

润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

中国机械工程学会摩擦学分会会刊

2017.09

第42卷 总第112期
www.rebsmf.com.cn



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



油气润滑技术

适用于高速混合运行时的各种轴承。
应用于钢铁工业的轧机、连续机等高温工况场合。



长寿命油气润滑技术

精密油气混合喷射润滑。
应用于高铁、动车、地铁等高速轮轨。
车辆的轴承和轮轴润滑。



自动链条润滑技术

精密油气喷射式润滑。
应用于自动生产线上所有类型的链条
销和传动轴。

来自德国 值得信赖

上海莱伯斯提供多种类型、多个系列、多种应用的完整润滑解决方案。

IRIS
Certification

莱伯斯(上海)集中润滑技术有限公司

地址：上海市宝山区刘建路218号2号厂房
电话：021-68621505
网站：www.rebschina.com

邮编：200948
传真：021-68621508
邮箱：info@rebschina.com

REBS
Zentralschmiertechnik
Our target: NO FRICTION

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：广州市黄埔区茅岗路 828 号 (510700)

编 辑 委 员 会

主 任：葛卫华
副 主 任：张嗣伟 黄 兴
编 委：温诗铸 顾友柏 陈汉士 王玉明 颜建斌
廖 晖 (按姓名笔画排列)

王卉华	王海军	王耀欣	刘 斌
严振平	李 健	李 喆	李超群
孟永刚	张永强	张春林	陈国富
汪文胜	邵天敏	周静云	周 峰
魏仲星	高建祥	顾永福	魏林茂
袁成清	黄 平	彭旭东	邵小强
康 强	顾海荣	2. Peng	

主 编：刘石中
执行副主编：严 飞
编 辑：刘 娜
责任编辑：邓群儒
美术编辑：陈开子
编辑部电话：(020) 12188313
编辑部邮箱：chy@963.com.cn
网 址：www.dhbw.com.cn

厂名地址：香港 翠文苑 漆理理
 厂传 真：(020) 32385311 32386606 (传真)
 发 行：皮理理
 发行 传 真：(020) 32386676
 网 站：郭拉叙
 网 址 传 真：(020) 32386608

发行范围：国内外发行
 国内发行：广东省出版发行局
 订 阅 处：全国各地邮局
 国外发行：中国国际贸易书报集团有限公司
 （北京 100010 电话：1000085）

广告经营许可证: 4400001001017
印 刷: 广州市新的印务有限公司
ISSN 0254-0150 国内邮发代号: 46-37
C/N 44-1350/TH 国外发行代号: BM 549
定价: 200元/册 240元/年

使用时间对汽油发动机润滑油性能的影响 魏雷 刘建芳 金永亮 曹丹 李健 (1)

自适应平衡膜轴承的均载能力及影响因素研究 耿帆 王博 吴延辉 李小明 (6)

线接触膜润滑弹流润滑分析 薛虎 江久根 冯玉芳 (12)

气浮推力轴承支撑平台平衡机制及静特性分析 陈国海 陈成 陆国忠 李国海 (17)

基于不同流变模型的等温线接触弹流润滑分析 刘明勇 吴延辉 刘正东 林文舟 (23)

零负荷条件下平面磨床的试验观察 袁心明 单峰 (29)

金刚石涂层机械密封环的制备与磨蚀特性研究 雷宇林 柯云 孙方宜 (34)

内圈组织与表面对外圈摩擦学行为的影响机制 唐建 李建基 葛旭良 (38)

空气静压电主轴向止推联合轴承承载特性 邓志峰 马文峰 熊贵顺 李成 (43)

油气润滑系统水平管路中环状油膜破裂油膜特性 陈岩国 王外杰 杨涛 (47)

大电流时面接触/副配合接触线载荷率弹流性能的影响 付文明 武志彪 刘力 陈光雄 (52)

铜-铅青铜摩擦副磨痕表面形貌与电弧的相互作用关系 程永强 杨立海 宋晨飞 杨弘明 (57)

