the rotor-to-stator rub in a rotating machine[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 308(5/6/7): 755-768.
- [4] CHA H, SHI N. Physical analysis of rotor-to-stator rub in a large-

- capacity low-pressure steam turbine-generator[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(7): 872-880.
- [5] MA H, YIN P L, GUO T Z, et al. A review on dynamic characteristics of blade-casing rubbing[J]. Nonlinear Dynamics, 2004, 34(2): 477-492.
- [6] 戈志华, 高金台, 王文本. 汽轮机轴端碰摩故障机理研究[J]. 振动工程学报, 2003, 14(4): 428-429.
- [7] GUO H, CHU J T, WANG W Y. Mechanism study of rotor to stator rub characteristics for rotating machinery[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(4): 428-429.
- [8] 陈炳义. 大型汽轮机碰摩的振动特征及其非线性处理方法[J]. 中国电力, 2009, 38(1): 36-38.
- [9] CHEN B Y. Vibration characteristics and accurate energy transfer identification method of rubbing between rotating and stationary parts of steam turbine-generator sets[J]. Electric Power, 2009, 38(1): 36-38.
- [10] 向丹, 胡爱华, 谢育强. 单转子汽轮机碰摩故障诊断与支轴承研究[J]. 润滑与密封, 2009, 30(5): 78-83.
- [11] XIANG Y, SHI N, JIANG C J, et al. Study of nonlinear and test on fault of rotor to stator rub impact[J]. Lubrication and Sealing, 2009, 30(5): 78-83.
- [12] 周永杰, 杨建刚. 大型汽轮机轴端碰摩耦合系统动力学分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(7): 862-867.
- [13] TAN T W, YONG J. Coupled vibration of rotating machinery in case of rotor to stator rub[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2000, 46(7): 857-867.
- [14] 王琦武, 任朝晖, 倪和祥. 碰摩耦合系统诊断识别的分析方法研究[J]. 润滑与密封, 2004, 29(3): 47-51.
- [15] WANG H C, JIEN X H, HOU H T. Physical method on diagnosis of rub-impact coupling fault[J]. Lubrication Engineering, 2000, 25(3): 42-44.
- [16] 宋永廉, 张圣飞, 宋树刚. 某大型汽轮发电机轴端碰摩故障的研究及分析[J]. 汽轮机技术, 2013, 35(4): 201-205.
- [17] HONG C X, ZHANG Y H, HONG Y H, et al. Case research on rubbing fault of large turbine generator set[J]. Turbine Technology, 2013, 35(4): 201-205.
- [18] 古桂华. 汽轮机转子-定子碰摩的特点[J]. 热能动力工程, 2013, 28(1): 94-96.
- [19] CHEN M. The rotor movement characteristics when contact the stator[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2013, 28(1): 94-96.
- [20] CHEN Y J, CENTRE E J. Introduction to dynamics of rotor-bearing systems[M]. Victoria: Trafford Publishing, 2003.

## 阿特拉斯·科普柯推出 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆机

阿特拉斯·科普柯推出 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆压缩机, 该系列可靠高效, 采用集成式 VSD 设计, 变频驱动电机经特殊设计并配备轴承保护, 可允许快速启停内实现最高效率。

G200-250 (VSD) 采用午时的不对称转子型和精心设计的轴承, 能效提升 10%, 流量提升 3%; 采用高效的冷媒, 机头排气温度在合理范围内, 减少由于高温导致的停机损失。此外, 不需要本机组滤芯使更换周期能力更强。此外, 该系列喷油螺杆压缩机与市场上其他同类型压缩机相比, 占地面积减少 30%, 更加节省安装空间, 可在有限的空间内安装更多的设备。

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6070.2017.08.020

## 不同材料水润滑艉轴承的摩擦特性和磨损寿命研究<sup>\*</sup>

刘佳佳<sup>1</sup> 刘斌<sup>2</sup> 苏跃威<sup>1</sup> 李武超<sup>2</sup>

(1. 武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430063; 2. 武汉理工大学物流工程学院 湖北武汉 430063)

**摘要:**为满足不同船舶水润滑艉轴承不同工况下的合理选型,采用摩擦磨损试验机,对比研究常用的普通塑料和金属塑料合成橡胶轴承在淡水和海水润滑下的摩擦特性,通过加速试验比较2种橡胶轴承的磨损寿命。结果表明,海水润滑下轴承的摩擦系数和磨损率都要高于淡水润滑下;海水润滑下,普通橡胶轴承比合成橡胶轴承的摩擦系数和磨损率要小,正常使用寿命要高,而在淡水润滑下则相反。因此,当船舶的艉轴承采用淡水润滑时,适合使用金属塑料合成橡胶轴承,当采用海水润滑时,适合使用普通橡胶轴承。

**关键词:** 水润滑; 艉轴承; 摩擦特性; 磨损寿命

**中图分类号:** TB117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6070(2017) 08-020-08

## Study on Friction Characteristics and Wear Life of Water Lubricated Stern Tube Bearings with Different Materials

LIU Jiajia<sup>1</sup> LIU Bin<sup>2</sup> SU Yuewei<sup>1</sup> LI Wuchao<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China;

2. School of Logistics Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China)

**Abstract:** To achieve a reasonable selection of water lubricated stern tube bearing of ship stern shaft under different working conditions, common plastic and metal plastic synthetic rubber bearing wear lubricator and seawater lubrication was tested on the friction wear test machine to compare their wear behaviors. Through accelerated test, the wear life two kinds of rubber bearings was compared. The results show that the friction coefficient and wear rate of two kinds of bearings are higher under seawater lubrication than under freshwater lubrication. Under seawater lubrication, the friction coefficient and wear rate of ordinary rubber bearings are smaller, and the normal service life is higher than those of synthetic rubber bearings, whereas in freshwater lubrication it is the opposite. Therefore, when lubricated by freshwater, it is suitable for adopting metal plastic synthetic rubber bearings, when lubricated by seawater, it is suitable for adopting ordinary rubber bearings.

**Keywords:** water lubrication; stern tube bearing; wear properties; wear life

水润滑艉轴承具有工作高效、保护环境和寿命长的特点。制造船舶水润滑艉轴承的材料较多,其中橡胶是目前使用最多的水润滑材料。此外,比较常见的还有普通塑料和金属塑料合成橡胶轴承。船舶艉轴承要受到各种各样的附加载荷,比如螺旋桨的扭矩和重力,波源的冲击力以及各种冲击载荷<sup>[1]</sup>。在附加载荷作用下,不同材料艉轴承在不同润滑介质作用下的摩擦特性和磨损寿命不同。因此,研究不同材料艉轴承的摩擦磨损性能,对水润滑艉轴承的合理选型就具有

重大意义。

邓海峰等<sup>[2]</sup>对水润滑橡胶合金轴承的磨损寿命进行了试验研究,并且利用可靠度函数对磨损寿命的可靠度进行了详细检验,证明了威布尔分布模型对磨损寿命有很好的预测功能。陈斌<sup>[3]</sup>通过实验提出了轴承转速是影响轴承润滑状态的最大因素的观点。基于上述研究,本文作者根据实际建造的船舶中水润滑艉轴承所受到的复杂载荷,在润滑介质分别为淡水和海水的情况下,对塑料橡胶轴承和金属塑料合成橡胶轴承的摩擦特性和磨损寿命进行对比研究,从而为船舶水润滑艉轴承的选型提供了参考。

### 1 轴承摩擦磨损原理

在对轴承摩擦特性和磨损寿命的对比研究中,主要是对轴承的摩擦系数、磨损率和寿命的可靠度进行试验研究。其中轴承摩擦特性中摩擦系数 $f$ 的计算公

\* 基金项目: 武汉理工大学国家级大学生创新创业基金项目(2016-2017-01-01)。

收稿日期: 2016-11-24

作者简介: 刘佳佳(1986—),男,本科,研究方向为轴承的润滑与密封。E-mail: 332836287@qq.com

式为

$$f = \frac{2M}{Fd} \quad (1)$$

式中:  $M$  为轴承的摩擦转矩;  $F$  为向轴承施加的径向载荷;  $d$  为轴承的内径。

求轴承的磨蚀率需要用到如下的 Mark 模型<sup>[24]</sup>:

$$\frac{dh}{dt} = 0.463F^{0.7}v^{0.7} \quad (2)$$

式中:  $F$  为轴承的工作载荷;  $v$  为轴承的转速。

利用 Mark 模型可以求轴承的磨蚀量, 结合试验时间可以求出磨蚀率。在转速不变, 轴承载荷变化的情况下, 加速试验前后轴承的加速因子为

$$a = \frac{K_1'}{K_2'} = \frac{0.463F_1^{0.7}v^{0.7}}{0.463F_2^{0.7}v^{0.7}} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^{0.7} \quad (3)$$

已知轴承加速试验失效的寿命, 利用轴承实际试验的加速因子, 可以求得轴承正常的使用寿命。因为实验的轴承数量有限, 所以要用水润滑轴承的使用寿命的可靠度进行求解, 预测轴承的寿命概率。因为水润滑轴承的寿命服从威布尔分布, 所以其可靠度的函数<sup>[25]</sup>为

$$R(t) = \frac{s}{N_1 - N_0} \left( \frac{N - N_0}{N_1 - N_0} \right)^{s-1} \exp \left[ - \left( \frac{N - N_0}{N_1 - N_0} \right)^s \right] \quad (4)$$

式中:  $N_1$  为轴承的尺度参数 ( $N_1 > 0$ );  $N_0$  为轴承的位置参数 ( $N_0 < N_1$ );  $s$  为轴承的形状参数 ( $s > 0$ )。

在试验数据的基础上综合以上原理公式可以很好地解决水润滑轴承摩擦特性和磨蚀寿命的问题。

## 2 实验设备和材料

实验设备采用武汉理工大学研制的 500-100 型船舶轴承磨蚀试验机, 试验机主要由驱动部分、试验部分、加载部分和测试部分组成, 如图 1 所示。



图 1 500-100 型船舶轴承磨蚀试验机

Fig. 1 Ship stern shaft wear testing machine of 500-100 type

500-100 型船舶轴承磨蚀试验机采用变频交流电动机驱动。为了保证磨轴承的比压均匀, 采用加载方式为中间轴向加载, 转矩测速仪、压力表和温度的传感器等仪器组成了测试部分, 将传感器采集测试的数据并且记录下来, 对轴承进行水润滑的功率就是液压泵。

实验材料为普通塑料橡胶和金属塑料合成橡胶 2 种材料, 普通塑料橡胶为船舶轴承常用的丁腈橡胶, 普通塑料橡胶层的硬度为 70, 厚度为 12 mm, 内径为 130 mm。为了保证试验数据的可信度, 轴承的基本参数必须保持一致, 合成橡胶层参数也是硬度为 70, 厚度为 12 mm, 内径为 130 mm。因为平面轴承摩擦性能要优于凸面和凹面轴承, 所以在试验中采用板条形式的平面橡胶。

为了加快轴承的磨蚀速度, 在实验之前将所有轴承在水中浸泡 48 h。为了避免损坏轴承和减少轴承的振动, 逐步加大载荷直到出现高温为止。在调节轴承载荷的同时, 逐渐调节轴承的转速到额定值。试验过程中不断记录到磨介质的温度和轴承的扭矩等参数, 直到轴承失效为止。

## 2 磨蚀特性的对比

### 2.1 不同载荷下的磨蚀性能对比

轴承的额定转速设为 127 r/min (即其线速度为 1.3 m/s), 在额定转速下调节淡水和水润滑轴承的载荷, 记录不同载荷下传感器上的扭矩等参数, 根据相应的公式计算水润滑轴承的摩擦系数和磨蚀率。淡水和水润滑下, 不同载荷下橡胶轴承的摩擦系数和磨蚀率变化趋势如图 2 所示, 可以看出, 由于在较低的载荷作用下橡胶轴承的自润滑特性, 轴承处于边界润滑状态, 刚开始运行时的轴承摩擦系数和磨蚀率比, 随着轴承载荷的增大, 摩擦的接触面积不断增大, 边界润滑层不断减小, 水润滑的磨蚀特性增大, 轴承的摩擦系数和磨蚀率增加; 当载荷增加到额定载荷附近时, 橡胶轴承发生变形并且润滑接触面积变大, 在发生变形的位置出现弹流润滑, 润滑水质比较稳定, 因此在额定载荷附近轴承的摩擦系数和磨蚀率处于比较稳定的状态; 但是当载荷非常大时, 弹流润滑消失, 润滑水质基本上破裂, 润滑水质流失, 轴承处于干摩擦状态, 摩擦系数和磨蚀率都会非常大, 因此随着轴承载荷的增加, 普通和合成橡胶轴承的磨蚀量和磨蚀率都呈现先增大再减小再增大的变化趋势。

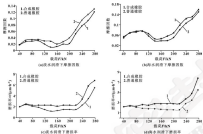


图2 不同载荷下橡胶轴承的摩擦系数和磨损率 (线速度 $3.3\text{ m/s}$ )

Fig. 2 Friction coefficient and wear rate of rubber bearings at different load (speed is  $3.3\text{ m/s}$ ) (1), (2) friction coefficient under hydrostatic and boundary lubrication; (3), (4) wear rate under hydrostatic and boundary lubrication

### 3.2 不同转速下的摩擦特性对比

轴承的额定载荷设为 $200\text{ kN}$ 。在额定载荷下调整轴承的转速,记录不同转速下传感器上的摩擦等参

数,根据相应的公式计算水润滑橡胶轴承的摩擦系数和磨损率。清水和海水润滑下,不同转速下橡胶轴承的摩擦系数和磨损率变化趋势如图3所示。

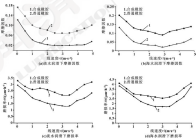


图3 不同转速下橡胶轴承的摩擦系数和磨损率 (载荷为 $200\text{ kN}$ )

Fig. 3 Friction coefficient and wear rate of rubber bearings at different speed (load is  $200\text{ kN}$ ) (1), (2) friction coefficient under hydrostatic and boundary lubrication; (3), (4) wear rate under hydrostatic and boundary lubrication



由图3可以看出,随着转速的增大,普通和合成橡胶轴承摩擦系数和磨蚀率总体呈先减小后增大的趋势;在额定载荷下,当转速偏小时轴承无润滑油膜的形成,完全处于干摩擦的状态,轴承的摩擦系数和磨蚀率较大;随着转速的增大,轴承出现了润滑油膜,形成了润滑油膜,轴承的承载能力增大,所以摩擦系数和磨蚀率开始降低;当处于额定转速下时,轴承的润滑处于稳定状态,润滑油膜一直存在,接触位置出现弹流润滑,所以轴承的磨蚀处于稳定状态;但是当轴承的转速超出额定转速范围时,轴承的润滑油膜完全破坏,水膜破裂,弹流润滑消失,摩擦系数和磨蚀率增大。

综合分析图2和图3可以看出,在海水润滑下合成橡胶轴承比普通橡胶轴承的摩擦系数和磨蚀率要大,这是由于海水的腐蚀作用,合成橡胶中所含的化学物质和海水有化学反应,摩擦表面变得粗糙;而在淡水润滑下合成橡胶轴承比普通橡胶轴承的摩擦系数和磨蚀率要小,这是由于合成橡胶轴承具有良好的耐腐蚀性,但无论是普通橡胶轴承还是合成橡胶轴承,在海水润滑下的摩擦系数和磨蚀率都要比淡水润滑下的大。

#### 4 磨蚀寿命的对比

##### 4.1 轴承润滑状态判定

判断水润滑轴承的润滑状态是正确预测轴承寿命的关键一步,轴承的转速和载荷对轴承的磨蚀影响很大,利用试验得到的转速和载荷影响轴承的摩擦系数数据来绘制 Stribeck 曲线如图4所示,可以看出,不管是淡水润滑还是海水润滑,普通和合成橡胶轴承的润滑状态都是从混合润滑到弹流润滑转变的,而且这两种工况下的 Stribeck 曲线形状相似,虽然载荷发生较大的变化,但仍能够实现 Stribeck 过程,这说明了润滑状态的变化主要是由转速的变化引起的,另外由图4中可以看出,重载荷下轴承的润滑状

态和正常载荷下轴承的润滑状态类似,因此为了加快试验,可以将载荷作为轴承寿命预测试验的加速因子。

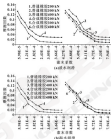


图4 淡水和海水润滑下橡胶轴承的 Stribeck 曲线

Fig.4 Stribeck curves of rubber stress roller bearings under fresh water lubrication (a) and seawater lubrication (b)

##### 4.2 轴承磨蚀寿命及其定量分析

针对4型轴承进行重载荷下的加速磨蚀试验,直到轴承失效时才停止试验,记录加速磨蚀试验的时间(即加速磨蚀寿命),将加速磨蚀的试验时间乘以加速因子,即得到轴承正常磨蚀的寿命,将试验和计算结果如表1所示。

表1 轴承磨蚀寿命  
Table 1 Wear life of bearings

润滑介质	试验	工况条件	磨蚀寿命/h					
			轴承1	轴承2	轴承3	轴承4	轴承5	轴承6
淡水润滑	塑料橡胶	加速	21.09	23.07	30.79	35.61	41.13	48.63
		正常	7.878	9.562	11.970	12.822	14.808	17.938
	合成橡胶	加速	24.38	30.07	33.58	40.38	49.92	52.62
		正常	8.778	10.962	12090	14.610	16.930	18.738
海水润滑	塑料橡胶	加速	17.70	22.42	27.28	32.80	37.80	43.11
		正常	6.372	8.076	9.822	11.808	13.608	15.840
	合成橡胶	加速	19.70	20.17	24.98	30.17	34.77	39.63
		正常	6.670	7.260	8.994	10.054	12.156	14.340

由表1可以看出,淡水润滑下的合成橡胶的使用寿命要比普通橡胶的长,这是由于合成橡胶既具有金属的高强度和导热性,又具有塑料的高耐磨和自润滑性能;海水润滑下的合成橡胶的使用寿命要比普通橡胶的短,这是由于海水比淡水的腐蚀性更强,而合成

橡胶轴承具有全金属耐腐蚀的特性。因此,海水为润滑介质时,要避免选择合成橡胶轴承。

根据轴承的正常磨损寿命和可摩度函数等导比不同材料和不同润滑状态下的轴承磨损寿命的可摩度,如表2所示。

表2 不同润滑状态下橡胶轴承磨损寿命可摩度的验证

Table 2 The verification of bearing life reliability under different lubrication conditions.

轴承使用时间/h	磨损寿命可摩度			
	淡水润滑普通轴承	淡水润滑合成轴承	海水润滑普通轴承	海水润滑合成轴承
6 000	0.982 9	0.999 6	0.998 6	0.999 8
10 000	0.932 4	0.943 4	0.907 3	0.788 9
13 000	0.844 9	0.892 0	0.827 7	0.842 6
16 000	0.673 8	0.733 9	0.699 6	0.349 8

由表2可以看出,在淡水润滑下,当使用时间达到10 000 h时,普通和合成橡胶轴承磨损寿命可摩度的磨损率在0.9以上,并且当使用时长达到13 000 h的时候,合成橡胶轴承磨损寿命可摩度仍然在0.9左右;海水润滑的橡胶轴承的寿命可摩度比淡水润滑的要低,当使用时间达到10 000 h的时候,普通橡胶轴承基本上处于0.9左右,而合成橡胶轴承的可摩度已经达到0.73,当使用时间达到16 000 h的时候,合成橡胶轴承基本上已经失效,而普通橡胶轴承仍有大约0.5的概率可以使用。

## 5 结论

(1) 在海水润滑以及相同的载荷作用下,合成橡胶轴承比普通橡胶轴承的摩擦系数和磨损率要大,在淡水润滑下则相反。但无论是普通橡胶轴承还是合成橡胶轴承,在海水润滑下的摩擦系数和磨损率都要比淡水润滑下的大。

(2) 在淡水润滑下,合成橡胶轴承的正常使用寿命比普通橡胶轴承的要高;在海水润滑下,普通橡胶轴承的正常使用寿命要比合成橡胶轴承的高。因此,当船舶的轴承不采用海水润滑时,适合使用金属材料合成橡胶轴承,当采用海水润滑时,适合使用普通橡胶轴承。

## 参考文献

- [1] 王强,唐尧洪,郑海峰.水润滑橡胶轴承的磨损寿命研究[J].润滑与密封,2016,41(2):96-100.  
WANG L, TANG C Q, ZHANG H F. Research on wear life of water lubricated cross fiber bearings[J]. Lubrication Engineering,

2016,41(2):96-100.

- [2] 郑海峰,王海宁,冯强.水润滑橡胶轴承摩擦性能及润滑状态的实际研究[J].机械传动,2014,38(12):19-22.  
ZHANG H F, WANG J X, FENG Q. Experimental study on friction property and lubrication state of water lubricated rubber-ally bearing[J]. Mechanical Drive, 2014, 38(12): 19-22.
- [3] 陈强.水润滑复合橡胶轴承摩擦性能研究[D].重庆:重庆大学,2005.
- [4] 张明文,李强,陈海超.水润滑橡胶轴承的制备及摩擦磨损性能研究[J].润滑与密封,2014,39(2):18-21.  
ZHANG M Y, LI Q, CHEN H C. Preparation and friction and wear properties of water lubricated rubber bearings[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(2): 18-21.
- [5] 孙晋国.水润滑塑料合金轴承的磨损机理及设计研究[D].重庆:重庆大学,2005.
- [6] 王超.新型复合橡胶水润滑轴承的磨损机理研究[D].武汉:武汉理工大学,2011.
- [7] YAN Z M, ZHANG X C, ZHANG H L. Study on tribological and vibration performance of a new UHMWPE/graphite/SS304 water lubricated bearing material[C]//Proceedings of 20th International Conference on Wear of Materials, Toronto, Ontario, 2013: 822-826.
- [8] 刘德金,王海宁,肖辉.海水润滑轴承的动合特性研究[J].润滑与密封,2008,33(2):21-25.  
LIU D J, WANG J N, XIAO H, et al. Dynamics simulation of water lubricated bearing[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(2): 21-25.
- [9] 王建军,周志光,陈海超.几类聚合物材料在海水中的摩擦磨损行为[J].摩擦学报,2009,34(22):1898-1904.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6539.2017.08.021

## 凹凸棒/石墨协同改性氟橡胶复合材料摩擦磨损性能\*

闫普选 王玉峰 卢江荣 王梦沂 韩飞雪

(桂林电子科技大学材料科学与工程学院 广西桂林 540004)

摘要: 利用机械共混和热压工艺制备凹凸棒(ATP)/石墨(GP)/氟橡胶(FKM)纳米复合材料,分析其硫化程度、拉伸强度和扯断伸长率,通过摩擦性能测试和摩擦副形貌观察,研究其摩擦性能。结果表明,随着环境状况ATP的增加,复合材料的表面粗糙度和拉伸强度提高;当FKM复合材料中GP和ATP的添加比例为3:1时,FKM复合材料具有较低摩擦系数和磨损率。在滑动摩擦过程中,氟橡胶摩擦副表面同时ATP和GP与FKM形成转移膜,而ATP的加入使转移膜厚度增加,因此合适的2种填料比率能够增强FKM复合材料的摩擦性能。

关键词: 氟橡胶; 凹凸棒; 石墨; 摩擦磨损; 协同

中图分类号: TG133.31 文献标志码: A 文章编号: 0274-6539(2017)08-110-05

## Friction and Wear Properties of Fluororubber Nanocomposite Modified by Attapulgite and Graphite

YAN Puxuan WANG Yufeng LU Jiangrong WANG Mengyi HAN Feixue

(School of Material Science and Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin Guangxi 540004, China)

Abstract: Fluororubber(FKM) Nanocomposites modified by attapulgite(ATP) and graphite(GP) were prepared by mixing and heat molding. On the base of the curing kinetics, tensile strength and elongation at break, frictional properties of FKM composites were analyzed. The results indicate that with the addition of ATP in the composites, its apparent cross-linking density and tensile strength were increased. When the phr of GP and ATP in FKM composite was 3 and 1, FKM composite had more lower the coefficient of friction(COF) and wear rate. During the process of sliding friction, when the ratio of ATP and GP was 3:1, ATP and GP of solidating from frictional surface with FKM produced transfer film of reducing friction and wear resistance, and FKM composite showed better frictional properties.

Keywords: fluororubber; attapulgite; graphite; friction; wear

氟橡胶(FKM)因其优异的耐化学腐蚀和高温度适用性,被广泛用作动密封<sup>[1-3]</sup>、橡胶轴承<sup>[4]</sup>和密封泵定子<sup>[5]</sup>等的材料。在滑动摩擦的工程条件下,橡胶材料发生了相对大的弹性变形和高内摩擦,使其是陶瓷与塑料、陶瓷和金属不同的摩擦机制<sup>[6]</sup>。研究者们把橡胶与硬接触面之间摩擦现象归结为黏着和犁沟两作用的贡献,前者为硬接触面从材料内部分子作用力,而后者为硬接触面施加高应力作用产生橡胶接触面磨粒的形成<sup>[7]</sup>。

通常,研究者们多用不同厚度的填料对填充型聚合物复合材料进行改性。在动摩擦领域,常采用传统

等体积的炭黑<sup>[8]</sup>和二氧化硅<sup>[9]</sup>掺杂改性橡胶性能。纤维状层状硅酸盐作为一维纳米填料,常用的包括凹凸棒(ATP)、海泡石和蒙脱石等。目前研究层状硅酸盐改性橡胶力学性能较多。闫普选等<sup>[10]</sup>的研究表明,海泡石填充量处于43%(质量分数)时,22型氟橡胶的耐磨性增强。万晓波等<sup>[11]</sup>研究表明,摩擦填料体系中石墨(GP)作为二维层状材料改性26型氟橡胶时,其用量仅10%时(质量分数2%)就能够降低橡胶摩擦系数和磨损率,用量高于质量分数10%时结果相似。随着工况环境的日益苛刻(高转速和高载荷),对氟橡胶材料的性能要求更高,因此,以一维纤维状硅酸盐<sup>[12]</sup>和二维层状填料组合协同改性橡胶材料的摩擦行为,将进一步拓宽氟橡胶材料的应用范围。

本文作者采用机械共混和热压工艺制备ATP/GP/FKM纳米复合材料,分析了石墨(GP)和纤维状硅酸盐凹凸棒(ATP)填充FKM复合材料的硫化程度、拉伸和摩擦性能,同时通过FKM复合材料的摩

\*基金项目: 广西自然科学基金(青年基金项目)(2014CXNS0001A11021B)。

收稿日期: 2016-10-08

作者简介: 闫普选(1979-),男,硕士,高级工程师,研究方向为橡胶基纳米复合材料改性及成型。E-mail: ypxuan@126.com

合性能和摩擦表面微观形貌阐述了 2 种填料协同改性摩擦特性的机制。

## 1 实验部分

### 1.1 原材料

氯丁胶 (FKM), 牌号 FK2301, 上海三爱富新材料股份有限公司生产; 过氧化二异丙苯 (DCP), 国药集团化学试剂有限公司生产; 三烯丙基异氰酸酯 (TAC), 湖南以化化工有限公司生产; 氧化镁 ( $MgO$ ), 西陇化工股份有限公司生产; 石墨 (GP), 片状, 表面直径 15~30  $\mu m$ , 天津中德科化学试剂有限公司生产; 有机改性四角棒 (ATP), 纤维状, 表面直径 25~45  $\mu m$ , 自研。

### 1.2 GP/ATP/FKM 复合样品制备

将 GP 和 ATP 置于烘箱中, 干燥温度和时间分别为 605  $^{\circ}C$  和 2 h; 将 FKM 混炼胶和各填料称量, 调通, 下片, 室温静置 24 h; 一段和二段平板硫化条件分别为 155  $^{\circ}C \times 35$  min 和 220  $^{\circ}C \times 120$  min, 橡胶表 1 配方, 分别制备 6 组试样。

表 1 FKM 混炼胶的配方

Table 1 Formula of FKM compounds

No.	FKM	DCP	TAC	$MgO$	GP	ATP
1		0	0		0	0
2		0	0	20	0	0
3		0	0	0	10	0
4	100	2	1	1	10	10
5		0	0	0	0	10
6		0	0	0	0	20

注: 配方中单位均为  $ph$ 。

### 1.3 测试与表征

采用台湾高狭 300A 磨化仪表征混炼胶的硫化特性, 测试标准为 ASTM D3299-2012, 测试温度和时间分别为 155  $^{\circ}C$  和 2 h, 硫化速率指数计算公式为

$$r_{50} = 100 / (t_{90} - t_{10}) \quad (1)$$

式中:  $r_{50}$  为硫化速率指数,  $min^{-1}$ ;  $t_{90}$  为硫化时间,  $min$ ;  $t_{10}$  为焦烧时间,  $min$ 。

采用荷兰 FJK 公司 Quanta 200 FEG 扫描电镜扫描电镜观察材料的内部结构 and 摩擦表面微观形貌特征。为使非导电橡胶试样电镜照片更清晰, 在电镜前对其表面进行喷金处理。

采用德国三思 CMT-6064 微机控制电子万能试验机测定材料拉伸性能, 测试标准为 GB/T 528-2009。

图 1 为试验采用的面-面摩擦形式的示意图, 摩擦条件: 载荷  $F_n$  为 75 N, 转速  $\omega$  为 100  $r/min$ , 测试时

间为 30 min, 测试温度为室温, 橡胶试样尺寸: 外径为 20 mm, 内径为 16 mm, 高度为 12 mm, 摩擦副为 45 $^{\circ}$ 倒角柱平面, 直径为 40 mm, 高度为 10 mm, 测试前用 1 000 目砂纸对橡胶试样和摩擦副的摩擦面进行预摩擦, 并用内圆游标卡尺测量, 基于摩擦前后试样质量损失, 按下式计算橡胶试样磨蚀率:

$$W_r = \Delta m / (\rho \cdot F_n \cdot L) \quad (2)$$

式中:  $W_r$  为磨蚀率,  $mm^3 / (N \cdot m)$ ;  $\Delta m$  为摩擦前后质量损失;  $\rho$  为试样密度,  $g/cm^3$ ;  $F_n$  为正压力;  $N$ ;  $L$  为总摩擦路程,  $m$ 。



图 1 面-面摩擦形式的示意图

Fig. 1 Schematic diagram of face-to-face configuration of contact friction

## 2 结果及讨论

### 2.1 硫化性能

图 2 示出了 FKM 混炼胶的硫化曲线, 可知, 其硫化历程显示加速和稳态 2 个明显的阶段; 在稳态阶段, 随着 GP 用量的增加, FKM 混炼胶的最高扭矩和表观交联密度降低。由表 2 可知, 当 GP/ATP 为 15/5 时, FKM 混炼胶的硫化速率指数最低, 且当 ATP 用量为 15~20  $ph$  时, 其硫化速率指数趋于稳定。可知, 混炼胶的硫化速率可通过调整 2 种填料的比率进行调控, 进而调节 FKM 复合材料成型工艺。



图 2 FKM 混炼胶的硫化曲线

Fig. 2 Curing curves of FKM compounds

表2 FKM 橡胶的硫化速率参数

Table 2 CRI of FKM compounds

GP/ATP	20/0	15/5	10/10	5/15	0/20
$t_{90}/\text{min}^{-1}$	4.39	3.88	4.17	4.33	4.47

### 2.1 拉伸性能

图3给出了FKM复合材料的拉伸性能曲线。在相同成型工艺条件下,相比于不添加填料的氟橡胶拉伸性能,由GP/ATP为0/20时数据可知,仅添加ATP时就能够提高FKM复合材料的拉伸强度;而随着GP的协同填充,FKM复合材料的拉伸强度降低,并保持在11.3~11.8 MPa,且略高于不添加GP、ATP时的氟橡胶。FKM复合材料的扯断伸长率随着GP的增加而逐渐提高。分析可知,ATP呈现纤维状,因双液开炼工艺特点使得ATP在复合材料中呈取向分布,且粉末填料由此表面积增加的界面黏合作用,表现为较高的材料拉伸强度;而相比纤维状ATP,片状GP的表现更佳其600倍,且高界面作用力弱,从而使FKM复合材料拉伸强度降低。



图3 FKM复合材料的拉伸性能

Fig. 3. Tensile properties of FKM composite.

### 2.2 摩擦性能测试

图4给出了在相同干摩擦条件下FKM复合材料的摩擦因数曲线、平均摩擦因数和摩擦率。由图4(a)可知,其摩擦过程包括2个阶段:磨合期和稳态期<sup>[17]</sup>。在干摩擦条件下,未添加GP和ATP的氟橡胶材料摩擦20 min即失效,材料使用寿命较短;添加GP和ATP后,当摩擦副的形成和磨合达到平衡时,其摩擦因数达到稳态,且所有FKM复合材料的摩擦因数在磨合阶段均增加其中GP/ATP为5/15、15/5和0/20的复合材料的摩擦因数达到稳态。当GP/ATP为20/0和10/10,其摩擦曲线表现为更长的

高波次的磨合期。由图4(b)可知,对比未添加填料和2种填料单独添加时的复合材料,GP/ATP为5/15时,氟橡胶具有最佳的摩擦诱导数和摩擦率,协同配合使FKM材料表现出较好的摩擦性能。

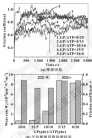


图4 FKM复合材料的摩擦因数曲线、平均摩擦因数和摩擦率

Fig. 4. Friction coefficient curves (a), average friction coefficient and wear rate (b) of FKM composite.

### 2.4 微观形貌分析

GP和ATP两种填料的尺寸和橡胶能够显著影响FKM摩擦表面形貌。由图5(b)~(d)可看出,因2种填料高入橡胶基体中,在摩擦面上形成了2种填料和橡胶的三体接触;从图5(a)可看出,GP/FKM复合材料的摩擦面表现为不连续状态,而从图5(b)可看出,随着ATP的添加,FKM复合材料摩擦面比相对纤维ATP;而随着ATP的增加,在对偶面上不能形成稳定的转移膜。FKM摩擦面上GP的加速转移,表现为其摩擦面上的缺陷(见图5(c))。当GP/ATP为5/15和0/20,其摩擦行为表现为显著磨痕。由图5(e)可知,FKM摩擦面上显示出取向的磨痕;由图5(f)可知,当不添加GP、ATP时,氟橡胶摩擦面出现了尺度较大的磨痕摩擦特征。综上所述,2种填料协同作用能够调节橡胶基复合材料的摩擦性能。

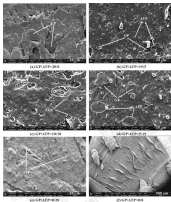


图3 GP/ATP/FKM 复合材料摩擦表面的电镜照片

Fig. 3 SEM photos of friction surface of FKM composites for different content of GP/ATP

由图6可知, 因双辊开炼成型工艺特点, FKM 复合材料中 ATP 和 GP 分别呈现纵向和圆环状分布。



图4 ATP/GP/FKM 复合材料摩擦机制示意图

Fig. 4 Schematic illustration of the friction mechanism for ATP/GP/FKM composites

在滑动摩擦过程中, 两者从复合材料的摩擦面上摩擦剥离出来, 且 GP 被摩擦成为更细小颗粒, 进而

形成 FKM、ATP 和 GP 形成的转移膜, 且因 ATP 的加入使转移膜增强, 而 GP 的存在能够降低转移膜与氟橡胶摩擦面的摩擦力。因此, 适当的 ATP 和 GP 比率能够产生耐磨的硬转移膜, 从而表现为 FKM 复合材料的摩擦因数和磨损率的降低。

## 3 结论

(1) 随着纤维状 ATP 的增加, FKM 复合材料的表面交联密度和拉伸强度增加。

(2) ATP 和 GP 2 种填料的协同作用能够明显降低 FKM 复合材料的摩擦因数和磨损率。这是因为在滑动摩擦过程中, 氟橡胶摩擦面剥离的 ATP 和 GP, 与 FKM 形成的转移膜。当 GP/ATP 为 15/5 (GP 和 ATP 的比例为 3:1) 时能够产生耐磨减摩的转移膜, 从而氟橡胶复合材料表现出较好的摩擦行为。

## 参考文献

[1] LIU H B, TONG S S, KIM D E, et al. Accelerated wear test of

- ECB elastomer for MR protection of seals[J]. *Polymer Testing*, 2011, 31(8): 1093-1099.
- [2] FUYUZHANG CUI E. Elastic wear, thermal and rheological behavior of rubber seal materials used in different working conditions[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 2011, 226(1): 64-73.
- [3] QIN H L, ZHOU X C, ZHANG X J, et al. A new rubber/UPB-WPE alloy for water lubricated steel bearings[J]. *Wear*, 2011, 270: 257-261.
- [4] LI X, WANG S, HUO S. The effect of water content in crude oil on the tribological behavior of screw pump's stator rubber[J]. *Chinese Science Bulletin*, 2011, 56(23): 2667-2671.
- [5] GAO Y, WANG J, LI X, et al. Tribological properties and morphology of functional elastomeric nitride lamellar rubber seals[J]. *Materials & Design*, 2011, 32: 884-889.
- [6] MIZUTANI M, SCHIFFER D, TERAFUKU T. On the friction of carbon black and silica reinforced Br and S-BMI elastomers[J]. *Tribology Letters*, 2011, 34(1): 297-308.
- [7] MARTINEZ L, NOVAKOVA R, FOLBERG S, et al. Influence of friction on the surface characteristics of EPDM elastomers with different carbon black contents[J]. *Tribology International*, 2011, 44(9): 998-1000.
- [8] MIZUTANI M, SCHIFFER D, TERAFUKU T. On the friction of carbon black and silica reinforced Br and S-BMI elastomers[J]. *Tribology Letters*, 2011, 34(1): 297-308.
- [9] PAL K, RAJESKAR R, KANG D J, et al. Effect of filler on natural rubber/high styrene rubber blends with nano silica: Morphology and wear[J]. *Materials & Design*, 2010, 31(2): 477-486.
- [10] 闫海迪, 郭尚成, 王立峰. 聚二甲基硅氧烷-石改性氯磺化聚乙烯材料耐磨性能研究[J]. *橡胶工业*, 2011, 34(1): 16-21.
- [11] YAN P X, LI Y L, WANG T F, et al. Study on abrasion resistance of a fluorine compound modified by thiomethyl rubber[J]. *China Rubber Industry*, 2011, 34(1): 18-21.
- [12] 李成波, 黄承刚, 朱立新. 石墨烯-二硫化钼/环氧树脂橡胶的摩擦磨损特性研究[J]. *润滑与密封*, 2010, 35(1): 77-80.
- [13] FANG X H, HUANG C T, ZHOU L X. Study of the tribological behavior of fluorocarbon composites filled with graphite and MoS<sub>2</sub>[J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 35(1): 77-80.
- [14] CHANG L X. Frictional enhancement effect of nanoparticles on the sliding wear of short fiber reinforced polymer composites: A critical discussion of wear mechanisms[J]. *Tribology International*, 2010, 43(12): 2365-2364.
- [15] CHEN J, JI J, ZHANG H, et al. Tribological behavior of short fiber reinforced polyimide composites under dry sliding and water lubricated conditions[J]. *Journal of Applied Polymer Science*, 2009, 107(2): 788-796.
- [16] ZHANG C, HONGJUNSONG L, ANTONOFF M, et al. Friction and wear of fiber reinforced polyimide composites[J]. *Wear*, 2011, 269(1-2): 121-129.
- [17] ZHANG X H, PEE J Q, WANG Q H. Tribological properties of MoS<sub>2</sub> and carbon fiber reinforced polyimide composites[J]. *Journal of Materials Science*, 2009, 44(11): 4817-4822.
- [18] HAMILTON D B, BALOGH J A, ALLEN C B. A theory of lubrication by microtopographies[J]. *Journal of Fluid Engineering*, 1998, 120(1): 177-183.
- [19] SHI A. Adhesion and friction evaluation of treated slider surfaces in ultrathin fluid-film interface[J]. *Tribology Letters*, 2006, 17(4): 279-289.
- [20] DEJIAN E. Laser treating for low-flying/high media[J]. *Journal of Applied Physics*, 1999, 85(8): 5210-5212.
- [21] COLLINS W, KENNEDY W, FARLIS P, et al. Improving tribological behavior of piston rings/cylinder liner frictional pair by laser surface treating[J]. *Tribology International*, 2003, 44: 102-108.
- [22] STEPHEN L S, SHEPHERD E, HAYDEN M, et al. Determinate nitro oxigen on bearings and seals using a modified ICA process[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 2006, 128(1): 673-680.
- [23] 郭海平, 杜永波, 董明春. 车端圆锥密封环表面微结构密封性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2007, 27(4): 362-366.
- [24] FENG S D, SHI D H, ZHANG S L, et al. Effect of laser assisted
- geometry on performance of a liquid lubricated face seal[J]. *Tribology*, 2007, 27(4): 357-366.
- [25] LIANG X Y, LIU X L, WANG H J, et al. Hydrodynamic lubrication of partial treated sliding journal bearing based on three-dimensional CFD[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2006, 68(1): 106-110.
- [26] PONGSIRIWI B, SRIKACKEE W. Surface treating effect, characterization and optimization for boundary and mixed lubrication[C]. // *Proceedings of 2011 International Joint Tribology Conference Los Angeles, California, 9716/16986*, 2011.
- [27] ZHANG H, ZHANG D Y, JIA M, et al. A study on the tribological behavior of surface treating on Habbitt alloy under mixed or starved lubrication[J]. *Tribology Letters*, 2011, 36: 305-310.
- [28] WU C W, ZHANG L Q. An average Reynolds equation for partial film lubrication with a contact force[J]. *Journal of Tribology*, 1999, 111(1): 188-193.
- [29] PATIL N, CHEN H S. Application of average film model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1979, 104(2): 220-228.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0919.2017.08.022