PTFE 基三层滑动轴承材料与不同材料搭配时的摩擦学特性 王成亮 黄文兵 解 强 (63)

基于 Flare 两相流穴蚀模型的三油槽轴承油膜特性分析 王丽娟 尹国枝 苏春建 牟少琛 (68)

基于 CFD 的新型刮面推力滑动轴承承载性能分析 张文涛 马 强 (76)

微纳尺度材料微结构的正交试验研究 王 宏 杨林生 袁荣强 曹厚春 (79)

本刊收入属“中国科学院文摘编辑(CAS)”、“万方数据——数字化期刊群”、“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)”、“《美国新化学学会系统文摘》(Royal Society of Chemistry)”、“青尼《阿雷纳斯数据库》(Scopus)”, 亦常因不同需要又收入属, 故随时删补说明。

二丁基二硫代氨基甲酸银的抗腐蚀性能	
赵建强 侯虎健 杨士利 李 勇 谢 风 (81)	
基于响应面法的新油封结构参数优化设计	
..... 张付英 崔建宝 王宝浩 姜向敏 (88)	
不同冷却制度条件下 Ti60 钛合金表面微裂纹应力实验研究	
..... 曹文惠 徐树文 王 亮 李怀光 (92)	
表面微结构对人工关节摩擦学性能的影响	
..... 杨厚忠 李于飞 洪 跃 (98)	
磨削时间-磨削式环刚度测试仪的研究	
..... 康 健 苏路强 王世杰 (103)	
纳束二硫化钨的激光热可控制备及耐压性能研究	
..... 霍兆杰 钱树强 陈树强 吴 超 张 乾 (107)	

半轴行星放轴式滑动支承内圈结构特性分析	
..... 王宏伟 孙树强 赵喜秋 黄 凯 史 强 (111)	
摩擦因数对模型组合制式磨削性能的影响	
..... 李海中 曹春峰 周乃特 曹仙余 (118)	
SHF 模拟试验与 Mock T-8 台架试验的推广性研究	
..... 杨 彪 史海清 郝丽春 卢文彬 陈 刚 刘明涛 张虎堂 (122)	

在用润滑油及封光剂分析技术综述	
..... 傅洪坪 李 靖 孙会峰 黄小亮 (127)	
重油催化裂化装置主风机电机密封技术改造	
..... 傅志明 (134)	
石化设备导热油系统问题及其故障状态维护研究	
..... 傅伟东 (137)	
团体制国家重点实验室成立三十周年学术研讨会在兰州举行	
..... 科学家研制出三维正交圆型摩擦的永发电电机	
..... (42)	
科学家制备出集成一体化摩擦-电磁混合发电机	
..... (34)	
两性金属硫化物工程塑料制备关键技术取得突破	
..... (68)	
广东计量科学研究所完成企业级纳米技术科研项目	
..... (90)	
国内首套海洋钻井作业一体化智能系统装备研制成功	
..... (117)	
单组白壳金属有机框架材料研究获进展	
《汽车零部件》征稿启事	

《润滑与密封》投稿要求

一、对来稿的要求

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。稿件应标注题名（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，并标注中国分类号等项作者自拟。若是科研项目或国家、部、省级基金项目，请标注项目名称和编号标注在文首页的地脚。
2. 标题：应恰当、简明地反映文章的内容，符合编制题录、索引和检索文献目录等项工作的原则。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 10 个单词。
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）起草或修改论文中关键性理论或其他主要内容者；（3）最终同意该文发表者。每篇论文作者的数量应在投稿时确定，在编辑过程中不应再作更改。作者单位应写明全称，并标明城市邮政编码。作者单位应标注姓名、性别、出生年、学历、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：论著文章一般标注 3~5 个关键词即可。标注的关键词应计及文章所研究的主要内容，且遵循可比