## 采用模糊层次法的全配方重负荷发动机冷却液研制\*

陈一帆<sup>1,2</sup> 魏彦芳<sup>1</sup> 唐弓斌<sup>1,2</sup> 潘发存<sup>1,2</sup> 康克<sup>1</sup> 黄福川<sup>1,2</sup>

(1. 广西大学化学化工学院 广西南宁 530004;

2. 广西石化资源加工与过程强化重点实验室 广西南宁 530004)

摘要: 针对重负荷发动机冷却液的性能特点和使用要求, 利用模糊层次法, 对重负荷发动机冷却液的基础液、功能添加剂以及全配方方案进行筛选评价, 确定选用乙二醇和丙二醇复合作为复合基础液, 配以多种复合添加剂, 研制出一种全新的重负荷发动机冷却液。经过理化分析和实物企业在大型车试验发现, 该冷却液具有冷却性和热稳定性良好、抗穴蚀、抗锈、抗油泥性能好、阻垢性能强、使用液黏度不变化、电导率低等特点。

关键词: 重负荷; 发动机; 冷却液; 模糊层次法

中图分类号: T811.7 文献标志码: A 文章编号: 1000-0919(2017)08-0119-08

## Study the Heavy Duty Engine Coolants Recipe Based on Fuzzy Analytic Hierarchy Process

CHEN Yifan<sup>1,2</sup> WEI Yanfang<sup>1</sup> TANG Gongbin<sup>1,2</sup> PAN Facun<sup>1,2</sup> KANG Ke<sup>1</sup> HUANG Fuchuan<sup>1,2</sup>

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Guangxi University, Nanning Guangxi 530004, China;

2. Key Laboratory of Guangxi Petrochemical Resource Processing and Process Intensification Technology, Nanning Guangxi 530008, China)

Abstract: According to the performance characteristics and application requirements of heavy-duty engine coolants, the basic liquid, functional additives and complete formulation of the coolant were selected and evaluated by utilizing the fuzzy analytic hierarchy process. With ethylene glycol and propylene glycol as the base liquid, and coupled with a variety of additives, a new heavy-duty engine coolant was developed. After physical and chemical analysis and a logistics company car test, it is found the coolant has the characteristics such as good cooling and thermal stability, good performances of anti-cavitation, anti-rust, anti-fouling and anti-walking, a long life of use and storage as well as good stability in composition.

Keywords: heavy-duty; engine; coolants; fuzzy analytic hierarchy process

随着科技进步, 以及社会经济的需求, 车辆的发动机向着大功率、重负荷的方向发展。重负荷发动机通常是长时间在接近额定功率的条件下运转的发动机。是一种重要的工业及交通运输的动力源, 具有结构紧凑、耐久性好、工作地点灵活以及对可靠性好等优点。广泛地应用于交通运输、电力、工程以及军事等领域<sup>[1]</sup>。发动机是一个能将热能转化为动能的机械, 但据统计其所燃烧的燃料中, 仅不到 1/3 的热能

可以转化为机械能。因此发动机工作时, 会产生大量的热量, 并伴随着剧烈运动间摩擦副产生热量。为了让发动机保持适宜的工作温度及正常运转<sup>[2]</sup>, 必须配备合适的冷却系统。选择合适的冷却液, 发动机的性能正常工作, 其稳定性、燃油效率以及使用寿命等, 很大程度上受发动机冷却液品质的影响。

一般而言, 重负荷发动机冷却系统具有发动机热负荷度高、使用频率高、气缸的压力和温度高、工作产生的热量多、可靠性及耐久性要求高。结构中所用的材料种类多等特点。随着更严格的节能、环保要求和相关法律法规的提出, 以及重负荷发动机越来越向减少排放和降低噪声, 提高燃油效率、升功率和工况稳定性, 以及提高符合作业时间的方向上发展, 对冷却液的性能提出了更高要求。因此, 研制一种全新的重负荷发动机冷却液, 来满足重负荷发动机工作特

\* 基金项目: 广西石化资源加工与过程强化技术重点实验室基金项目(20062009); 南宁市科学研究与技术开发计划项目(20131296)。

收稿日期: 2016-11-22

作者简介: 陈一帆(1991-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆、防腐和润滑油等。E-mail: yifanchen1234@163.com

通信作者: 黄福川(1963-)男, 博士, 教授, 主要研究方向为车辆、防腐和润滑油等。E-mail: huangfuchuan@gxu.edu.cn



性,也就显得非常重要了<sup>[4]</sup>。

本文作者采用模糊层次法,通过分析冷却液的不同成分、使用特性以及其相关性,再通过实验对基础液和各添加剂进行筛选,确定完全配方的新型重负荷发动机冷却液的配方,并通过了试验验证。该研究将现代数理方法应用于相关基础液的研究,为复合制剂冷却液提供了新的思路。

### 1 重负荷发动机冷却液的主要性能和要求

针对重负荷发动机的工作特点,一种性能优良的能满足重负荷发动机工作需求的冷却液,必须满足以下性能要求:

(1) 良好的冷却、抗磨损抗冻能力:重负荷发动机具有载荷高、高、高增压、高温度、高使用频率的特点。因此,冷却液除了要有良好的冷却能力外,同时还须有良好的抗冻、抗磨性能,以防止在极端的环境下水垢等部件的损坏。

(2) 良好的抗气穴腐蚀和消泡性能:气穴腐蚀又可以称之为空蚀,空化或空泡腐蚀,是重负荷发动机冷却系统中最常见、危害最大的破坏性腐蚀。发动机冷却系统中产生的泡沫,直接降低了冷却液的热传导性能,并直接损坏及影响泵的正常运转,还有影响发动机的正常工作。由于重负荷发动机通常采用湿式缸套,即冷却液直接与发动机的汽缸壁直接接触,易由于发动机工作时汽缸震动,在缸壁上发生气穴腐蚀。而新研制的重负荷发动机越来越轻量化,且向着高转速、高增压以及高增压的方向发展,重负荷发动机的缸瓦变得 thinner,冷却液高温变得更快,再加上重负荷发动机工作时,由于汽缸震动和高的冷却液流速,易导致缸外产生气泡以及汽泡核,而发动机缸外气道的产生和的堵塞,即会导致冲击波和射流的生产,损坏汽缸壁表面的保护膜,发生腐蚀,损坏缸体<sup>[5]</sup>。因此,冷却液就需要有良好的抗气穴抗腐蚀和消泡的性能。

(3) 良好的热稳定性和防腐性能:由于行驶的产生直接影响冷却液的工作特性,使冷却液系统和降低冷却液的热传导性能。因此,重负荷发动机冷却液必须拥有良好的防腐能力,减少行驶对冷却液性能的影响,以及防止行驶经过设备及各件的损坏<sup>[6]</sup>。此外,重负荷发动机冷却液还必须拥有良好的热稳定性,以保证冷却液在高温环境下的使用性能不会发生改变。

(4) 良好的防锈蚀:随着制造技术水平的不断

提高,重负荷发动机冷却液的结构越来越复杂,为提高导热率使用了多种导热性好的金属材料,如铜铁、黄铜、青铜和铝合金等部件,而在苛刻工况下,这些金属材料易发生锈蚀和腐蚀。因此,重负荷发动机冷却液必须拥有良好的防锈蚀能力,减少因为锈蚀过程的化学及电化学反应对冷却液使用寿命的影响。

(5) 良好的经济环保性能和储存稳定性:由于更严格的法律法规的提出以及人们环保意识的提高,要求重负荷发动机冷却液具有良好的环境友好性,以满足对环境保护的法规的要求。同时,考虑到经济效益方面的要求,冷却液还必须要有良好的经济性和储存稳定性。

### 2 重负荷发动机冷却液的研制

一般来说重负荷发动机冷却液,主要由基础液和添加剂组成。为了满足冷却液的冷却效果,提高和优化冷却液的综合性能,除筛选合适的基础液外,还需选择合适的添加剂,包括缓蚀剂、缓释剂、防锈剂、消泡剂和助剂<sup>[7]</sup>。

#### 2.1 基础液的选择

在冷却液中,基础液占绝大部分(通常占质量的90%以上),其性能直接影响冷却液的质量。因此,选择合适的基础液,在重负荷发动机冷却液的研制过程中尤为重要。经研究发现,乙二醇、丙二醇及其他醇组成的有机物作为基础液,优于通常使用的无机盐溶液基础液。为了满足重负荷发动机对冷却液的性能要求,在选择基础液时,重点关注的是基础液的抗冻、抗冲性能以及抗穴蚀能力。

在基础液选择中,本文作者引用现代数理方法,对复合基础液展开研究。模糊层次法是一种优选方法,在优选过程中,首先需确定评价的因数和因子的等级,再计算评价权重;然后,运用模糊集合变换的原理构建模糊矩阵;最后,通过多层的复合运算来确定评价对象所属等级,实现优选目的<sup>[8]</sup>。该方法已被广泛应用于设备性能及安全评价、工程项目风险评估等方面的研究并取得了良好的结果。而在冷却液的复合基础液研究中还未见相关报道。

表1给出了乙二醇和丙二醇的理论性能<sup>[9]</sup>。根据重负荷发动机冷却液的性能要求,综合比较了乙二醇基础液、丙二醇基础液和乙二醇与丙二醇复合基础液,在研制过程中拟设基础液的性能指标:优—9,良—7,差—5,如表2所示。

表1 乙二醇与丙二醇的理化性能

Table 1 The properties of ethylene glycol and propylene glycol

基础液	密度(20℃) $\rho/(10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3})$	沸点(101.325 kPa) $T_b/^\circ\text{C}$	凝固点 $T_c/^\circ\text{C}$	冰点 (原注) $T_c/^\circ\text{C}$	粘度(20℃) $\eta/(10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s})$	蒸发压力 (20℃) $p/\text{Pa}$	比热容(20℃) $c_p/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$
乙二醇	1.119	198	-12	119.6	20.91	6.7	2.387
丙二醇	1.036	187.2	-48	107	26.0	9.3	2.420

表2 基础液的特点

Table 2 The characteristics of base fluid

项目	经济性	抗冻性	热稳定性	环保性	抗气穴性
乙二醇	9	7	9	5	7
丙二醇	5	9	9	9	9
乙二醇与丙二醇复合	7	9	9	7	9

### 2.1.1 建立模糊多层次结构模型

在研制过程中,针对重负荷发动机冷却液要求,结合基础液的工作性能,重点针对5种特性性能对乙二醇基础液、丙二醇基础液和乙二醇与丙二醇复合基础液进行优选,建立层次结构模型,如图1所示。



图1 重负荷发动机冷却液的层次结构模型

Fig 1 The hierarchical structure model of the heavy duty engine coolant

根据重负荷发动机冷却液的性能要求,初步确定冷却液将各项性能指标的重要性从大到小依次为经济性、抗冻机速性、热稳定性、环保性、抗气穴性性能,再由矩阵形式表达结构模型中每一层中各因素,对上一层各因素的重要程度,矩阵中各元素按照下述方法确定。(1)因素优于因素,元素取值为1;(2)因素优劣相同,元素取值为0.5;(3)因素劣于因素,元素取值为0。由此建立模糊判断矩阵 $F$ 为

$$F = \begin{bmatrix} 0.5 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0.5 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0.5 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5 \end{bmatrix}$$

再由表2的结果,建立原层次方案层的模糊矩阵 $F_1, F_2, F_3, F_4$ 和 $F_5$ 为

$$F_1 = \begin{bmatrix} 0.5 & 1 & 1 \\ 0 & 0.5 & 0 \\ 0 & 1 & 0.5 \end{bmatrix}, F_2 = \begin{bmatrix} 0.5 & 0 & 0 \\ 1 & 0.5 & 0.5 \\ 1 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix}$$

$$F_3 = \begin{bmatrix} 0.5 & 0.5 & 0.5 \\ 0.5 & 0.5 & 0.5 \\ 0.5 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix}, F_4 = \begin{bmatrix} 0.5 & 0 & 0 \\ 1 & 0.5 & 1 \\ 1 & 0 & 0.5 \end{bmatrix}$$

$$F_5 = \begin{bmatrix} 0.5 & 0 & 0 \\ 1 & 0.5 & 0.5 \\ 1 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix}$$

### 2.1.2 构造基础液的模糊一致矩阵

采用模糊层次分析法进行优选时,最重要的是建立正确的模糊一致判断矩阵,首先对模糊矩阵 $F = (f_{ij})_{n \times n}$ 按行求和,可记为: $r_i = \sum_{j=1}^n f_{ij}, i=1, 2, 3, \dots, n$ ,同时由数学变换 $r_{ij} = \frac{r_i r_j}{\sum_{k=1}^n r_k} + 0.5$ 建立模糊一致矩阵 $R_1 = (r_{ij})_{n \times n}$ ,以及将 $F_1, F_2, F_3, F_4$ 和 $F_5$ 全部转化为模糊一致矩阵 $R_2, R_3, R_4, R_5$ 和 $R_6$ ,

$$R_1 = \begin{bmatrix} 0.5 & 0.6 & 0.7 & 0.8 & 0.9 \\ 0.4 & 0.5 & 0.6 & 0.7 & 0.8 \\ 0.3 & 0.4 & 0.5 & 0.6 & 0.7 \\ 0.2 & 0.3 & 0.4 & 0.5 & 0.6 \\ 0.1 & 0.2 & 0.3 & 0.4 & 0.5 \end{bmatrix}$$

$$R_2 = \begin{bmatrix} 0.500 & 0.833 & 0.667 \\ 0.167 & 0.500 & 0.333 \\ 0.333 & 0.667 & 0.500 \end{bmatrix}$$

$$R_3 = \begin{bmatrix} 0.500 & 0.250 & 0.250 \\ 0.750 & 0.500 & 0.500 \\ 0.750 & 0.500 & 0.500 \end{bmatrix}$$

$$R_4 = \begin{bmatrix} 0.500 & 0.500 & 0.500 \\ 0.500 & 0.500 & 0.500 \\ 0.500 & 0.500 & 0.500 \end{bmatrix}$$

$$R_2 = \begin{bmatrix} 0.500 & 0.167 & 0.333 \\ 0.833 & 0.500 & 0.667 \\ 0.667 & 0.333 & 0.500 \end{bmatrix}$$

$$R_3 = \begin{bmatrix} 0.50 & 0.25 & 0.25 \\ 0.75 & 0.50 & 0.50 \\ 0.75 & 0.50 & 0.50 \end{bmatrix}$$

### 2.1.2 基础液选型的基本排序

层次排序是指针对上一层次的元素,对该层次所有的元素的重要性和优先权重进行排序,其计算方

法如下:  $W_i = \frac{2(\sum_{j=1}^m r_{ij} - 0.5)}{m(m-1)}$  其中  $m$  为取值的阶数。

由计算公式将各值权重为

$$W_1 = 0.25 \quad W_2 = 0.30 \quad W_3 = 0.25 \quad W_4 = 0.20 \quad W_5 = 0.15$$

然后应用相同方法分别解得  $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 、 $R_4$  和  $R_5$  的权重分别为

$$W_1 = \begin{bmatrix} 0.667 \\ 0.333 \\ 0.500 \end{bmatrix} \quad W_2 = \begin{bmatrix} 0.333 \\ 0.583 \\ 0.583 \end{bmatrix} \quad W_3 = \begin{bmatrix} 0.500 \\ 0.500 \\ 0.500 \end{bmatrix}$$

$$W_4 = \begin{bmatrix} 0.500 \\ 0.500 \\ 0.500 \end{bmatrix} \quad W_5 = \begin{bmatrix} 0.333 \\ 0.583 \\ 0.583 \end{bmatrix}$$

### 2.1.4 基础液选型的基本选择

由模糊层次法的计算方法,将  $W_1$  以及  $W_2$ 、 $W_3$ 、 $W_4$ 、 $W_5$  和  $W_6$  的计算结果,计算确定层次总排序为

$$W_1, W_2, W_3 = \begin{bmatrix} 0.677 & 0.333 & 0.500 & 0.500 & 0.333 \\ 0.333 & 0.583 & 0.500 & 0.500 & 0.583 \\ 0.500 & 0.583 & 0.500 & 0.500 & 0.583 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0.25 \\ 0.30 \\ 0.25 \\ 0.20 \\ 0.15 \end{bmatrix} = [0.6218 \quad 0.6009 \quad 0.6624]$$

最后,根据总的权重排序,3种基础液的选型相对优先顺序由大到小依次为乙二醇与丙二酸的复合液、乙二醇、丙二酸。因此综合考虑,选择乙二醇和丙二酸的复合液作为所研制的冷却液的基础液。经过试验及研究分析,按40%~50% (质量分数)的丙二酸和60%~50% (质量分数)的乙二醇复合作为复合基础液,能满足重负荷发动机冷却液对基础液的要求<sup>[2]</sup>。

### 2.2 添加剂的选择

在配制冷却液时往往还需要添加缓蚀剂、缓锈剂、防锈剂、消泡剂和助射剂等添加剂,以改善发动机的工作状态和效率,保护发动机不受侵蚀,以及提高冷却液的性能和使用寿命。

#### 2.2.1 缓蚀剂的选择

为了减少冷却液系统内的腐蚀及电腐蚀,延长发动机的使用寿命,在发动机冷却液中往往需要添加一定的缓蚀剂。通常发动机冷却液的缓蚀剂可分为有机型缓蚀剂和无机型缓蚀剂2种。通常认为有机型缓蚀剂在使用性能、综合防护性能、安全环保性能和使用寿命方面,要优于无机型缓蚀剂。

苯甲酸钠具有优异的防腐蚀性,是一种环保型缓蚀剂,具有无毒且易溶于水 and 乙醇等特点。苯并三唑唑啉酮、铜、铁、镍、锌等金属材料均有良好防腐蚀效果,是一种高效的缓蚀剂,易溶于水 and 乙醇。苯、甲苯、氯仿等。实验发现,将40%~50% (质量分数)的苯甲酸钠和40%~50% (质量分数)的苯并三唑唑啉酮复合作为缓蚀剂,完全能够满足重负荷发动机冷却液对缓蚀剂的要求。

#### 2.2.2 缓锈剂的选择

由于重负荷发动机工作的环境恶劣,再加上其工作时汽缸温度升高,输出功率大燃烧产生的热量多等特点,对冷却液的工作性能提出了更高的要求。因此,在添加剂配方中采用40%~50% (质量分数)的蔗糖基苯二酸和40%~50% (质量分数)的二乙基乙二酸复合为缓锈剂,添加到冷却液的基础液中。

#### 2.2.3 防锈剂的选择

为了保护发动机冷却系统,通常冷却液中还需要添加一定量的防锈剂。防锈剂通过在金属表面形成一层致密的保护膜,抑制水和氧对金属表面的侵蚀,实现减缓或防止金属腐蚀的效率。十七烷基咪唑啉酮基丁二酸盐对黑色金属加铜、铜及其合金,各种镀层有非常好的防锈能力。十七烷基咪唑啉酮基丁二酸盐具有良好的水中性和油溶性,能在金属表面形成保护膜,有良好的防锈能力,可其他防锈剂有协同作用。在冷却液中添加质量分数为0.1%~1%的十七烷基咪唑啉酮基丁二酸盐能满足冷却液对防锈性能的要求。

#### 2.2.4 消泡剂的选择

甲基内酰胺能具有良好的消泡和抑制泡沫产生的能力。其作为消泡剂,能与重负荷发动机冷却液中其他添加剂起协同效应,满足冷却液对消泡剂的要求。在冷却液中添加质量分数为0.1%~1%的甲基内酰胺能满足冷却液对消泡和抑制泡沫产生能力的要求。

#### 2.2.5 助射剂的选择

在研制中由于使用了多种添加剂,需要添加合适的助剂来满足冷却液中各添加剂组分的互溶要求。根据已选择的基础液与各种添加剂的特点,选择乙醇作

为助剂,在冷却液中加入质量分数为2%~5%的乙醇,在不影响冷却液工作性能的基础上,可提高各添加剂的在液能力,以确保其稳定性和延长冷却液的工作寿命。

## 2 研究冷却液的性能及应用

采用40%~50% (质量分数)的内二醇与60%~50% (质量分数)的乙二醇复合作为基础液,复配以适当的缓蚀剂、缓释剂、除锈剂、消泡剂以及防腐剂等添加剂,制备一种重负荷发动机冷却液,经过性能评定及模拟试验,结果如表3所示。

表3 重负荷发动机冷却液的主要性能指标

Table 3 The main property indicators of the heavy duty engine coolant

项目	质量指标	试验方法
外观	透明液体	目视
冰点 $t/^\circ\text{C}$ (不低于)	-25	GB/T 5080
沸点 $t/^\circ\text{C}$ (不低于)	125	GB/T 5080
pH值	8.0	GB/T 5080
防锈性能(35 $\pm$ 2 $^\circ\text{C}$ , 持续, 24 h)	合格	GB/T 5080
泡沫倾向性试验 $t/\text{min}$ , 不大于	180	GB/T 5080
泡沫破灭时间 $t/\text{s}$ , 不大于	5.0	
腐蚀性 $\alpha/(\text{mg}\cdot\text{kg}^{-1})$ , 小于	80	GB/T 5080
气味	无刺激性气味	嗅觉
对汽车有机材料的影响	无影响	GB/T 5080
铜管气穴腐蚀 $\alpha/\text{mm}$ , 不小于	5	GB/T 5080
腐蚀性试验(与铜试片接触无反应) $t/\text{min}$	GB 2910	
膨胀	+5	
收缩	+9	
铜	+3	
铝	-5	
铁	+7	
锌	0.2	

制备的重负荷发动机冷却液,经某物流企业实车

试验,其各项应用指标显示良好,能满足重负荷发动机的使用要求。

## 4 结论

(1) 针对重负荷发动机冷却系统的工作特点,利用模糊层次法对重负荷发动机冷却液的基础液进行分析研究,筛选出的乙二醇和内二醇复合冷却液基础液,具有冷却性和热稳定性良好,抗穴蚀、抗锈、抗泡性好等特点,能充分满足重负荷发动机冷却液对冷却液的要求。

(2) 通过对重负荷发动机冷却液所需添加剂的筛选分析,制备一种重负荷发动机冷却液,经过理论分析和某物流企业实车试验,证明模糊层次法对重负荷发动机冷却液配方研制是可行的,为冷却液配方的研制提出了新的思路。

## 参考文献

- [1] 谷春彬,周斌.重负荷发动机冷却液的研究与应用[J].内燃机与电机,2008,(11):43-179-181.
- [2] YE C H.20075C R Development and present condition of engine coolant for heavy duty engines[J].Lubrication Engineering,2008,(11):43,179-181.
- [3] 刘建峰,尹旭,程松.柴油机直喷燃油冷却液温度控制策略研究[J].内燃机工程,2013,(4):7-12.
- [4] LIU X T, YIN X, HAN X, et al. Study on diesel engine coolant temperature control strategy with feedforward[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(4): 7-12.
- [5] 沈林.重负荷发动机冷却液应用场域研究[C]//第七次全国科学学术大会论文集.北京:中国工业出版社,2011,837-843.
- [6] 苏书晓.8000-3200-C0074 重-轻油车发动机冷却液[M].北京:中国石化出版社,2010,37-96.
- [7] 张明磊,程丙中,李丽春.基于模糊层次分析法的环境友好型厚层机油的研制[J].润滑,2015,23(3):20-24.
- [8] LAY M N, TAYN S Z, LI K C, et al. Study of the environment friendly heavy gear hot rolling oil based on fuzzy analytic hierarchy process[J].Steel Rolling, 2015, 32(3): 20-24.
- [9] 黄福川.全配方案重负荷发动机冷却液,201300093113[P].2013-10-22.
- [10] 张明磊.重负荷牵引车冷却液的研制[M].南宁:广西大学,2014,1-22.

## 中煤张煤机自主研发的 YOXD750 型水介质液力偶合器

由中煤张煤机公司向自主研发的新产品“YOXD750 型水介质液力偶合器”成功取得矿用产品安全标志证书,顺利通过国家矿用产品安全标志中心安全认证,将用于井下实际生产。

“YOXD750 型水介质液力偶合器”系列产品作为传动部件,应用于普通功率 750~325 kW 的煤矿用三相异步电动机。该项目采取理论研究及试验分析相结合、基础研究及产品开发相结合的技术路线自主研发,通过破碎机工况分析研究,偶合器有效理论分析研究,功能分解研究以及关键零件“离心闸”的研究设计等,在国内首次研发了大功率带离心闸的液力式固定型液力偶合器,设备能满足不同工况的需求,有效改善传动系统的启动性能和提高保护性能,提供了一种适用于冲击动力传动系统的有效安全保护方式,填补了国内技术空白。

通过替代进口同类型偶合器的工业性试验表明,设备性能平稳,效率受到了矿方的广泛好评,完全能够替代同类进口产品。其中,项目关键技术“一种液力偶合器用新型离心闸”获得了国家专利。

DOI: 10.3969/j.issn.1000-9263.2017.08.020

## 新型自补偿在线润滑油水分监测传感器响应特性试验研究<sup>\*</sup>

盛晨兴<sup>1,2</sup> 宁朝雄<sup>1</sup> 林建华<sup>1</sup> 张 峰<sup>3</sup> 赵大军<sup>4</sup>

(1. 武汉理工大学船舶动力工程技术交通行业重点实验室 湖北武汉 430063;

2. 武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430063; 3. 东风商用车有限公司 湖北十堰 442002;

4. 深圳瓦波科技有限公司 广东深圳 518131; 5. 长江武汉航道工程局 湖北武汉 430064)

摘要: 目前基于介电常数变化的在线监测润滑油质量和含水率的传感器, 存在着需要对传感器输出数据进行温度补偿的问题。研究一种具有自动温度补偿功能的在线润滑油水分监测传感器。通过实验考察温度和湿度对水分含量对传感器的相位灵敏度动态响应稳定性的影响。实验结果表明, 该新型传感器无需温度和其他补偿, 对润滑油中水分的变化具有较高的线性响应和灵敏度, 能够准确监测润滑油中的水分含量, 且稳定性可靠。

关键词: 电容传感器; 含水量; 在线监测; 水分传感器; 介电常数传感器

中图分类号: TM137 文献标志码: A 文章编号: 1000-9263(2017)08-120-08

## Experimental Study on Response Characteristics of New Self-compensating Online Lubricating Oil Moisture Monitoring Sensor

SHENG Chenxing<sup>1,2</sup> NING Chaolong<sup>1</sup> LIN Jianhua<sup>1</sup> ZHANG Feng<sup>3</sup> ZHAO Dajun<sup>4</sup>

(1. Key Laboratory of Marine Power Engineering Technology in Transportation Industry, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China; 3. Dongfeng Commercial Vehicle Co., Ltd., Shiyan Hubei 442002, China;

4. Shenzhen First Wave Technology Co., Ltd., Shenzhen Guangdong 518131, China;

5. Chang Jiang Wuhan Waterway Bureau, Wuhan Hubei 430014, China)

**Abstract:** At present, the temperature compensation is a need for the output value of the sensor used to monitor the quality and moisture content of the lubricating oil on line based on the change of the dielectric constant of the oil. An on-line lubrication moisture monitoring sensor with the function of automatic temperature compensation was studied. The influence of temperature and moisture content in lubricating oil on the response sensitivity and dynamic response stability of the sensor was investigated through experiments. The experimental results show that the sensor does not need the temperature and other compensation, which has high linear response and sensitivity to the change of moisture in the lubricating oil, and can accurately measure the moisture content in the lubricating oil, the measurement result is stable and reliable.

**Keywords:** capacitive sensor; moisture content; online lubricating oil monitoring; moisture sensor; dielectric constant sensor

在当今的油品检测技术中, 基于介电常数的变化来测定润滑油品质的在线监测仪器和传感器逐渐被采用<sup>[1]</sup>。这种方法监测的是实时温度下的介电常数, 其所对应的是在某一温度下标定的同样号数油或者标准液体的值<sup>[2]</sup>。但由于油液的介电常数是随着温度变

化而变化的, 因此如果对比两者的变化量, 就要计算同样号数油或者标准液体在实时温度下所对应的数值。常用的办法是对测量结果进行温度补偿, 即增加温度传感器测量实时温度, 并根据实验公式或者给定的公式计算同样号数油或者标准液体在实时温度下的补偿值<sup>[3]</sup>。但目前工业上使用的温度传感器都存在较大误差, 会影响结果的准确性; 同时影响润滑油介电常数的因素很复杂, 随着润滑油添加技术的发展, 目前一些润滑油介电常数已经呈现非对温度的非线性反应<sup>[4]</sup>。与此同时, 在线监测工况和环境对于测量电路和润滑油介电常数测量也存在一定的影响。实际上基于介电常数的测量技术, 油液电容值变化是微小的, 而

\* 通信作者: 湖北省高层次人才引进计划项目(鄂科技通[2012] 86号); 长江武汉航道局科技项目。

收稿日期: 2017-01-18

作者简介: 盛晨兴(1989-), 男, 博士, 教授, 研究方向为状态监测与故障诊断, 油液分析与摩擦学等。E-mail: scx14@126.com

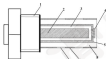
温度补偿的误差和环境工况的影响对测量结果影响非常大。有时甚至可能改变测量结果,这种情况已经限制了相关技术的进步与发展<sup>[1]</sup>。因此,通过自补偿等方式提高该方式的精度与稳定性,十分重要。

本文作者基于一种具有自动补偿功能的在线测油水分监测传感器,通过试验测试,研究验证了在线测油水分监测传感器中使用自补偿的可行性。

## 1 在线测油水分传感器的结构及原理

### 1.1 传感器结构

试验采用的传感器是 FWB-2 型在线测油含水率监测传感器,其结构如图 1 所示。该传感器的外电极为首端开口的筒状结构,中间电极为首端封闭的筒状结构,外电极与中间电极之间形成测被测油液流过的开放空腔,该外电极和中间电极构成一监测电容器。为了使被测油液流畅地、均匀充满地通过传感器的开放空腔,外电极上设置有多个均匀分布的液体节流孔。该液体节流孔与开放空腔与筒状结构外电极的外周相贯通<sup>[2]</sup>。



1.前法兰 2.内电极 3.封管空腔 4.封管孔  
5.中间电极 6.外电极 7.外电极 8.外电极空腔

图 1 在线水分传感器结构图

Fig. 1 The structure of the online moisture sensor

传感器的中间电极的内部为筒状油液放置的封闭空腔,中间电极内部的空间中设置有内电极,该中间电极和内电极构成一补偿电容器。密封的空腔内灌装有同种对比油液(即同牌号原油或岩标准对比液)<sup>[3]</sup>。

### 1.2 传感器的工作原理

传感器探头浸入被测油液时,在与对比的同种号原油或岩标准对比液处于被测油液处于同样的温度,而且内置的信号处理电路受到的环境影响因素以及传感器工艺影响均是一致的,因而被测油液介电常数相对于同种号原油或岩标准对比液体的介电常数而言,消除了温度、环境以及工况的影响,无需进行温度和其他补偿,便可在线监测在被测的综合总烃污染程度和含水率等指标,提高了测量精度,保证了测量

结果,同时省去了温度传感器的安装和使用,传感器的体积减小、质量减轻,在线安装过程操作简单、方便,不会对监测的设备本身造成太大干扰。

考虑到油液介电常数的变化范围,监测电容器和补偿电容器的输出电压按照图 2 所示的传感器内部电容器的介电常数-电压转换关系曲线,由内部处理电路分别转换并自动差值处理输出。



图 2 传感器内部电容器的介电常数-电压转换关系

Fig. 2 The conversion relationship of dielectric constant-voltage of the sensor internal capacitor

## 2 传感器性能测试与分析

### 2.1 实验方案及步骤

实验器材包括 FWB-2 型在线水分传感器, FWB200 在线监测装置、搅拌设备、温度计等。实验油样包括原油(通用机油、美孚佳特 402)、在用通用机油 1(使用 70~100 L)、在用通用机油 2(使用 500~900 L)、水样包括自来水、海水,即加硬排除周期的海水(海水+硬排除剂)。

图 3 为对水分传感器进行性能模拟的试验装置示意图,其中搅拌器用于加速水与被测油的混合速度,同时通过对油液的搅拌使油液动起来,以此来模拟测油液在实际管路中的流动状态<sup>[4]</sup>。



图 3 水分传感器模拟试验装置示意图

Fig. 3 The schematic sketch of moisture sensor simulation test device

需要注意的是油液中的气体会对传感器的正常工

造成干扰,因此必须对油样进行预处理,通常使用超声波清洗来将油液中的气泡排出<sup>[7]</sup>。

实验方案包括:

(1) 测油液温度对水分传感器的影响试验,实验步骤:

① 将传感器和温度计放入一个密闭的容器内,容器内充满油样,试验油和补偿油样为同一种油;

② 对该容器进行水浴加热,依次将恒温槽温度设为 25、40、60、80、90 ℃,待油液的温度稳定之后,采集传感器的输出并记录;

③ 更换油样,重复上述的实验步骤①和②,依次采集 3 种油样的传感器输出;

④ 将采集到的 3 种油样的实验数据绘制成曲线,该曲线能够反映不同油样温度对传感器的影响;

⑤ 同时为进行比较,换用不同型号的油液对上述实验步骤重复进行实验。

(2) 水分传感器对测油液含水率的响应试验,实验步骤:

① 将传感器放入装有适量油样的容器内,使油液浸没传感器,试验油样和补偿油样为同一种油;

② 油液温度保持稳定,用搅拌器不断高速搅拌油液,待油液温度以及传感器输出数据稳定后,采集并记录此时的数据;

③ 根据油液的质量,依次向油液中添加一定质量的水,使油液中水含量分别为 0.05%、0.1%、0.15%、0.5%、1%、1%、2% (质量分数),搅拌均匀和液均匀混合<sup>[7]</sup>,待油液温度以及传感器输出数据稳定后,分别采集记录对应含水量下的数据;

④ 将记录的数据绘制成含水量-输出电压响应曲线,分析结果并得出相应结论。

## 2.2 实验结果及分析

### 2.2.1 水分传感器对温度响应的实验结果

对不同温度下的实验数据进行曲线拟合,结果如图 4 所示。



图 4 水分传感器在不同油液中的温度输出曲线

Fig. 4 The temperature curves of water sensor in different oil

在实验中,因为被测油样和补偿油样是一致的,理论上的传感器输出都应该为 0,已设定内置电路处理

当输出  $U=0$  时,传感器输出  $U=0$ ,但实验中的传感器在油液中的输出均有一定的误差,该误差在室温或低温时则很小,如 25~60 ℃ 之间最大为 0.005 V,这是传感器本身的装配制造误差造成的,由于这个误差随温度单调变化且是近似线性变化,因此可以通过后期软件修正来减少误差。

经实验可以发现,在型号相同、使用程度不同的油液中和在型号不同的油液中传感器输出和温度变化的误差大致相等,输出数据没有明显差异,说明油液温度对传感器的输出没有影响,可以认为对任何被测油液均无需对传感器进行温度补偿。

2.2.2 水分传感器对测油液含水量响应的实验结果  
在在用通用机油 1 试样中分别添加自来水、海水、海水+蔗糖除杂剂等 3 种不同类型的水后,进行水分传感器对含水量响应的实验;在在用通用机油 2 试样中分别添加自来水、海水、海水+蔗糖除杂剂,在美孚佳特 412 中添加自来水,分别进行水分传感器的响应实验。

选用理论含水量在 0~3% (质量分数) 之间的数据进行曲线拟合,结果如图 5、图 6 所示,为了说明试验温度对传感器的输出影响,对实验点温度进行统计,如图 7 所示。



图 5 在用通用机油 1 中理论含水量与传感器输出的关系曲线

Fig. 5 The relationship curve between theoretical water content and the output of the sensor in used oil sample 1



图 6 在用通用机油 2 和美孚佳特 412 中理论含水量与传感器输出的关系曲线

Fig. 6 The relationship between theoretical water content and the output of the sensor in used oil sample 2 and Mobilgard 412



图7 机油中理论含水量与传感器输出的实验点温度的关系曲线

Fig. 7 The relationship curve between the theoretical moisture content of oils and the experimental point temperature of the sensor's output

以上实验中, 回收测油样和补油样一致, 因此

表1 实验数据拟合的数学方程

Table 1 The fitting mathematical equation by experimental data

水样	传感器测出的油 1	传感器测出的油 2
自补水	$y = 0.080 5x - 0.021 8, R^2 = 0.999 1$	$y = 0.081 5x - 0.020 5, R^2 = 0.999 9$
海水	$y = 0.080 2x - 0.021 8, R^2 = 0.997 2$	$y = 0.081 4x - 0.020 5, R^2 = 0.999 3$
海水+煤油样品	$y = 0.077 9x - 0.020 9, R^2 = 0.999$	$y = 0.079 3x - 0.020 7, R^2 = 0.998 3$
自补水+海水样品 0.2		$y = 0.081 5x - 0.020 5, R^2 = 0.992$

响应的平均斜率为 0.081 6, 平均误差为 0.000 1, 平均误差 0.000 3, 平均误差为 0.000 3

实验过程中没有对温度进行控制, 因此实验点的温度波动比较大 (如图 7 所示), 但从表 1 的分析结果和图 5、图 6 可以看出, 实验中温度的变化对传感器输出没有影响, 不需要对传感器进行温度补偿。

为了更确切说明传感器对测油含水率的响应, 模拟发动机温度为  $(80 \pm 5)^\circ\text{C}$ , 在机油中添加水样品后, 采用实验室取样分析含水率的方法, 来进一步说明传感器的响应性能, 结果如图 8 所示。



图8 机油中实际含水量与传感器输出的关系曲线

Fig. 8 The relationship curve between the actual moisture content in the oil and the sensor's output

由图 8 可以看出, 随着油样中含水量逐渐增加, 传感器输出呈线性上升变化, 拟合精度  $R^2$  均达到 0.99 以上, 回归曲线拟合良好<sup>[7]</sup>, 传感器输出与油液含水率的线性关系好, 能够很好地反映出油液中的含水量。