原则。

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。并时每幅图表应冠以具有自明性的图（表）题（标注中英文）。本刊采用三线表，表中取顶线、底线应由专业人士用计算机绘制而成的线，照片图上不要用手写。插图做到条理清晰、图形清晰、比例适中。
7. 参考文献：按国标 GB 7714-87 采用顺序编码制著录，依照其在正文中出现的先后顺序用阿拉伯数字加方括号标注。参考文献中的著录：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。中文参考文献需提供对应的英文译文，每篇文献的参考文献数应不少于 10 篇。

二、编辑注意事项

1. 本刊只接受网上投稿，投稿网址：<http://www.djyd.com.cn>。作者修改稿请直接发至邮箱 djydzq@163.com。投稿时请提供联系电话、地址等。如稿件及技术要求等信息需要则在早版标注，并附正式邀请函。
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。录用稿件同时随附正式录用通知书。审稿意见及录用情况可上网查询（<http://www.djyd.com.cn>）。
3. 编辑稿有微排版。增加一般排版。求版文章自由。本刊有双栏排版能文字修改、删节，凡有涉及版权的修改则需作者同意。

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 9 Sep. 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

Add: Guangzhou, Guangdong, P. R. China

Editorial Committee

Chairman: GE Shiqing

Vice Chairman: ZHANG Siwei HUANG Xing

Advisors: WEN Shiduo XIE Yushui XU Hanchi

WANG Yuning LUO Jianbin

Members of Editorial Committee:

WANG Qian	WANG Haidou	WANG Lipin
LI Rui	YAN Ningping	LI Jun
LI Shao	LI Shouhui	MOYU Yanggang
ZHANG Yongqian	ZHANG Chenshi	CHEN Gaoxi
WANG Jiguo	SHAO Tianxin	SHAO Zhongyong
ZHOU Feng	YAO Ningping	GAO Chengshui
GU Kai	QIAN Huan	HUAN Chengping
HUANG Ping	MOYU Xueping	XIE Ningping
YU Lie	LIU Zhongcheng	Z. Peng

Chief Editor: HE Shidong

Vice Chief Editor: YAN Fei

Editor: LIU Meichao LIU Na

Layout Design: HUANG Lianjun

Tel: (8620) 32383013

Fax: (8620) 32389600

Web: www.cjmf.com.cn

E-mail: cjmf@pseer.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 300, Beijing, China)

Post Distribution Code: 46-57

International Code: BM 549

Research and Test

Effect of Service Time on Properties of Gasoline Engine Oil	WEI Lei LIU Jianfeng
.....	JIN Yongkang JIA Dan LI Jun (1)
Research of Staring Load and Influencing Factors of Tilting-Pad Thrust Bearing with Adaptive Equalizing Beams	
Supported	ZHANG Fan WANG Xiang
.....	XI Yanchi YUAN Xiaoping (6)
Elastohydrodynamic Lubrication Analysis on Line Contact Lubricated with Grease	
.....	XUE Bin WANG Jiguo HONG Tufang (12)
Balance Mechanism and Characteristic Analysis of Gas Thrust Bearing for Micro-purity Platform	
.....	ZHANG Guoyuan ZHANG Yi
.....	CHEN Guochang LI Tianjie (17)
Analysis on Isothermal EHL Line Contact with Different Rheological Models	LIU Mingyong
.....	WU Chenshi LI Yaling LIN Wenguo (23)
Observation of Wall Slippage under Zero Extensional Velocity Condition	
.....	LI Xianming GUO Feng (29)
Lubrication and Polishing Properties of Diamond-Coated Mechanical Seals	
.....	LI Xuelin HE Yan SUN Fenghong (34)
Effect Mechanism of Groove-textured Surface on Tribological Behavior	ZHU Zhongyong WANG Dingwei
.....	LIU Mingqian TANG Bin LI Jiansi WU Jiliang (38)
Load Capacity of Gas-lubricated Ball-thrust Gas Bearing of Aerostatic Micro-fined Spindle	SHUO Zhenkang
.....	MA Wenqi XHONG Guichao LI Wei (43)
The Characteristics of Oil Film Distribution Wave of the Annular Flow in the Horizontal Pipe of Oil-air Lubrication System	
.....	SUN Qiguo WANG Xingli YANQ Tao (47)
Effect of High-current on Friction and Wear Behavior of Carbon Strip/Cu-Ag Alloy Contact Wire with Electric Current	FU Weiming
.....	WU Yunkang LIU Li CHEN Guangping (52)

Interaction Between Wear Surface Morphology of Cu/QTZ-5 Friction Pair and Arc under Electric Current	
..... NIU Yuesi SHANGGUAN Bao	
..... ZHANG Yongshen YANG Zhengfei	
..... SONG Chaoxi DU Sunming (37)	
Tribological Properties of PTFE Based Three-layer Sliding Bearing Materials with Different Coupled Materials	
..... WANG Chenglong JIA Weidong XIE Ting (41)	
Research on Oil Film Characteristics of Three Oil Groove Journal Bearing Based on Two Phase Flow Model of Fluent	
..... WANG Lili YIN Guizhen	
..... SU Changjun CHU Shaohui (45)	
Load Capacity Analysis of the New Type Tapered-Land Thrust Bearing Based on CFD	
..... ZHANG Wentao MA Tong (79)	
Analysis of Wear of Diesel Engine Connecting Rod Bushing	
..... WANG Xue ZHANG Junsheng	
..... MENG Hongwei GAO Guozhen (76)	
Application and Development	
Anticorrosion Synergistic Properties of Dimethyl Dichloro- fumate Ester	
..... HU Jiangjiang ZHANG Jianjun	
..... YANG Shichun XU Xin XIE Peng (81)	
Optimize Design on Structural Parameters of Batary Lip Seal Based on Response Surface Methodology	
..... ZHANG Fuying CHEN Boshui	
..... WANG Hongshao JIANG Xiangmin (86)	
Research on Cutting Force of High Speed Milling Ti66 in Different Cooling Lubricating Conditions	
..... YI Xiangbin (HU) Shikang CHANG Wenzhen	
..... XU Changqian WANG Liang LI Huiyuan (92)	

Analysis of Effect of Surface Texture on Friction and Lubrication Performance of Artificial Knee Joint ...	
..... YANG Hongqiang HU Jia Zhai HONG Yuesi (98)	
Development of Wear Gap Adjustable Ring-Block Friction Testing Machine	
..... PANU Dan LI Xiumen	
..... KANG Jian SU Fengcheng WANG Shijie (103)	
Controlable Hydrothermal Method Preparation of Nano Molybdenum Disulfide and Its Extreme Pressure Property	
..... HUO Yingjie HUO Suxia	
..... ZHANG Hongqiang WU Chao ZHANG Dan (107)	
Technical Analysis	
Analysis of Lubrication Characteristics of Groove Texture in Axial Sliding Bearing for Vehicle Planetary Axle	
..... WANG Hongwei SUN Lijuan	
..... ZHANG Xijiang HUANG Kai SHU Ge (111)	
Influence of Friction Coefficient on the Sealing Performance of Combined Drain-ring	
..... LI Haining	
..... CAO Chuanling ZHOU Qianqiang ZENG Tongkai (118)	
Reliability Study between MTI Simulation Test and Block T-S Bench Test	
..... YANG He SONG Haoping	
..... HAO Lichun LU Wentong XIE Ting	
..... LIU Shizhen ZHANG Jiaming (121)	
Summary and Analysis	
Review on Atomic Emission Spectrometry for Used Oil	
..... TIAN Hongqiang LI Jing	
..... SUN Yueling (JING) Xianling (127)	
Enterprise Forum	
Technical Refinement of Main Air Blower Motor Oil Seal in Heavy Oil Fluid Catalytic Cracking Unit	
..... SHI Chuanming (134)	
Research on Taking Issue and Health State Maintenance of Heat Transfer Oil	
..... ZHANG Weidong (137)	