为保证传感器的动态响应稳定性, 以 1 min 为采

实验考验的是传感器对不同类型油液和同一类型不同浓度油液的含水率的响应, 考虑到海洋船舶发动机的水汽率情况, 也考虑了不同的水样, 因为实验中所添加的水不可能与油样完全均匀混合, 因此实验存在一定的误差, 采样理论含水率对应传感器输出, 对实验数据进行拟合, 拟合数学方程如表 1 所示, 可以看出, 在浓度程度不同的同型号油液中, 含水量-传感器输出直线的斜率在误差范围内基本相等<sup>[7]</sup>, 表明同一型号的油液中, 传感器输出随含水率的变化规律基本相同; 对于型号不同的油液, 含水量-传感器输出直线斜率, 截距相差较大, 反映出不同的油液中含水量与传感器输出的响应系数不同。

样时间标准, 测试在某机车厂液压油中加水实验过程中该型传感器的响应曲线, 结果如图 9 所示。



图9 液压油加水过程中传感器响应曲线

Fig. 9 The response curve of the sensor during the process of adding water in the hydraulic oil

由图 9 可以看出, 加水后水分传感器的输出产生突变, 然后迅速稳定下降, 并且能够持续稳定的运行, 该试验表明 实验传感器反应灵敏, 输出稳定性好。

需要说明的是, 实验过程中没有对温度进行控制, 特别参照图 8、图 9 的实验结果, 说明传感器输出没有受到温度的影响, 其温度自补偿性能较好, 而制造误差可以通过后续电路处理来修正和减小。



## 3 传感器的标定方法

上述研究表明,该 FWD-2 型传感器在不同油液中的输出规律不相同,需要进行标定之后才能正常使用。通过以上实验,证明传感器的输出和油液含水率符合  $F = a \cdot W + b$  线性关系方程,并且拟合优度  $R^2$  要达到 0.99 以上,其中  $a$  为传感器输出对含水率的响应斜率,规定为传感器的响应灵敏度系数; $b$  为响应方程截距,即为传感器的标定截距。

因此,该传感器的标定方法如下:

含水率的标定方法:在线测油液水分传感器和标准油含水率在使用温度范围内符合下两线性关系方程,并且拟合优度  $R^2$  要达到 0.99 以上。

$$U_1 = k_1 \cdot W + b_1$$

式中: $U_1$  为传感器标定截距 (V),待标定值; $k_1$  为传感器含水率灵敏度系数,待标定值; $U_2$  为传感器在标准油液中的输出电压 (V); $k_2$  为标准油液含水率。

对于型号相同的测油液,其  $b_1$  值、 $k_1$  相同。对于不同型号的测油液,其  $b_1$  值、 $k_1$  不相同。因此只需要得到传感器在不同含水率的油液中传感器输出读数即可得到  $b_1$  和  $k_1$  的值,完成一次标定。

通常情况下,传感器会提前在实验室环境中用不同含水率的同型号油液来完成标定,但是在实际使用过程中,需要根据实际情况在线修正标定参数<sup>[10]</sup>。

## 4 结论

FWD-2 型在线测油液水分监测传感器对润滑油中的水分有很好的敏感性,传感器输出与含水率线性关系好,同时能保持较好的稳定性。当测油液和补偿油样为同一种时,测油液的温度变化不会影响传感器的输出变化,因此在实际使用过程中不需要温度补偿就能更精准地检测机油的含水率。该型传感器可应用于加油油机、齿轮箱之类的大中型动力设备的测油液水分的在线实时监控中。

(上接第 124 页)

### 参考文献

- [1] GEMPELDF, PRANA K, JINCKE J. Numerical simulation of an axially oil flow in the gearboxes [J]. Journal of Applied Science in the Thermal dynamics and Fluid Mechanics, 2007, 1 (1): 4-6.
- [2] 张志刚. 机车齿轮箱温度及压力场仿真研究 [M]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- [3] LI L, YAKOVLEV M K, BARGHANYE C K, et al. Numerical investigation on fluid flow in gear lubrication [J]. ASME International Journal of Fluids & Lubrication, 2008, 3 (1): 1096-1092.
- [4] 董会卿, 林树和, 向泽敏. 基于流场的齿轮箱内部油液温度模拟 [J]. 机械研究与设计, 2012 (7): 17-19.
- [5] DEFFC C F, LYN T J, HILL X Y. Numerical simulation of flow field in the gearbox based on moving mesh [J]. Mechanical Research & Application, 2012 (7): 17-19.

### 参考文献

- [1] 张峰, 赵峰, 曹志. 基于新型在线监测原理油液温度和颗粒的复合传感器 [J]. 仪器仪表与传感器, 2012 (7): 8-8.
- [2] ZHANG F, ZHANG Y, CAO Y, et al. Oil online composed sensor monitoring viscosity and particle [J]. Instrument Technique & Science, 2012 (7): 8-8.
- [3] 冯伟, 张同杰. 页岩气油液在线监测传感器技术 [J]. 测质与测功, 2012 (2): 11-19-100.
- [4] FENG W, ZHANG M J, HU X Z. Oil online monitoring sensor technology [J]. Lubrication Engineering, 2012, 37 (1): 99-100.
- [5] 朱立志, 吕鹏飞, 吕刚. 基于磁土敏动态补偿原理的土壤研究 [J]. 测质与测功, 2010 (4): 10-12.
- [6] ZHANG Y H, YUE F F, ZHANG K, et al. Experimental study on the dynamic error analysis of the particle optically system [J]. Machine Tool & Hydrology, 2010 (3): 71-73.
- [7] 张强, 顾长华. 制氢度双速率控制的研究 [J]. 测质与测功, 2009 (3): 106-112.
- [8] ZHANG K. The design of the testing system of the thickness of rolled sheet copper [J]. Machine Tool & Hydrology, 2009, 33 (4): 106-112.
- [9] 张峰, 赵峰. 页岩气新型电化学原理油液在线测油液含水率监测传感器研究 [J]. 测质与测功, 2012 (6): 114-118.
- [10] ZHANG F, ZHANG Y, HU X Z. A novel electrochemical impedance spectroscopy sensor for online measurement of water content in oil [J]. Lubrication Engineering, 2011, 36 (3): 110-118.
- [11] 张峰, 赵峰, 孙成波. 带一种具有自动补偿功能的在线监测测油液水分监测传感器 [J]. 测质与测功, 2012 (6): 99-100.
- [12] 曹志. 新型油液综合在线监测诊断系统的研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- [13] 赵峰, 张峰, 李国光. 基于线式比例传感器的测油液含水率监测系统 [J]. 测质与测功, 2012 (3): 107-109.
- [14] ZHANG Y, ZHANG F, ZHANG C L, et al. Design of online real-time monitoring device for water content of building oil lubricant [J]. Lubrication Engineering, 2012, 37 (4): 102-105.
- [15] YONG D Y, ZHANG X F, HU Z Y, et al. Oil contamination monitoring based on dielectric constant measurement [C]. // Proceedings of 2009 International Conference on Measuring Technology and Mechanisms Automation, Zhongguo, 2009, 209-212.

(上接第 124 页)

### 参考文献

- [1] 王立志. 基于热质耦合的燃油电质场与温度场耦合分析 [D]. 长沙: 中南大学, 2010.
- [2] 龙玉刚, 苏振秋, 向文英. 计算流体力学 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2007.
- [3] 江帆. 有限元法在工程中的应用与分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [4] 梅洪涛, 李鹏飞, 马成虎. 车-轴耦合 CFD 流固耦合仿真与测质与测功 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2012.
- [5] 孙成波, 孙成波, 曹志. 基于模糊控制的水电测油液特性数据分析与验证 [J]. 农业工程学报, 2010 (10): 14-16.
- [6] FENG W, CHEN L F, FENG Z J. Case study: lubrication numerical simulation and validation based on multi-level-moving method [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 33 (10): 51-55.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6538.2017.08.024

## 基于特征的骨架油封模块化配置设计<sup>\*</sup>

杨化林<sup>1</sup> 张向鑫<sup>1</sup> 宋正群<sup>1</sup> 杜杰<sup>2</sup>

(1. 青岛科技大学机电工程学院 山东青岛 266061; 2. 烟台顺帆密封有限公司 山东烟台 265200)

**摘要:**为了解决油封关键控制尺寸繁多而导致的设计工作量大的问题,研究骨架油封模块化设计方法,通过骨架油封结构模块化配置设计,实现油封唇型、支撑、主唇和副唇的配置,从而可快速构成不同结构的油封产品形式。通过对骨架油封的重要特征及局部特征的参数化和系列化设计,实现满足特定密封性能要求的油封产品结构参数化设计。在此基础上,开发基于特征的油封模块化、参数化配置设计系统进行油封模块化设计方法,提高设计工作效率和准确度。

**关键词:** 骨架油封; 唇型; 配置设计; 模块; 系列化

**中图分类号:** T136.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6538(2017)08-128-06

## Modular Configuration Design of Skeleton Oil Seal Based on Feature

YANG Hualin<sup>1</sup> ZHANG Qinxin<sup>1</sup> SONG Zhengqu<sup>1</sup> DU Jie<sup>2</sup>

(1. Mechanical and Electrical Engineering College, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao Shandong 266061, China; 2. Yantai Run Fanning Oil Seal Co., Ltd., Yantai Shandong 265200, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of large amount of design work caused by the section control dimension of oil seal, the modular design method of skeleton oil seal was studied. Through the configuration design of skeleton oil seal structure module, the seal support department, main lip and vice lip configuration of oil seal was realized, so as to different structure form of seal products can be formed fully. Through the parameterization and realization design for the important features of the skeleton oil seal and the local characteristics, the parameterization design of oil seal product structure that meets the specific requirements of the sealing performance was realized. The modular design method of the oil seal to use the oil seal modularization based on feature and parametric configuration design system was developed, which improves the working efficiency and accuracy of the design.

**Keywords:** skeleton oil seal feature; configuration design; modularization; realization

由于油封使用工况的复杂性,以及油封微小结构尺寸的差异引起的密封性能和寿命的巨大差异<sup>[1]</sup>,大型订单的定制性特点突出,导致骨架油封结构的标准化和系列化,这也使得油封设计过程更多地体现在微小结构的改变和重复价图上。然而在设计产品的实际设计工作中,为提升设计效率,简化设计过程,典型结构使用频率非常高,相似结构形式的油封存在大量特征相同或相似,即使型号不同、规格不同,产品相似度也很高,因而非常有必要采取模块化设计过程中存在的大量重复性工作<sup>[2-4]</sup>。

工程技术领域中日益成熟并被广泛应用的模块化与系列化设计技术<sup>[5]</sup>,使得产品的零部件设计制造

效率和质量显著提高<sup>[6-7]</sup>。针对油封产品的设计特点,引入模块化与系列化设计思想方法十分必要。

本文作者研究了油封的结构特点和在实际中的设计特点,提出了油封总体结构模块化配置设计与局部结构参数化驱动设计的思想,从油封在尺寸规格和结构形式方面进行模块化、系列化设计,并力图实现标准化设计,并以旋转型骨架油封为例,设计开发了油封模块化设计系统。

### 1 骨架油封结构设计特点分析

骨架油封产品设计具有以下特点:其一,骨架油封不是单纯的橡胶制品,而是橡胶与金属材料结合而构成的零件,当对其进行硫化处理时,各部位需随骨架产生不同程度的收缩,以唇口部位最为复杂<sup>[8]</sup>。其二,油封产品为回转体,虽然结构看似简单,但其端面结构的微小尺寸众多(如图1所示),这些尺寸都对结构在不同程度的影响,并且尺寸之间也有关联。

\* 基金项目: 山东省自然科学基金项目 (ZR2014EL011)。

收稿日期: 2016-10-30

作者简介: 杨化林(1973—),男,硕士,副教授,研究方向为机械CAD/知识工程。E-mail: yanghualin@126.com



图1 密封唇密封副剖面图

Fig.1 The cross section of seal lip and seal

针对上述特点,本文作者研究了密封不同控制尺寸对结构的影响,以及尺寸与密封副性能关系密切程度。研究发现,唇形密封结构尺寸主要可分为3种类型:一是决定密封整体结构形状的基本规格尺寸,主要包括配合轴颈直径 $d$ 、唇径 $d_1$ 等,这些尺寸同时也是客户基本配合要求,其对密封副性能几乎无影响;二是与产品整体密封性能关系最为密切的尺寸,主要为密封唇部的相关结构尺寸,包括唇圆角、唇角和唇口过盈量等;三是微小规格尺寸,如倒圆角、倒斜角等局部特征尺寸,既不影响整体结构,也不影响密封效果,完全是为了构成产品外观。

基于以上分析,本文作者提出了基于特征的密封规格尺寸系列化、结构形式配置化、局部细节尺寸参数化的密封设计方法。

## 2 密封模块化配置设计

密封的结构形式有很多,型号不同,规格不同,形成了密封的规格系列。密封自身结构的特点决定了与产品密封性能密切相关的是唇部结构尺寸,而不是基本规格尺寸。即使型号相同,规格尺寸相同,密封的唇部等关键特征尺寸不同时,产品性能也是巨大,从而形成不同的密封产品。

### 2.1 密封结构模块划分

机械产品模块的定义和内涵不断延伸扩展,其具有一定的相对独立性<sup>[1]</sup>,可单独设计,是系统(装置或零件)的组成部分,可利用其接口尺寸和结构的标准设计实现互换性<sup>[2]</sup>。它是一组可互换的单元,具有相同的接口结构要素,而用途不同或结构特征不同<sup>[3]</sup>。这是宏观的部件级的模块定义和划分方法。利用这一定义,扩展到产品零件内部结构的模块化,根据密封实际设计过程的特点,对唇形密封进行了结构分解,构造出可以配置的特征模块。

根据尺寸和结构分析,可对密封整体结构划分为3个组成功能模块分别研究,划分后的功能模块分别为唇部支撑部,主唇部和副唇部,由此可将密封唇形模块结构划分如图2所示,虚线为模块分割线。这3个模块功能分别实现了与密封唇体进行装配的唇部支撑功能,主唇的密封功能,副唇的防尘保护功能。通过这3个模块创造和配置可得不同类型的需求产品。



图2 3个组成模块

Fig.2 The three parts

### 2.2 唇形密封结构的模块组合关系

#### 2.2.1 副唇结构的分类

唇形密封以副唇为分类标准,其主要结构形式可分为2大类,分别是无副唇型和有副唇型,如图3所示,副唇也叫防尘唇,它的主要作用是防止灰尘等杂质进入密封唇部,避免杂质划伤或磨损唇部和轴。副唇刮除杂质与灰尘,却不能对工作介质进行二次密封,当密封的工作场合为设备内部或清洁工况时,不需要设计副唇。



图3 密封唇有无副唇的2种基本结构形式

Fig.3 Two basic structure forms of seal lip with and without size lip

(a) seal lip with size lip (b)

当密封应用于恶劣工况条件时,必须设计副唇。根据密封使用工况、制造工艺的不同,副唇主要有2种典型结构,如图4所示。密封安装后,由于主唇的过盈配合,使得密封唇部产生挠曲变形,副唇与轴之间配合,或者形成微小的间隙或过盈。副唇的设计最终形成的过盈或间隙要尽可能小,以减少摩擦生热,又要保护内唇的副唇不能被甩出。故设计时,要根据安装及使用环境选择结构类型。



图4 3种侧唇结构

Fig. 4 Three structure forms of side lip

### 2.1.2 止漏结构分类

主唇口的主要基本形式有模压唇口和切削唇口, 前者是利用模具模压成型制造得到的, 模压唇口得到的主唇口形式通常为如图5(a)所示的结构形式, 即模压唇口, 根据安装情况的难易程度不同, 需要对模压唇口上侧边进行切削, 以利其装配, 同时也切除了模压飞边以提高产品精度, 切削唇口的结构形式如图5(b)、(c)所示, 其中图5(b)为将上侧直边全部切削, 不再保留模压边特征, 图5(c)为切削掉直角面保留一部分模压边。



图5 主唇口基本形式

Fig. 5 The basic forms of main lip (a) molded main lip (b) cutting main lip (c) cutting main lip

### 2.1.3 装配支撑结构分类

油封装配支撑部的4种常见的结构形式如图6所示, 内包唇密封的基本外形表面可以设计为基本型C1、波浪型C2和半外圆型C3, 这3种类型都属于内包唇型这一大类, 其中C1是常规式骨架油封最常用的结构设计形式, C2型将唇表面设计为波浪型, 可以增大油封装配后与轴接触的接触压力, 以确保轴向定位, 而外圆唇型C4则减少了脱料的难度, 易加工, 但是实际应用在有轴向定位的设备中, 同时其轴向偏心补偿也较小。



图6 装配支撑部结构示意图

Fig. 6 Sketches of assembly supported part

## 2.2 油封模块化组合

### 2.2.1 接口标准化

根据模块化设计思想, 模块配置必须实现接口的标准化, 装配支撑部和副唇部接口结构如图7(a)所示, 模块分割线位于副唇面凸台中间位置, 两部分模块需在接口处结构形式相同、尺寸相同, 因此分别定义了唇架厚度 $t_1$ 、凸台高度 $h_1$ 、接口直径 $d_1$ 等。

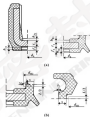


图7 模块接口结构及尺寸示意图

Fig. 7 The structure and dimension sketch of module interface

副唇部和主唇部模块接口如图7(b)所示, 其分割线位于唇部中间位置, 接口必须结构和尺寸相互配合, 因此分别定义了唇部厚度 $t_2$ 、唇部倾角 $\alpha$ 等特征参数。

### 2.2.2 特征码组合

油封设计中借助特征模块化方法, 通过不同组合即可产生大量变型产品, 可满足众多型号与系列, 为了方便设计, 对油封的3个组成模块单元进行编码, 将副唇部模块记作A, 主唇部模块记作B, 装配支撑部记作C, 具体分类见图8—8, 模块产品的编码标记示例说明如图8所示, 产品代号记作P, 其后的3个数字分别依次表示副唇部、主唇部和装配支撑部的形式。



图8 编码示例

Fig. 8 Code example

通过对密封结构进行分解和编码,将密封型号选择转化为模块特征的选择组合。用户选定模块后,系统自动配置相应的特征,通过标准化的图形接口,即可生成如图1所示的产品整体结构。进而将三维参数化设计系统中通过自定义特征方法,组合得到三维结构图形,而其他与密封子特征可利用特征抑制的方式控制图形,将型号不同规格的油封即可实现系列化。

## 2 密封产品系列化设计

密封整体结构的模块化配置完成时,针对具体型号、规格尺寸,则需通过特征参数分别控制,进行详细设计。

旋转式唇形密封截面结构的控制尺寸很多,在系列产品的设计过程中,相较于原产品而言,并不是全部尺寸都需要重新设计。通常情况下,那些与密封性能无关的局部特征尺寸无需改变,而仅高设计主参数等与密封性能密切相关尺寸。如前所述,根据实际设计经验,尺寸分为3类:一是客户定制规格尺寸,即决定装配的基本尺寸(如:配合轴的直径 $d$ 、外径 $D$ 、唇宽 $b$ );二是关键特征的设计尺寸,即对整体结构有重要影响,与密封性能密切相关的功能尺寸,如主唇部位的唇角 $\alpha$ 、唇角 $\beta$ ;三是与密封性能无关的局部特征尺寸,即可以设置为参数值,且一般情况下不需改变大小的尺寸,如倒角圆弧半径 $r_1$ 、上述三类尺寸 $d$ 、 $D$ 、 $b$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $r_1$ 如图9所示。



图9  $d$ 、 $D$ 、 $b$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $r_1$ 位置示意

Fig. 9 Position of  $d$ 、 $D$ 、 $b$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $r_1$