广告刊户索引

上海秉的高润源技术有限公司	BF10015 封面
河北利研尔橡塑制品有限公司	BF17004 封面
厦门天柯自动化有限公司	BF16002 插页 1
维克森 (北京) 科技有限公司	BF16004 插页 2
松信塑胶品 (上海) 有限公司	BF16026 插页 3
东莞市力量仪器科技有限公司	BF17003 插页 4
上海宏密密封材料有限公司	BF17006 插页 5
中国石化化工集团有限公司	J117009 插页 6
(嘉实多) 上海森永大北南德股份有限公司	
.....	BF17007 插页 7

高源源科技 (北京) 有限公司	BF17004 插页 8
福州博德橡塑材料有限公司	BF16003 插页 9
广州市德达密封实业有限公司	BF17009 插页 10
上海邦安检测工程技术有限公司	BF17001 目录封页
重庆中德德油机制造有限公司	BF16009 封三封页
广州永南化工有限公司	BF17005 黑白内页 1
广州华龙贸易有限公司	BF16010 黑白内页 3
西安海拓科工贸有限公司	J116048 黑白内页 4

使用时间对汽油发动机润滑油性能的影响^{*}

魏 雷¹ 刘建芳^{1,2} 金永亮¹ 贾 丹¹ 李 健¹

(1. 武汉材料保护研究所, 特种表面保护材料及应用技术国家重点实验室 湖北武汉 430030;

2. 武汉轻工大学生物与制药工程学院 湖北武汉 430023)

摘要:针对汽车制造商推荐的换油周期及发动机润滑油使用时间是否科学的问题,以4台民用轿车为对象,进行3组300 d以上的行车试验,跟踪采集并检测试验过程中发动机润滑油成分及理化性能变化,研究典型城市运行工况下长期服役的润滑油性能及成分变化规律,在行车试验的基础上探讨换油周期的合理性。结果表明,3组试验中所采用的矿物、半合成及全合成润滑油未达到换油时间(300 d)时,润滑油总酸值、运动黏度均未达到现行标准中规定的换油值;试验分别进行448、506、587、598及592天后,试验所用润滑油总酸值、运动黏度虽然未达到现行换油标准,并且保持较好的氧化安定性及油中分散性能。

关键词:长期服役;发动机油;换油时间

中图分类号: T826.32 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150(2017) 09-003-05

Effects of Service Time on Properties of Gasoline Engine Oil

WEI Lei¹ LIU Jianfang^{1,2} JIN Yongliang¹ JIA Dan¹ LI Jian¹

(1. State Key Laboratory of Special Surface Protection Materials and Application Technology, Wuhan Research Institute of Materials Protection, Wuhan Hubei 430030, China; 2. College of Biological and Pharmaceutical Engineering, Wuhan Polytechnic University, Wuhan Hubei 430023, China)

Abstract: As the problem of whether the engine oil drain time recommended by vehicle manufacturers is scientific is unknown, 4 civilian cars were used to take 3 groups of road tests, and every road test experienced more than 352 days. The oil samples during experimental process were tracked and collected to test the component and physicochemical properties change. The characteristics of the component and physicochemical properties of the engine oil under typical urban operating conditions were studied, and the reasonability of the recommended oil drain time was discussed based on experiments. The results show that when reaching the recommended oil change time (180 days), the total acid number and kinematic viscosity of the test mineral oil, semi-synthetic oil and synthetic oil are far from the current oil drain standard. The total acid number and kinematic viscosity do not reach the oil drain standard after the experiments for 448, 506, 587, 598 and 592 days respectively, and the experimental oils also retain good oxidation stability, detergency and dispersancy.