根据3类尺寸划分,基于以下步骤形成产品规格系列化和尺寸参数化。

### 2.1 相同型号油封的尺寸规格系列化

油封的3个规格尺寸(配合轴的基本直径 $d$ 、外径 $D$ 、唇宽 $b$ )主要来源于客户需求。在实际设计中,工程师会根据相关推荐标准、总结经验数据,制定并专门应用于某一用途的油封规格尺寸系列(如表1所示某型号唇形油封规格系列),并建立规格尺寸数据库,设计人员开发出的新产品,通过审核能作为新的产品标准的,可以被添加到规格尺寸数据

库中,为后续设计提供参考。

表1 常用规格尺寸系列表(部分)

Table 1 Commonly used size series table (part)

$d_1$ /mm	$D$ /mm	$b$ /mm	$d_1$ /mm	$D$ /mm	$b$ /mm
—	—	—	38	58	8
50	47	7	38	58	8
50	50	7	38	58	8
50	52	7	38	60	8
52	48	8	38	62	8
52	47	8	40	58	8
52	50	8	40	60	8
52	52	8	40	62	8
55	50	8	42	58	8
55	52	8	—	—	—

### 2.2 关键特征尺寸设计

型号规格完全相同的油封,关键特征尺寸不同,导致密封性能差异,即形成不同的油封产品。进而构成油封的系列,以 $80$ 型,规格为 $35\text{ mm}\times 50\text{ mm}\times 8\text{ mm}$ 的油封为例,其后唇角 $\beta$ 通常设计取值合理范围 $20^\circ\sim 30^\circ$ , $\beta$ 值次增大即可导致主唇部位与轴的接触宽度明显减小,接触宽度的减小进而导致了油封主唇口处最大接触压力为迅速增大,最终使得产品结构密封性能有极大差异。同理,其他的关键特征尺寸如唇角 $\alpha$ 、 $\alpha$ 值、主唇过盈量 $\Delta$ 等等,在合理范围内取不同值,都对产品性能产生较大影响。基于上述原理进行的新设计导致了密封性能的不同,其设计结果实质是形成了一系列不同的新产品。

### 2.3 局部特征参数的设计

确定相同的型号、规格、关键特征尺寸后,设计油封的凸台、圆角等局部特征时,由于不具备功能性需求,通常标准化这些尺寸,有时为了满足几何图形的要求,也会将这些尺寸设计为自由尺寸或者随机尺寸。以图10所示产品的凸台为例,凸台1-凸台3的结构、数量、尺寸不同也使得产品结构产生微小变化,此不详述。



图10 不同凸台的位置

Fig. 10 The position of bump places

## 4 油封模块化配置设计系统开发及应用

### 4.1 模块化配置设计系统总体结构

根据前述分析, 在三维 CAD 系统平台基础上, 设计开发了管架油封的模块化配置设计系统, 设计系统的总体结构如图 11 所示, 主要由用户层、功能层和基础层组成。用户层是油封设计人员和管理人员等用户与设计系统的交互界面; 功能层进行的工作为油封产品的技术分析, 产品及其模具的具体结构设计和详细尺寸设计, 并在最终得到相应技术文档; 基础层主要由尺寸数据库、规则库等构成。



图 11 油封设计系统总体结构框架图

Fig. 11 The general layer diagram of oil seal design system

### 4.2 模块化配置系统设计

系统的结构设计模块主要为型号选择和尺寸设计, 其中型号系列是选择副瓣部、主瓣部、装配支撑部, 而尺寸则为设计规格、关键特征尺寸、最小特征参数数值尺寸, 如图 12 所示。



图 12 结构设计模块主要内容

Fig. 12 The main content of structure design

型号选择方面, 依次选择副瓣部、主瓣部、装配支撑部, 选择过程中, 系统自动检索并更新显示配置下一个模块的选择项, 如选择无副瓣, 系统检索并列出可用主瓣部和装配支撑部, 结束后, 系统根据用户选择的模块自动显示其组成的产品整体图形, 用户根据图形决定其是否满足要求以进行下一步操作。

尺寸设计方面, 首先, 选择规格, 依次对轴径  $d$ 、外径  $D$ 、基本宽度  $A$  按顺序选择, 系统自动检索尺寸  $d$  值检索表显示可用的对应尺寸  $d$  值 4, 例如, 轴径  $d$  选择 25 mm, 系统对数据库的  $d$  检索并更新显示可供常用数值, 推荐 50、52、55 mm 以供选择, 其次, 关键特征的功能尺寸设计, 用户输入尺寸, 系统根据内置规则库计算判断该值是否合理, 以验证其几何结构, 并且以弹窗形式提示用户, 最后, 最小特征尺寸设置为参数值尺寸, 一般不需设计, 只有在需要时并获管理员授权之后才能修改。

图 13 所示为型号选择界面, 分别选择副瓣、主瓣、装配支撑部的形式, 相应选择框下方会以显示对应结构图, 点击“更新显示”即在右下方显示组成的油封整体结构形式图, 图 14 所示为尺寸设计界面, 设计尺寸是否合理, 系统根据规则库提供检验功能计算其几何结构。



图 13 型号选择界面

Fig. 13 The interaction of model selection

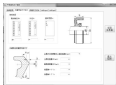


图 14 尺寸设计界面

Fig. 14 The interaction of size design

### 4.3 规则数据库设计

系统支撑数据知识库主要包括产品的标准件数据库、新产品库、知识规则库、用户信息库等。其中油封结构合理性验证规则对于结构设计最为重要。现举例设计说明。

油封的参数化设计过程,由于产品尺寸的微小性,易导致产品几何数据描述中出现异常。在产品结构合理性验证中,每个设计尺寸对象都有自己的知识与规则,知识规则库的合理组织和存储十分重要。

以图13所示典型的土封特征为例阐述油封产品设计中的几何特征验证规则。需考虑除 $a$ 以上结构尺寸,其中 $a$ 、 $a_1$ 为功能尺寸,其余为非功能尺寸,可以参数化。但是当 $a$ 过小,或 $a$ 值过大时,都会导致上侧飞边过度切削而破坏特征。因此, $a$ 、 $a_1$ 在设计时必须考虑几何特征的结构合理性。



图13 土封部分特征尺寸关系图

Fig. 13 The relation of feature dimensions in seal lip

其中:

$$k_1 = \frac{r}{\tan\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\alpha_1}{2}\right)}$$

$$k_2 = \frac{k_1}{\tan\alpha}$$

$$a = a_1 + r_1 - r - k_1 - k_2 - k_3$$

由该部位几何性质可知,若保证 $a > 0$ ,即满足结构要求。

所以 $a$ 和 $a_1$ 需满足关系式:

$$a_1 + r_1 - r - a_1 \times \tan\alpha - \frac{2r}{\tan(\alpha - \alpha_1)} - \frac{k_1}{\tan\alpha} > 0$$

当无法满足该关系式时,则需要判断为更改结构为B2型土封,或者修改其他尺寸。设计自由尺寸,以满足几何上的约束封闭性和完整性。

### 5 结论

(1) 通过骨架油封结构模块化配置设计,实现

了油封按配置需求、土封部和副封部的配置,构成不同结构的油封产品形式。

(2) 通过对骨架油封的重要特征及局部特征的参数化和系列化设计,实现了满足特定密封性能要求的油封产品结构参数化设计。

(3) 基于上述设计方法理论,设计开发了油封模块化、参数化配置设计系统进行油封的参数化、系列化设计,有助于减轻油封产品设计过程存在的重复性劳动,提高设计人员的工作效率和准确率。

### 参考文献

- [1] 杨化强,陶国雄,杜杰. 基于式件架油封模具自动化设计技术研究[J]. 制造与密封,2003,20(12):84-89.
- [2] YANG H L, TAO G X, DU J. et al. Research on mould automation design technology of integrating skeleton oil seal[J]. Lubrication Engineering, 2003, 20(12): 84-89.
- [3] 刘峰. 面向大量定制的产品配置技术及系统研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2008.
- [4] 曹庆,赵彬. 定制化面向大量定制的产品配置系统的研究与实现[J]. 机械设计与制造,2011(6):260-262.
- [5] BANG H, CHANG L, HEEK J. C. Research and implementation of product configuration systems for mass customization[J]. Machinery Design & Manufacturing, 2010(4): 280-282.
- [6] 曹庆,赵彬. 复杂机电产品模块化配置关键技术及应用研究[D]. 西安:西安电子科技大学,2013.
- [7] 曹庆,李增辉. 模块化设计技术研究及系统开发[D]. 长沙:国防科学技术大学,2008.
- [8] SIMPSON T W. A concept exploration method for product family design[D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology University, 1998.
- [9] 曹庆. 基于相似理论的同类系列化产品设计技术研究[D]. 南京:东南大学,2013.
- [10] 杨化强,王杰,陶国雄. 基于式件架油封模具成型模型研究[J]. 制造与密封,2003,20(8):31-34.
- [11] YANG H L, WANG J, TAO G X, et al. Research on structured control model of rotary skeleton oil seal[J]. Lubrication Engineering, 2003, 20(8): 31-34.
- [12] H J M. Modularity technology in manufacturing, economy and issues[J]. International Journal of Manufacturing Technology, 2002, 16(3): 193-198.
- [13] 刘峰. 面向复杂机电产品的模块化产品平台设计方法学研究[D]. 杭州:浙江大学,2004.
- [14] 倪俊,唐任然,徐燕申. 产品模块化设计理论、技术与应用研究进展[J]. 机械工程学报,2004,40(1):58-60.
- [15] HOU L, YANG H X, XU Y H. Research progress on the theory, technology and application of product modular design[J]. China Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(1): 58-60.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.08.020

## 基于动网格的中减速器飞溅润滑内部流场分析<sup>\*</sup>

孙 凯 刘少军 胡小舟

(中南大学机电工程学院, 高性能复杂制造国家重点实验室 湖南长沙 410012)

摘要: 为改进中减速器结构以及飞溅润滑的合理安装布局, 采用 Fluent 软件, 应用动网格技术对非正交螺旋齿面齿轮中减速器飞溅润滑内部流场进行动态数值仿真分析。分析结果表明, 基于动网格技术的动态数值仿真可以较好地模拟中减速器内部流场运动; 在非稳态油膜状态下, 润滑油经过齿轮啮合点后流速运行速度更快, 但在啮合刚进时流场整体运动的影响较小; 齿轮啮入侧压力为正, 啮出侧压力为负, 并且随着转速的增加, 啮入侧和啮出侧压力的绝对值会同步增加。

关键词: 中减速器; 螺旋齿面; 飞溅润滑; 流场

中图分类号: Y226.3 文献标志码: A 文章编号: 0274-1079(2017)08-1017-04

## Analysis on Internal Flow Field of Middle Reducer Splash Lubrication Based on Dynamic Mesh

SUN Kai LIU Shaojun HU Xiaozhou

(State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacturing, College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha Hunan 410012, China)

Abstract: In order to improve the structure of middle reducer and realize the reasonable installation and layout of oil collection tank, the flow field of middle reducer splash lubrication in the non-orthogonal spiral level gear was simulated by using the software of Fluent and based on dynamic mesh technology. The results show that the numerical simulation method based on moving mesh can simulate the flow field inside the reducer. In the condition of two gears immersed in the oil, the lubricating oil runs faster after it passes through the gear engagement point, while the speed of reducer has a little effect on the overall trend of the flow field. The pressure is positive on the engaging-in side and negative on the engaging-out side, and the absolute values of pressure are increased on the engaging-in and engaging-out sides as the rotational speed increases.

Keywords: middle reducer; spiral level gear; splash lubrication; flow field

中减速器为直升机传动系统重要组成部分, 其润滑效率直接关系整个传动系统的工作能力。中减速器在运行过程中会产生大量的热, 如果这些热量不能及时散开, 则会对螺旋齿面造成巨大的损伤, 严重的时候甚至会造成胶合失效。为了避免出现上述情况, 需对中减速器进行润滑处理。直升机传动系统常用的润滑方式有喷油润滑和飞溅润滑<sup>[1]</sup>。喷油润滑适用于高速齿轮润滑并且需要一系列的辅助设备, 这对于空间占用有限、转速相对较低的中减速器来说不太适合, 而飞溅润滑符合要求。为了能够了解中减速器的润滑情况以及为以后改进结构做准备, 需

对中减速器飞溅润滑进行分析。

目前, 国内外学者对齿轮箱内部流场的研究取得了一些成果, 如 LEMFIELD 等<sup>[2]</sup>将齿轮简化为圆柱体, 研究了齿轮箱在倾斜状态的飞溅润滑流场; 张志明<sup>[3]</sup>对一对齿轮的齿轮箱内部流场进行了二维模拟; 分析了齿轮箱内部速度和压力的分布; Li 等<sup>[4]</sup>采用 CFD 的仿真方法研究了齿轮转速、油液高度及螺旋角对润滑流场的影响, 并与试验结果进行了比较; 董春辉等<sup>[5]</sup>采用 Fluent 软件对齿轮箱飞溅润滑进行了仿真分析, 研究了油液深度和齿轮转速的影响, 并根据齿轮对齿顶热理论获得了齿轮瞬态温度场; 王志忠<sup>[6]</sup>对螺旋齿面传动齿轮箱进行了仿真分析, 讨论了润滑油膜度、齿轮转速等参数的影响。但以上文献主要是针对直齿或直齿锥齿面齿轮箱内部流场进行研究流场模拟。由于中减速器螺旋齿面齿轮箱结构复杂以及内部流场较为复杂, 因此对其内部流场的仿真分析研究很少, 本文

\* 基金项目: 国防预研项目 (JH16010000)。

收稿日期: 2016-06-16

作者简介: 孙凯 (1982-), 男, 硕士研究生, 研究方向为减速器飞溅润滑。E-mail: sunkai@csu.edu.cn



在采用 Fluent 软件,应用动网格技术对中低速器飞旋回滑内部流场进行了动态数值的高分辨率。

## 1 齿轮箱飞旋回滑数值分析模型

### 1.1 流场模型

齿轮箱中流体的运动具有明显的旋流特征,为了能够准确分析流体的运动情况,引入 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型。关于参数  $k$  和参数  $\epsilon$  的方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_t \rho \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \rho \epsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_t \rho \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{2\epsilon}}{k} G_k - C_{1\epsilon} \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中:  $\rho$  为流体密度;  $k$  为湍动能;  $\epsilon$  为耗散率;  $t$  为时间;  $i, j$  为各量指标;  $u_i, v_i$  分别为位移和速度;  $\mu_t$  与  $\mu_t$  分别是湍动能  $k$  和耗散率  $\epsilon$  的有效湍流扩散系数;  $\rho \mu_t$  为湍流模型对湍流密度的修正项;  $G_k$  是由于平均速度梯度产生的湍动能项;  $C_{1\epsilon}$  为对 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型系数  $C_{1\epsilon}$  的修正系数; 其余项为模型系数<sup>[1]</sup>。

### 1.2 VOF 模型

VOF 模型通过求解单相的动量方程和处理穿过区域的每一流体的体积分数来模拟 2 种或多种不能混合的流体。在 VOF 模型中,跟踪两相之间的界面是通过求解一相或多相的体积分数的连续方程来完成的。对第  $q$  相,这个方程如下:

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + v_i \cdot \nabla \alpha_q = \frac{\partial \alpha_q}{\partial t} \quad (3)$$

式中:  $\alpha_q$  为第  $q$  相的体积分数;  $v_i$  为速度;  $\Delta_q$  为界面,默认为 0;  $\rho_q$  为密度。

由于齿轮箱飞旋回滑只存在油-气两相,并且 VOF 模型每个控制单元所有相的体积分数之和为 1,即公式简化如下:

$$\alpha_a + \alpha_o = 1 \quad (4)$$

式中:  $\alpha_a$  为空气的体积分数;  $\alpha_o$  为润滑油的体积分数。

当  $\alpha_o = 0$  时,单元中充满润滑油; 当  $\alpha_o = 1$  时,单元中充满润滑油; 当  $0 < \alpha_o < 1$  时,单元中同时存在空气和润滑油<sup>[1]</sup>。

### 1.3 动网格技术

由于齿轮运动过程中流场形状变化很复杂,为了能够更加精确描述出流场的运动情况,可以采用动网格技术来模拟。动网格能根据边界的运动和变形自动调节内部网格节点的分布。齿轮箱飞旋回滑的高采用四面体网格,因此把非结构化与局部重计算法相结

合,使网格节点之间的连接类似于弹簧的连接,可以被压缩也可以被拉伸。只有当网格变形超过设定的标准后,网格就会自动与局部重构以满足要求<sup>[2]</sup>。

## 2 齿轮箱飞旋回滑建模

### 2.1 几何简化模型

由于中低速器尺寸较大,齿数较多,而齿间问题很小,如果不对模型进行简化处理会导致计算工作量过于庞大而不能计算,因此对中低速器模型进行适当简化。计算模型齿数取实际齿数的 0.5 倍,齿数取实际齿数的 0.4 倍,使其在简化模型的同时又尽可能保持其真实性。利用三维造型软件建立齿轮副和箱体三维模型,齿轮副参数如表 1 所示。

表 1 齿轮基本几何参数

Table 1 Basic geometric parameters of gears		
名称	符号	数值
齿数 $Z$	$Z_1/Z_2$	22/17
模数	$m$	2
压力角	$\beta$	20°
压力	$\alpha$	20°
轴交	$\Sigma$	120°

将齿轮副三维模型导入前处理软件中建立流场计算区域,为了满足动网格更新需求,对流体区域进行非结构四面体网格划分,并且适当增大齿间网格<sup>[3]</sup>,最后细化齿轮副啮合区域网格,网格模型如图 1 所示,初始网格共 137 185 个节点,740 260 个单元。



图 1 网格模型  
Fig. 1 Grid model

### 2.2 物理参数及边界设置

齿轮箱内部流体由润滑油和空气组成,常温状态下润滑油密度为  $982 \text{ kg/m}^3$ ,动力粘度为  $3.96 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,小齿轮转速  $\omega = 4\ 459 \text{ r/min}$ ,小齿轮浸油深度  $8 \text{ mm}$ ,初始液面如图 2 所示。



图2 齿轮箱初始液面

Fig.2 Initial liquid level of gearbox

箱体内部表面和齿轮表面设置为固定壁面, 齿轮运动通过自定义函数 (UDF) 定义, UDF 程序如下:

```
#include "udf.h"
#define CC_MOTION (rotating_right, sh, vel, omega, time, shime)
omega [0] = 122.1688;
omega [2] = -284.3644;
DEFINE_CC_MOTION (rotating_left, sh, vel, omega, time, shime)
omega [0] = 467; |
```

## 5 齿轮箱飞旋侧滑仿真结果

### 5.1 齿轮箱内部流场分布

齿轮通过转动带动箱内的润滑油从而带动齿轮和轴承, 小齿轮沿 $z$ 轴正方向转动, 旋转一周设定为一个周期 $T$ , 选取3个比较典型时刻在齿轮箱内部流场图, 如图3所示。



图3 齿轮箱不同时间液面分布

Fig.3 Fluid distribution of gearbox at different time

如图3(a)所示, 在 $t=0.25T$ 了时, 两齿轮侧滑油还没有汇合, 小齿轮和大齿轮都带起了大量的润滑油, 由于小齿轮转速大于大齿轮, 因此小齿轮转动角度更大并且带起更多润滑油。如图3(b)所示, 在 $t=0.67T$ 时, 小齿轮侧滑润滑油与大齿轮侧滑润滑油在啮合处附近汇合碰撞, 这给啮合处带来了大量的润滑油, 同时由于汇合碰撞使润滑油的运动方向发生改变, 最后汇合后的润滑油沿着如图所示方向流动, 在齿轮啮合处, 由于两齿轮啮合挤压导致一部分润滑油从齿轮两端环面被挤出, 如图3(c)所示, 在 $t=1.33T$ 了时, 润滑油不断在啮合点处汇集, 由于啮合处润滑油流量过大, 导致大部分润滑油的齿轮面向齿轮两端流动, 通过啮合点并沿侧滑油继续沿着环面的方向流动。