Keywords: long term service; engine oil; oil drain interval

发动机润滑油起着减少摩擦、防止磨损及带走汽车零部件之间产生的污染物等作用^[1],对燃油汽车发动机是不可缺少的。润滑油在长期高温的作用下,不可避免地发生氧化和性能下降,需要在润滑油完全失效之前进行更换^[2]。据公安部交管局统计,截至至2016年底,我国机动车保有量已达2.9亿辆,其中汽车1.64亿辆^[3],99.9%以上是燃油汽车,每年需

耗大量车用润滑油。车用润滑油市场占据润滑油市场的比重已经高达35%。汽车发动机润滑油的大量使用与更换,不仅导致石油资源的消耗和增加车辆维护费用,而且发动机油更换过于频繁,润滑油中添加剂将保持过高浓度而与摩擦表面发生摩擦化学反应,进而造成发动机过度磨损^[4];同时,废润滑油处理也造成很大的环保压力。而润滑油更换不及时则会致使车辆零部件如发动机的损伤,造成巨大损失。因此,如何合理地更换车用润滑油对于国计民生都有着十分重要意义。多长时间或多少里程应该换油的问题,已经成为互联网和微信群热议的焦点之一。

目前常用的确定换油周期的依据主要是汽车保养手册或汽车4S店的要求。制造商所推荐的换油里程

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51273042)。

收稿日期: 2017-06-28

作者简介: 魏雷(1987—),男,硕士研究生,研究方向为车用润滑油使用问题。E-mail: weilei_2012@163.com

通信作者: 李健(1987—),男,研究员,硕士生导师,主要研究方向为摩擦学及相关技术。E-mail: ljianchen@fox.com

和换油时间。一般是针对发动机在极端条件下运行而确定的,往往偏于保守^[2]。对目前我国市场上的100款不同品牌国用轿车换油周期进行统计,78款车型推荐换油时间为6个月,更有4款车型推荐的换油时间为3个月,即无论车辆行驶与否,约77%国用轿车要求在6个月以内进行润滑油更换。对于发动机润滑油需在6个月进行更换的原因,4S店往往无法给出科学合理的回答。目前关于车辆发动机润滑油长期服役后理化性能变化及成分变化的研究报道相当匮乏,发动机油必须在规定时间内更换的机制尚不明确,润滑油的更换处于无据可依的状态。

本文作者针对目前普遍存在的每6个月需更换润滑油的“规定”,以4辆在武汉地区运行的国用轿车为对象,进行3组长时间行车试验,跟踪检测4种市售润滑油(包括矿物油、半合成油及全合成油)的理化性能及成分变化,探寻长期服役润滑油的性能变化规律,并与现行国家标准进行对比,判断推荐的6个月换油周期的合理性,为科学合理制定换油周期提供参考。

1 试验方法

采用4辆国用轿车及4种市售润滑油进行3组行车试验,试验车类型及对应发动机润滑油以及运行状况如表1所示。车辆试验时间及其对应的运行里程如图1所示。试验车辆均为以上下班为主要用途的城市工况用车,汽油发动机均使用92号汽油。试验车中有30年以上的旧车也有2年的新车;使用的润滑油包括矿物油、半合成油及全合成油;总行驶里程在927~6069 km之间。

定期采集试验车发动机润滑油,通过NACOLLET 2648型傅里叶红外光谱仪及油液分析软件Integra,测定润滑油氧化值、硝化值、硫化值以及多功能添加剂二烷基二硫代磷酸锌盐(ZDTP)等随时间变化规律(ASTM D2412-10);参照ASTM E2009-02方法,采用NACOLLET 18P264高压力式扫描量热仪测定润滑油起始氧化温度,确定随服役时间增长润滑油氧化安定性变化特征;参照GB/T 265-1988与GB/T 4945-2002方法测定润滑油运动粘度及总酸值,参照ASTM D3689-13方法进行斑点试验,测定润滑油清净分散性能。