### 5.2 齿轮箱内部压力分布

齿轮箱内部由于齿轮的啮合作用会导致齿轮啮合处的压力出现较大的变化, 由于啮合区域处于两齿轮的交界处, 不能很直观地看出啮合区域的压力分布情况, 为了更好地表示出啮合处各种齿轮啮合处压力的分布情况, 假定小齿轮旋转3周流场达到稳定, 选取 $3T$ 时刻小齿轮的压力分布如图4所示。



图4 小齿轮压力分布

Fig.4 Pressure distribution of pinion

图4中小齿轮是逆时针转动, 啮合处的左侧为啮合入口, 啮合处的右方为啮合处的出口, 从图中可知, 齿轮啮合侧为压力的最大数值, 啮合侧为压力最小数值且压力值小于标准大气压, 出现负压。

图5给出了齿轮啮合侧和啮合侧的压力随时间变化曲线, 初始阶段由于啮合处没有润滑油, 压力大小为外界大气压, 随着时间的推移, 啮合入口处出现负压, 啮合出口处出现负压, 压力随着时间出现较大的波动。



图4 齿轮啮合处入口和出口处压力变化曲线

Fig. 4 Transition of pressure at inlet and outlet of gear meshing

为了说明稳态时流场的运动趋势,选取了  $T$  时刻流场的流线如图4所示,可见稳态时润滑油经过齿轮啮合处后继续向两齿轮中间区域流动,并且润滑油在啮合处的速度最大。



图4 稳态流线图

Fig. 4 Streamline of steady state

### 3.3 转速对流场的影响

#### 3.3.1 转速对润滑效率的影响

齿轮飞溅润滑影响因素有很多,其中转速是很重要的一个因素。为了探究转速对飞溅润滑的影响同时也为了了解实际整机速度下齿轮箱内部流场的分布,选取小齿轮转速为  $5\pi$ ,使其线速度与真实整机速度相等,齿轮运动方向一位置的结果如图5所示。



图5 齿轮箱不同时间流场分布

Fig. 5 Fluid distribution of gearbox at different time

比较图3和图7,在  $t=0.25T$  和  $t=0.67T$  时刻,两齿轮流场分布差别不大,这是因为大小齿轮的转速在同时提升,导致重合处碰撞抛头的能量也随之增大;在  $t=1.33T$  时,可以看出经过啮合点时图7中流场运行速度更快,但是总体运动趋势基本一致。

#### 3.3.2 转速对飞溅油膜分布的影响

图8显示的是在不同转速下,齿轮啮入侧压力随时间变化曲线,可知,随着转速的增加,啮入侧的压力也随之增加,同理做本在不同转速下,齿轮啮出侧压力随时间变化曲线如图9所示,可知,随着转速的增加,啮出侧压力的绝对值也随之增加,这是因为齿轮转速越高,单位时间内从啮合处通过的润滑油也会增加,这样就会导致啮合处压力增大,压力波动也会更大。



图8 啮入侧压力变化曲线

Fig. 8 Pressure curve of gear meshing inlet



图9 啮出侧压力变化曲线

Fig. 9 Pressure curve of gear meshing outlet

## 4 结论

(1) 基于动网格技术,对中低速箱内部流场进行了数值模拟仿真,得到了齿轮箱内部流场分布情况,为润滑油及导油管的结构和安装提供了参考依据。分析结果表明:基于动网格技术的动态数值仿真可以较好地模拟中低速箱内部流场运动。

(2) 初步分析了转速对内部流场分布的影响,结果表明,双齿轮啮合情况下,齿轮转速的提升对流场整体运动趋势影响较小,但压力影响较大,随着转速的增加,啮入侧和啮出侧压力的绝对值也随之增加。

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.08.026

## 自润滑微胶囊摩擦学研究进展<sup>\*</sup>

李鑫 杨保平 慕波 郭军红 崔锦峰

(兰州理工大学石油化工学院 甘肃兰州 730050)

摘要: 综述微胶囊技术在复合材料发展中的应用状况, 介绍微胶囊基体的制备方法及自润滑微胶囊在润滑领域的应用, 并探讨自润滑微胶囊在聚合物基体中的摩擦机制, 指出自润滑微胶囊多元化协同减摩抗磨效应复合材料中的发展方向。

关键词: 自润滑; 复合材料; 减摩抗磨; 协同效应

中图分类号: T0117.1; 文献标志码: A; 文章编号: 0274-1079(2017) 08-026-06

### Advance of Tribology of Self-lubricating Microcapsules

LI Xin YANG Baoping MU Bo GUO Junhong CUI Jinfeng

(College of Petrochemical Technology, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

Abstract: The recent progress of the application of microcapsule in composites was reviewed. The common preparation methods and the application of self-lubricating microcapsules in tribology were summarized. The mechanism of self-lubricating microcapsules in polymer matrix was discussed. And synergistic friction-reducing and anti-wear effect of the self-lubricating microcapsules in the composites was pointed out.

Keywords: self-lubrication; composites; anti-wear and friction-reducing; synergistic effect

微胶囊是通过物理、化学手段将气态、液态或者固态物质包覆在一层致密外壳膜面而形成的一种复合材料。微胶囊壳材一般为无机材料和聚合物材料两类<sup>[1]</sup>。芯材可为水溶性或者油性化合物。芯材的结构、形态直接影响材料的应用和性能。为使微胶囊化过程顺利进行, 应满足壳材与芯材不发生化学反应, 壳材的界面张力要小于芯材的张力。近年来, 随着微胶囊技术的发展, 微胶囊技术已从传统的医药包埋领域逐渐发展到聚合物复合材料功能改性方向。这主要是因为传统的聚合物复合材料已无法满足各种复杂苛刻工况环境使用要求。

微胶囊特殊的芯壳结构一方面有效阻隔了芯材不受环境破坏, 另一方面微胶囊的机械性能拓展了聚合物材料的应用范围。微胶囊由于其特殊的核-壳结构使其可用充填改性聚合物材料并赋予材料增韧、阻燃、红外隐身及自修复等功能。李海杰等<sup>[2]</sup>以聚脲为壳

材, 桐油油为芯材, 制备了桐油油微胶囊, 考察了芯壳质量比对微胶囊芯材含量和壁厚影响。结果得到微胶囊的平均粒径为 430 μm, 壁厚约 5 μm, 芯材含量为微胶囊质量的 53.25%; 并将制备的微胶囊与线型低密度聚乙烯 (LLDPE) 复合后, 对复合材料的摩擦磨损性能进行了测试。结果表明, 添加质量分数为 20% 的桐油油微胶囊时, 复合材料的摩擦系数及磨耗率较纯 LLDPE 分别降低了 25.4% 和 45.2%, Li 等<sup>[3]</sup>采用聚脲壳及聚氨酯制备了聚脲包埋离子液体磺胺胶囊, 并将微胶囊添加于环氧树脂基体材料中, 通过对其摩擦磨损性能进行考察, 结果表明, 加入质量分数 20% 的微胶囊后, 复合材料的摩擦系数和磨耗率分别较纯环氧树脂下降了 46.7% 和 44.9%, Li 等<sup>[4]</sup>通过溶液法及涂膜法制备了桐油油为芯材, 聚脲为壳的微胶囊, 然后将微胶囊添加于环氧树脂基体材料中, 对复合材料的摩擦学性能进行了考察, 研究表明, 当加入质量分数 15% 的桐油油微胶囊时, 复合材料的摩擦系数仅较纯环氧树脂的 43%, 磨耗率下降了 54.7%。

近年来, 微胶囊技术的发展使得其在自润滑材料中的应用逐渐成为材料学者的研究热点。桐油材料亦为一种高效节能材料, 桐油材料经形态变化分为固体桐油材料和液体桐油油。固体桐油材料可分为层状无机物及聚合物基桐油树脂等。层状无机物包埋过贵金属二硫化物 (二硫化钨、二硫化钼、二硫化铋)、石

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51463004); 甘肃省自然科学基金项目 (1508GSF0001)。

收稿日期: 2017-01-23

作者简介: 李鑫 (1990-), 男, 硕士研究生, 研究方向为聚合物摩擦学, E-mail: qglx16@126.com。

通信作者: 杨保平 (1960-), 博士, 教授, 研究方向为聚合物摩擦学, E-mail: 282799281@qq.com。

层等。层与层之间以较强的范德华力结合,易被晶面磨擦发生塑性变形从而表现出良好的减摩性能。液体润滑油包膜合成烷基润滑油、烷基芳烃、酯类合成油、全氟聚醚润滑油、聚硅氧烷、离子液体润滑油等,其中液态润滑油润滑机制主要依靠在摩擦表面形成润滑膜,防止摩擦件相对偶件的直接接触,从而起到优异的减摩润滑效果。将液体润滑油膜化研究不仅有效改善了材料的摩擦学性能,而且有效阻止了材料氧化变形,提高了聚合物基体材料的化学性能,为复合材料的工业化应用提供了新的方向。本文作者将通过润湿材料的膜化、膜化润湿材料的研究现状以及自润湿膜化/复合材料摩擦机制研究等几方面对自润湿膜化摩擦学的研究进行综述。

## 1 润湿材料的膜化研究

润湿材料的膜化研究,并将其应用于聚合物复合材料领域,使得润湿材料和基体材料的应用更加广泛。近年来,封装技术一直成为研究领域的热点和重点,常见的封装方法有化学法、物理法和物理化学法。化学法有原位聚合法、界面聚合法、乳液聚合法,物理法有吸墨干膜法、空气悬浮法、滴液涂布法、离心挤压法、旋涂悬挂分离法等;物理化学法有复配法、水相分离法、油相分离法、干燥法(反相乳化法)、紫外光敏硬化法。其中使用化学法制备微胶囊更为常见,具体包括原位聚合法、界面聚合法、乳液聚合法。

### 1.1 原位聚合法

原位聚合法制备自润湿微胶囊时,是单体在润湿剂液滴表面形成聚合物,聚合物随分子链的增加变为高聚物,进而将芯材包封,随反应的进行,分子链不断增长,将芯材润湿剂固封,得到了核-壳结构复合材料。原位聚合法选择原料、聚合反应的关键在于包封前润湿剂液滴是否在芯材液滴表面沉积,进而引发了分子链的进一步增长。JIN等<sup>[1]</sup>通过原位聚合法以固相石墨为芯材,聚脲树脂为壳材,苯乙烯-马来酸酐共聚物为乳化剂,制备了粒径可控和高粘度的相变储能微胶囊。LEE等<sup>[2]</sup>以三聚氰胺-甲醛树脂为壳材,芳香油为芯材,并加入阿拉伯胶、十二烷基磺酸钠、Tween-20等为反乳化剂,通过原位聚合法合成了平均粒径为12~15 μm,芳香油包封率为62%~80%的微胶囊。

### 1.2 界面聚合法

界面聚合是通过不同单体在两相界面发生反应而聚合,具体反应过程为:首先将芯材润湿剂、单体A亦为分散相、水相作为连续相,乳化形成O/W或者W/O乳液,再加入单体B,控制反应条件,两单

体向两相界面移动,在界面引发聚合,从而将芯材润湿剂包埋形成微胶囊形状。界面聚合反应制备以聚氨酯、聚酯、聚脲、聚氨酯、聚苯乙烯、聚丙烯酰胺、聚脲树脂作为包壳材料的微胶囊或者性好,陈少峰等<sup>[3]</sup>采用界面聚合以硬脂酸丁醇为芯材,制备了外壳体为甲苯-2,4-二异氰酸酯(TDI)和二乙胺三胺(DI-TA)反应形成的聚脲壳层,内壳体为TDI与异丙二醇2000(IPG 2000)反应形成的聚氨酯壳层的多层微胶囊复合材料,并发现多层微胶囊比单层微胶囊稳定性 and 韧性性更好。Mao等<sup>[4]</sup>以单苯二甲酰氯和二甲乙基二胺为单体,采用界面聚合法制备以微胶囊为芯材的聚脲基膜微胶囊,并研究了其在电泳显示领域的应用,发现用OP-14改性过的微胶囊分散性更高。在直流电压和电场下迁移到正极的时间缩短,微胶囊产率大幅增加。魏文娟等<sup>[5]</sup>通过甲基丙烯酸甲酯在石墨表面与包埋层界面引发自由基聚合从而对复合材料进行封装,制备了粒径在1 μm左右的微胶囊粉了,微胶囊分布均匀,壳体与芯体匹配良好,不易剥离。界面聚合工艺简单,但必须满足分散相和连续相中的单体具备反应活性,这对于微胶囊材料的选择限定性较大,大大降低了微胶囊的应用范围。

### 1.3 乳液聚合法

乳液聚合法首先是芯材,乳化剂在连续相中分散为乳液状态,再加入单体引发剂在一定条件下引发单体聚合从而形成核壳结构的聚合方法。杨改霞等<sup>[6]</sup>采用乳液聚合法制备了聚甲基丙烯酸甲酯包埋十六烷的相变储能微胶囊,该胶囊的平均粒径为0.7 μm,包埋率达64%,相变温度和相变焓分别为17.64℃、150.1 J/g,加入交联剂能够将微胶囊的耐热温度由160℃提高至170℃。陈旭和王娟<sup>[7]</sup>以石墨为芯材,60F树脂为壳材,石墨树脂为改性添加剂,采用乳液聚合法制备了相变微胶囊,并讨论了微胶囊制备工艺中的乳化剂选择与相变微胶囊粒径分布的关系,建立了高相分布模型,结果表明:微胶囊呈圆球状,表面较为光滑;其壁厚均为75 nm,且具有较好的弹性;微胶囊的粒径分布基本服从高斯分布,微胶囊的平均相变焓为144.1 J/g,对石墨的包埋率为64.2%,单晓峰等<sup>[8]</sup>采用乳液聚合法制备了以相变物质正十八烷为芯材,苯乙烯-甲基丙烯酸共聚物为壳材的微胶囊,并采用扫描电子显微镜、激光粒度仪、激光扫描量热仪对制备的微胶囊进行了性能测试,获得了相变焓值为133.5 J/g的表面光滑、粒径在4 μm左右的微胶囊。

乳液聚合的优点在于:(1)以水作为连续相,环保安全;(2)聚合速率快,分子量大,产率高;

(3) 微胶囊颗粒细小且均匀, 填充于聚合物基体材料中的分散性较好。

## 2 微胶囊润滑材料的研究现状

聚合物基复合材料作为一种性能优异的工程材料在建筑、航天、机械等领域应用广泛, 其作为轴承、齿轮等材料使用时, 在外界机械力和摩擦力的作用下会导致材料使用寿命下降, 从而对聚合物材料提出了更高的要求。减摩耐磨材料的研究为工程材料开辟了新的方向, 通常通过添加润滑剂的方式来减小摩擦, 提高耐磨性能从而改善耐磨性。常用的润滑剂有 2 种: 固体润滑剂和液体润滑剂。固体润滑剂包括常见的层状晶体结构物质如石墨、二硫化钼<sup>[1]</sup>、纳米蒙脱土<sup>[2-4]</sup>等, 高分子润滑剂如聚四氟乙烯<sup>[5]</sup>、聚酰亚胺<sup>[6]</sup>等。固体润滑剂摩擦因数较大, 无润滑作用, 减磨性差, 且塑料类固体润滑剂由于结构硬脆性、导热性差从而极大地限制了其应用范围<sup>[7]</sup>。液体润滑剂的润滑性能优越, 但液体润滑剂由于与聚合物基体分子结构的差异性导致相分离结构的产生, 大大影响聚合物基体的机械性能, 降低了材料的使用效率。微胶囊包覆技术, 不仅解决了相分离问题, 而且在有效改善复合材料摩擦性能的同时, 最大程度地保持材料的机械性能, 扩大了材料的应用范围。

KHILN 等<sup>[8]</sup>将含有液体润滑剂或减磨剂的微胶囊加入环氧树脂中, 考察了不同颗粒和含量的液体润滑剂对环氧树脂摩擦性能的影响, 结果表明: 与纯环氧树脂的摩擦因数 0.492 相比, 添加质量分数 1.5% 和 30% 小尺寸微胶囊 (直径 18—60  $\mu\text{m}$ ) 后摩擦因数分别下降至 0.299 和 0.13; 添加质量分数 1.5% 和 30% 大尺寸微胶囊 (直径 63—90  $\mu\text{m}$ ) 后摩擦因数分别降至 0.12 和 0.085。微胶囊的加入, 可以极大地提高材料的自润滑性能, 同时大尺寸以及高含量的微胶囊对材料的减摩性能有明显的改善, 这主要是因为大尺寸微胶囊中含有更多的液体润滑剂, 对材料摩擦因数的下降会有更大的贡献。KHILN 等<sup>[8]</sup>还将 HDI 胺固化加入聚合物基体中合成了一种新型的抗磨复合树脂, 微胶囊颗粒释放的 HDI, 起到了边界润滑作用, 实现了良好的减摩作用, 同时 HDI 遇空气中的水蒸气反应生成的聚氨酯, 可填充摩擦过程中产生的犁沟, 从而可防止摩擦裂纹扩展, 大大提高了复合材料的耐磨性。潘朝平等<sup>[9]</sup>以石墨为芯材, 环氧树脂为壳材, 采用原位聚合法合成了相变微胶囊, 并将其作为填料加入超高分子聚苯乙烯 (UHMWPE) 基体材料中, 并通过 M-2000 型摩擦磨损试验机评价了复合材料的摩擦学性能, 结果表明: 质量分数 20% 的微胶囊的改性效果最好, UHMWPE 复合材

料的耐磨性较纯 UHMWPE 提高了 28.2%, 摩擦因数降低了 65.6%。相变微胶囊的加入不仅使得摩擦过程中所产生的摩擦热被局部吸收, 避免了材料热变形而降低了材料的摩擦, 而且石墨在摩擦同时起到了润滑的效果。彭涛和苏允业<sup>[10]</sup>将环氧树脂作为基体材料, 用聚脲树脂包埋四氯乙烯制得的微胶囊加入环氧树脂基体中, 通过高速往复摩擦磨损试验机对复合材料的摩擦性能进行测试, 结果表明, 随微胶囊含量的增加, 复合材料的摩擦因数降低, 磨痕面积减小; 复合材料初始摩擦阶段为干摩擦条件下的磨痕磨粒, 摩擦后期芯材四氯乙烯挥发, 表现为湿摩擦条件下的磨痕磨粒。郭军红等<sup>[11]</sup>通过种子悬液聚合法制备了氯化石墨烯/聚苯乙烯以层包覆石墨颗粒的减磨胶囊, 利用不同浓度悬液制备了双壁微胶囊/聚苯乙烯复合材料, 并通过高速往复摩擦磨损试验机评价了复合材料的摩擦学性能, 结果表明: 双壁微胶囊在基体中具有较好的分散性和相容性, 且对聚苯乙烯基体具有良好的增韧作用和减磨性能。

微胶囊技术在涂层领域的应用也较为广泛, YANG 等<sup>[12]</sup>通过溶胶-凝胶法制备了离子液体 (1-丁基-3-甲基咪唑六氟砷) 为芯, SiO<sub>2</sub> 为壳的微胶囊, 将其作为润滑剂添加到环氧树脂涂层中, 研究其摩擦学性能, 结果表明, 在摩擦过程中磨痕表面溶出的离子液体能够在摩擦表面形成润滑膜, 防止涂层和钢球之间的直接接触, 使聚脲涂层的摩擦因数降低 30%, 磨痕降低 60% 以上。BANDREJA 等<sup>[13]</sup>以离子液体为芯材, 聚氨酯为壳材, 通过溶胶凝胶法制备了粒径大小为 5  $\mu\text{m}$  左右的、壳体无缺陷的自润滑微胶囊, 将其应用于聚四氟乙烯涂层, 在高速高载条件下使摩擦因数降低了 12%, 磨痕率降低了 70%。KHILN 等<sup>[14]</sup>通过原位聚合法制备了聚脲树脂包埋液体石墨, 并加入有机硅树脂, 复合化后涂覆于合金表面, 摩擦测试表明, 涂覆有机硅的合金的摩擦因数为 1.97, 加入质量分数 10% 和 20% 液体石墨微胶囊后, 复合涂层的摩擦因数分别降低至 1.08 和 0.75。ARJANA 等<sup>[15]</sup>通过界面聚合法制得了聚脲树脂包埋润滑油微胶囊, 并利用电化学法将其沉积到金属基体表面, 复合涂层的体积磨损率仅为纯聚脲层磨损率的 1/30, 摩擦因数从 0.4 降低至 0.2。朱立群和廖莎<sup>[16]</sup>通过水相分相法制备了以润滑油为芯材, 聚苯乙烯为壳材的微胶囊, 并利用电化学法与金属铜形成了复合镀层, 通过钝化、缓蚀剂对铜镀层后的表面微件进行修复, 发现微胶囊涂层修复后起到了润滑的作用。

聚合物复合材料的减摩耐磨性可以通过微胶囊化的润滑材料来实现, 但由于塑料材料与聚合物基体材

料的相容性以及微胶囊芯材较低的机械强度,导致微胶囊复合材料的机械性能比基体材料有所降低。为了解决这一问题,研究者通过将增强材料如纤维、碳纤维束管、石墨棒等与微胶囊组成三元复合材料,从而既提高材料的减摩抗磨,又提高材料的机械性能。GIZO 等<sup>[16]</sup>在双酚 A 型环氧树脂中,添加以桐油油(70%)为芯材、第三聚胺胺单胺为壁材的微胶囊,同时加入碳纤维(5CF)、纳米 SiO<sub>2</sub> 作为摩擦添加剂提高材料的耐磨性能。结果表明,在滑动摩擦测试过程中,微胶囊在载荷作用下先层破裂然后共同脱落,将摩擦产生的热量吸干,其内部空腔位置和桐油油的共同作用使得复合材料的耐磨性能提高。KARIN 等<sup>[17]</sup>将聚脲树脂包埋液体石墨微胶囊,聚脲包埋剂 HBA 微胶囊和碳纤维共同加入环氧树脂基体材料中。发现当加入质量分数 2.3% 石墨微胶囊、质量分数 2.3% HBA 微胶囊、质量分数 8% 碳纤维时,环氧树脂复合材料摩擦率从  $1.08 \times 10^{-3} \text{ m}^2/(\text{N} \cdot \text{m})$  降低到  $0.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2/(\text{N} \cdot \text{m})$ , 摩擦系数从 0.67 降低到 0.49。这是因为,聚脲树脂包埋液后形成的液体石墨能起到润滑作用,大大降低了复合材料的摩擦系数。聚脲包埋剂包埋后将芯材 HBA 释放,遇空气中的水蒸气时反应生成聚脲,起到了自修复的作用,因而复合材料的耐磨性提高;此外,碳纤维的加入,不仅大大地改善了摩擦性能,而且明显提高了三元复合材料的力学性能。KARIN 等<sup>[17]</sup>将聚脲树脂包埋复合芯材液体石墨和碳纤维束管加入环氧树脂基体中,发现随着微胶囊含量的增加,材料的减摩抗磨性能得到了很大改善,摩擦系数从 0.67 降低至 0.49,降低了 62.2%;复合材料的硬度和弹性模量分别从 137.8 MPa 和 2.2 GPa 降低到 113 MPa 和 1.5 GPa。

## 2 自润滑微胶囊/复合材料摩擦机制研究

微胶囊技术通过使用液体润滑剂包埋的方式添加到聚合物基体中不仅可以有效地解决了润滑剂分散性问题,最大限度地保持基体材料的机械性能的同时还大大改善了复合材料的摩擦性能。马国栋等<sup>[18]</sup>将脂肪族加成二烷基硫化物(RC2540)做成微胶囊,并用四球摩擦试验机考察了 RC2540 微胶囊作为聚乙烯二胺基础油的添加的摩擦减阻性能。结果发现:添加质量分数 3% 的微胶囊的聚乙烯二胺基础油在 314 N 下的摩擦系数可低至 0.44。液体润滑剂微胶囊在摩擦副表面磨削过程中,先在载荷和转速的综合作用下被磨碎,释放出液体润滑剂。在摩擦界面生成或表面膜可以降低摩擦和减少磨削。这种边界润滑状态的润滑机制为在摩擦界面生成一层表面膜。这种表面膜对于摩擦过程中产生的基态效应和犁沟效应产生不同的

作用。

从微观角度分析,由于桐油油中含有少量活性物质,具有化学活性。该分子吸附或吸附了桐油油分子牢固吸附在金属表面,形成分子定向排列的分子层或多分子层的物理吸附膜。界面间的物理吸附膜相互摩擦时摩擦界面剥离,并且提供了一个具有切线力的界面。因此聚合物复合材料的摩擦系数降低并避免发生表面腐蚀。随摩擦的进行,摩擦界面温度升高,活性分子与对偶金属摩擦件之间形成金属皂。该金属皂依靠化学吸附在金属表面。在高载荷和高速度条件下均不会被破坏,具有较低的摩擦系数。桐油油对于金属的吸附能力随金属表面距离的增加而减小。第二层桐油油分子的吸附主要是依靠吸附第一层分子。当达到饱和吸附状态时,摩擦界面具有良好的润滑性能。同时摩擦系数也保持了稳定的最低值<sup>[19]</sup>。故而稳定且较低的摩擦系数的获得必须在摩擦界面上具备一定厚度的桐油油膜,这也与微胶囊介体量来决定。

## 4 结语

微胶囊技术的应用为聚合物工程材料领域提供了新的方向。微胶囊功能化探究、芯材与壁材选择、制备方法的创新仍是研究的热点和难点。微胶囊填充聚合物材料存在诸多问题,如对基体材料力学性能、相容性、分散性的影响等。因此,探索多功能微胶囊,研究多元组分之间的协同性,实现“有机型材料杂化、功能化双壁及多壁微胶囊改性聚合物基体材料”作为一个新的研究方向,为工程材料开辟新的领域。

## 参考文献

- [1] 李志伟,任彦军.微胶囊技术及其应用研究进展[J].化学通报与高分子材料,2004,2(4):19-23.
- [2] Li Z Q, Ren Y K. Microencapsulation technology and research progress of its application[J]. Chemical Paperfilms and Polymeric Materials, 2004, 2(4): 19-23.
- [3] 李海杰,马国栋,王峰. 环氧树脂/1100PC 自润滑复合材料的制备及其摩擦性能[J]. 摩擦学工程, 2007, 34(4): 393-395.
- [4] Li H Y, Wang Q, Wang H Y, et al. Preparation of self-lubricating microcapsules and its tribological performance of 1100PC-based composites[J]. Fine Chemicals, 2007, 30(4): 393-395.
- [5] Li H Y, Wang Q, Wang H Y, et al. Fabrication of thermally stable poly(ether) microcapsules containing DDMs[J]. JYS, Jionic Liquid for enhancement of in situ self-lubrication effect of epoxy[J]. Macromolecular Materials and Engineering, 2008, 291: 1473-1480.
- [6] Li H Y, Wang Q, Li M L, et al. Preparation of high thermal stability poly(ether) microcapsules containing lubricant oil and its tribological properties of epoxy composites[J]. Journal of Microencapsulation, 2009, 22(3): 286-294.
- [7] JIN X C, WANG Y D, LIU J C, et al. Synthesis and properties of

paraffin capsules as phase change materials[J]. *Polymers*, 2008, 49: 2833-2844.

- [6] LIKHU Y, LIK H J, CHHONG I W, et al. Microencapsulation of Inquest of *in situ* polymerization effects of pH and methacrylate/methylol ether ratio[J]. *Journal of Microencapsulation*, 2002, 19(3): 589-599.
- [7] 陈少卿, 廖建伟, 吴欣, 等. 界面聚合制备/微胶囊双环氧胺类预聚物树脂的研制与性能[J]. *高分子材料科学与工程*, 2011, 27(1): 17-22.
- [8] LI S F, ZHANG J B, WU Q, et al. Synthesis of homogeneous and heterogeneous graft copolymers of chitosan and lactide[J]. *Polymer Materials Science and Engineering*, 2011, 27(1): 17-21.
- [9] MAO H Y, WANG C X, WANG C X, et al. The electric response behavior and microencapsulation of the pigment phthalocyanine green C using interfacial polymerization[J]. *Polymer Bulletin*, 2011, 67: 1379-1391.
- [10] 魏文强, 孙磊, 吴建强, 等. 界面聚合制备包埋石蜡制备微胶囊复合材料[J]. *材料导报*, 2009, 23(11): 62-65.
- [11] LAO H B, SUN B, WU X L, et al. Preparation of microcapsule phase change composite material by coating paraffin with interfacial[J]. *Polymerization Materials Review*, 2009, 21(11): 62-65.
- [12] 杨成波, 宋晓林, 叶博, 等. 界面聚合制备 PHEMA-100 微胶囊的表征[J]. *材料*, 2010, 42(4): 9-15.
- [13] YANG C X, WANG X Q, YE L, et al. Microcapsules of PHEMA/100 thermal energy storage prepared by emulsion polymerization[J]. *Journal of silk*, 2005, 42(4): 9-15.
- [14] 魏旭, 王磊. 界面聚合制备石蜡包埋性 MEO/石蜡微胶囊材料的研究[J]. *成都纺织高等专科学校学报*, 2007, 16(2): 11-14.
- [15] CHEN X, WANG B. Preparation of graphite modified MEO/paraffin phase change material microcapsules by emulsion polymerization[J]. *Journal of Chengde Textile College*, 2007, 16(2): 10-16.
- [16] 牟晓明, 廖广博, 付中. 乳液聚合制备含十八烷基微胶囊的研究[J]. *天津纺织科技*, 2003, 19(2): 21-27.
- [17] SHAN X H, PEI C L, HU Z T. Preparation of MicroPCMs by coating *n*-undecane with methacrylate polymerization[J]. *Chengde Textile Science and Technology*, 2011, 19(1): 25-27.
- [18] YANG Y C, YANG J, YIN L T, et al. Fabrication of super hydrophobic polyurethane/MeO<sub>2</sub> microcapsule coatings with wax-resistance[J]. *Colloid and Polymer Science, Physicochemical and Engineering Aspects*, 2014, 492: 261-266.
- [19] 陈生, 易雨斌, 张真, 廖建伟, 等. 微胶囊土壤修复材料的制备及其界面润湿性能研究[J]. *兰州理工大学学报*, 2008, 32(3): 21-23.
- [20] CHEN B, YANG H C, XU T. Preparation of polyglycerol/montmorillonite microcapsule and investigation of their friction wax ability performance[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2006, 32(1): 20-23.
- [21] 陈生, 廖向东, 廖向东. 不同条件下微胶囊/石蜡的界面性能与土壤复合材料界面润湿性能研究[J]. *润湿与润剂*, 2008, 33(1): 103-117.
- [22] CHEN B, LIU X D, SHAO Y J. Friction and wax behavior of polyglycerol/montmorillonite microcapsules under water lubrication[J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(1): 103-117.
- [23] 马志忠, 廖建伟, 李占杰, 等. 微胶囊之润湿石蜡对摩擦副界面摩擦特性的影响[J]. *高等学校化学学报*, 2014, 35(12): 2720-2724.
- [24] WU Y Q, TAN X Y, LI Y J, et al. Tribological properties of PE/PEO and graphite/PEO blends[J]. *Chemical Journal of Chinese Universities*, 2014, 35(12): 2720-2724.
- [25] 魏旭, 宋江. 乳液润湿剂的研究[J]. *合成润湿剂*, 2007, 34(1): 33-35.
- [26] MAI F, ZHANG J. Briefly review of solid lubricants[J]. *Synthetic Lubricants*, 2007, 36(1): 31-33.
- [27] KIM H W, ZHANG H, YEE C Y, et al. Self-lubricating and wax resistant epoxy composites incorporated with microcapsule loaded wax[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2014, 81(1): 1-9.
- [28] KIM H W, SUN D W, JOHNSON M K, et al. Wax resistant epoxy composites with siloxane-based self-lubricating microcapsule[J]. *Wax*, 2014, 113: 19-28.
- [29] 潘炳为, 李占杰, 叶博, 等. 微胶囊微胶囊改性 UHMWPE 复合材料的摩擦学性能[J]. *摩擦学学报*, 2014, 34(4): 633-640.
- [30] PAN B W, LI Y N, HU S M, et al. The tribological properties of UHMWPE composites modified with phase change microcapsules[J]. *Tribology*, 2014, 36(4): 633-640.
- [31] 陈林, 廖向东, 廖建伟. 微胶囊的摩擦学性能研究[J]. *摩擦学报*, 2003(8): 237-239.
- [32] FENG T, ZHANG C Y. The Friction and wear properties of tetraoxamethylene microcapsule[J]. *Science Guide*, 2003(8): 237-239.
- [33] 廖向东, 廖建伟, 廖建伟, 等. MCO/Mont/M<sub>2</sub>O<sub>2</sub> 微胶囊润湿复合材料的制备及摩擦学性能[J]. *摩擦学学报*, 2004, 30(5): 540-544.
- [34] GUO J H, ZHANG F Z, WU J, et al. Preparation and tribological properties of MCO/Mont/M<sub>2</sub>O<sub>2</sub>/PS composites[J]. *Tribology*, 2004, 36(5): 544-544.
- [35] YANG H W, ZHANG X, SHAN C, et al. Tribological behaviors of polyurethane composite coatings filled with interfacial wax/ silica gel shell microcapsules[J]. *Tribology Letters*, 2013, 50(1): 1-9.
- [36] BANERJEA P, ROYCHOWD H, BHATTACHARYA A B, et al. Tribological performance of poly-based coating modified with microcapsule-encapsulated H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>/SiO<sub>2</sub> interfacial liquid[J]. *Tribology Letters*, 2013, 50(1): 1-10.
- [37] KIM H W, ZHANG H, YANG J L, et al. Tribological performance of silicone composite coating filled with wax-containing microcapsules[J]. *Wax*, 2012, 296: 673-682.



- [26] ARUNA S T, SRINIVASA S, LATHA S, et al. Preparation of self-encapsulated microspindles and tribological property of Ni composite coating containing them [J]. *Materials and Manufacturing Processes*, 2014, 30(1), 107-114.
- [27] 陈文国, 姜伟. 不同厚层微纳米复合镀层的组织和摩擦性能 [J]. *物理化学学报*, 2004, 28(8), 799-806.
- ZHU L Q, ZHANG W. The synthesis mechanism and friction of self-containing microspindle composite copper coating [J]. *Acta Physico-Chimica Sinica*, 2004, 28(8), 799-806.
- [28] CHEN Q H, LAU K T, HONG W Z, et al. Optimization of tribological and mechanical properties of epoxy through hybrid filling [J]. *Wear*, 2008, 269, 13-20.
- [29] KHAN N W, ZHANG H, SUN D W, et al. Tribological behaviors of binary and ternary epoxy composites formulated with different microspindles and reinforced by short carbon fibers [J]. *Wear*, 2016, 350, 89-98.
- [30] KHAN N W, ZHANG H, TANG J L, et al. Mechanical and tribological properties of epoxy matrix composites modified with microspindled mixture of zinc lubricant and multi-walled carbon nanotubes [J]. *Friction*, 2013, 3(4), 361-369.
- [31] 马国栋, 肖清峰, 金清波, 等. 二硫化钼纳米物“三维网络”型碳纳米管涂层的制备及其摩擦性能 [J]. *复合材料学报*, 2013, 30(2), 37-43.
- MA G D, XIAO Q F, JIN Q B, et al. Preparation and tribological behavior of MoS<sub>2</sub>/Carbon-nanotube-hybridized epoxy resin microspindles [J]. *Material Composite Science*, 2013, 30(2), 37-43.
- [32] 王立文, 廖本强, 廖建东, 等. 碳-二硫化钼纳米杂合材料的减摩擦涂层摩擦性能研究 [J]. *物理与化学*, 2007, 32(11), 21-23.
- WANG L W, LIAO B Q, LIAO J D, et al. Study on friction and wear of the CoMoS<sub>2</sub> powder metallurgy material under electrical current [J]. *Lubrication Engineering*, 2007, 32(11), 21-23.
- [33] 丁宇杰, 傅文政, 李耀文, 等. 杂合材料微纳米涂层的摩擦性与自润滑机理 [J]. *中国有色金属学报*, 1999, 9(3), 333-338.
- DING Y J, FU W Z, LI Y W, et al. Self-lubrication characteristics of self-lubricating materialized in self-lubricating mechanism [J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 1999, 9(3), 333-338.

#### (上接第58页)

- [4] 龙武海, 王西彬, 刘志丹. (Ti, Al)N 涂层硬质合金刀具高速切削 NiCoAlCrAlY 镍铝陶瓷的机理 [J]. *北京理工大学学报*, 2004, 24(11), 942-946.
- LONG W H, WANG X B, LIU Z D. Wear mechanism of (Ti, Al)N coated cemented carbide tool when milling NiCoAlCrAlY [J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2004, 24(11), 942-946.
- [5] KAJIHA T, HORAKUCHI S K, KIKU K. Analysis of the abrasive wear mechanism by successive observations of wear generation in a scanning electron microscope [J]. *Wear*, 1996, 199(3), 19-48.
- [6] 袁培刚, 王瑞峰, 高岩. 硬膜合金刀具切削 Ti6Al4V 的磨损机理研究 [J]. *机械工程学报*, 2014, 50(1), 176-183.
- YUAN P G, WANG R L, GAO Y. Wear mechanism and characteristics of cemented carbide tool in machining Ti6Al4V [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(1), 176-183.
- [7] 黄亦武, 廖洪士, 王海宁, 等. 不同材料磨削条件下 K211 涂层高速切削机理研究 [J]. *材料工程*, 2009(12), 66-61.
- HUANG Y W, LIAO H S, WANG H D, et al. Study on accelerated wear mechanism of TiN coating under lubricated conditions [J]. *Materials Engineering*, 2009(12), 66-61.
- [8] THIRAKURAN V S, RAMESH K, SOY R P. Physical properties of oxides and nitrides [W]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1989: 97-104.
- [9] CHANG J A, CHENDEEBY I A, BANGSAL H H. Wear mechanism of TiN coated carbide and cemented carbide tools at high cutting speed applications [J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2004, 153, 1067-1075.
- [10] 李安海, 赵军, 罗以刚, 等. 高速干铣钛合金时涂层硬质合金刀具磨损机理研究 [J]. *摩擦学报*, 2012, 32(1), 40-46.
- LI A H, ZHAO J, LIU H R, et al. Wear mechanisms of coated carbide tools in high-speed dry milling of titanium alloy [J]. *Tribology*, 2012, 32(1), 40-46.
- [11] THEPPOONTH T, CHAI T. Experimental and finite element simulation based investigations on micro-milling Ti-6Al-4V titanium alloy: effects of TiN coating on tool wear [J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2013, 215(4), 932-942.

# 资讯新平台， 媒体新势力



**GREM 广研传媒**



广研传媒  
[www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn)



汽车零部件  
[www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn)



汽车与网络  
[www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn)



汽车与媒体  
[www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn)

广研传媒旗下的《汽车与媒体》《网络与汽车》《汽车零部件》分别是由中国机械工程师学会、广州机械科学研究所联合主办；中国科学技术协会研究支持，中国汽车零部件工业协会主办，创刊于1992、1996、2008年，均属中文核心期刊，国内公开发行，《汽车与媒体》是中国机械工程师学会理事单位会刊。

本刊紧跟40多年的行业经验，集中报道国内外机械行业的尖端技术、产品信息、市场动态、行业趋势等行业中最新进展及最新领域的动态，致力于扩大报道量，传播最新机械行业互动平台；建立更高层次的沟通渠道，通过杂志和网站，建立活动制造渠道及专业网站 [www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn) [www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn) [www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn) [www.grem.com.cn](http://www.grem.com.cn) 的同步宣传，打造以纸媒、网站、数据库、杂志、手机、展报、网络互动平台，定制出版等全方位的“广研传媒”集成传播平台。

地址：广州市番禺区科学城新塘路2号 邮编：510530 电话：(020) 32385511

传真：(020) 32389600 E-mail: [adv@grem.com](mailto:adv@grem.com)