表1 试验车辆及对应润滑油类型

Table 1 Experimental cars and engine oils

编号	试验车品牌	排量/L	车龄	润滑油	试验里程/km	试验时间/days	日均运行里程/km
1-1	华晨中华骏捷	2.0	10	壳牌喜力 HX5 45 级 SPW-40 矿物油	2 992	60	50.0
1-2	华晨中华骏捷	2.0	10	壳牌喜力 HX5 45 级 SPW-40 矿物油	927	50	1.85
2-1	东风雪铁龙爱丽舍	2.0	10	东风本田矿物油 XL 级 FW-40 矿物油	3 454	587	13.9
3-1	比亚迪宋L6	1.4	3	大众半合成 15W/20 级 SPW 级 FW-40 半合成油	3 916	83	10.13
4-1	日产天籁	2.5	2	壳牌超凡洁净 45 级 FW-50 全合成油	6 069	102	17.24



图1 车辆试验时间与运行里程

Fig. 1 Experiment time and operation mileage

2 结果与讨论

2.1 成分分析

发动机在工作过程中产生的CO、CO₂、NO_x、SO_x及SO₂等,在一定条件下生成氧化物、硝化物和硫化物等酸性物质,导致润滑油成分发生变化,影响润滑油性能^[3-5]。利用红外光谱仪及配套的Integra油液分析软件对采集的试验车润滑油中氧化值、硫化值、硝化值、ZDTP添加剂等指标的相对变化量进行测定,结果如图2所示。

发动机润滑油在工作过程中受到高温高压环境作用,并与空气接触而被氧化,导致润滑油氧化值升高。3组行车试验过程中润滑油氧化值相对变化量如

图 3 (a) 所示, 润滑油氧化值随服役时间的延长逐渐增加, 在服役前期氧化值增幅大, 后期增幅有所降低。试验 1-1 与 1-2 采用相同润滑油及试验车辆, 由于行驶较少, 特别是试验 1-2 中润滑油氧化值相对

变化量比较微小, 可能与环境因素有关。试验数据表明, 5 组试验润滑油在达到推荐换油时间 (180 天) 时, 氧化值相对变化量均小于 $0.15 \text{ A}/0.1 \text{ mm}$ (吸光度与 0.1 mm 光程之比)。

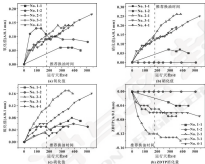


图 2 试验润滑油成分变化图

Fig. 2 Comparison change of experimental oil: (a) oxidation value; (b) nitration value; (c) sulfation value; (d) ZDDP consumption value

润滑油及燃油中的氮化物在高温下与氧气接触可能生成 NO_x , 促进润滑油中漆膜和油泥等高聚氧化物的生成, 导致润滑油变质。5 组试验中润滑油硝化值相对变化量如图 2 (b) 所示, 润滑油硝化值相对变化量随服役次数增加而增大, 日均运行里程较小的工况下增幅较小, 1-2 试验中润滑油硝化值相对变化量为 0。在达到推荐换油时间 (180 天) 时, 5 组试验中润滑油硝化值相对变化量均小于 $0.15 \text{ A}/0.1 \text{ mm}$ 。比较 1-1 试验与 1-2 试验可见, 相同试验车辆及润滑油条件下, 润滑油硝化过程与发动机使用频率关系较大, 车辆运行里程越大, 润滑油硝化过程发生越易发生。

润滑油及燃油中硫化物经氧化后形成 SO_2 , 进一步形成酸性物会对发动机造成危害。5 组试验中润滑油硫化值相对变化量如图 2 (c) 所示, 随服役时间延长, 润滑油的硫化值呈现逐渐增加的趋势, 即使在

日均运行里程很小的工况下 (试验 1-2), 润滑油的硫化值相对变化量也明显可见。试验 4-1 中润滑油的硫化值增速最小并且保持较低值。表明在运行里程相同时条件下, 全合成润滑油在减少润滑油硫化产物生成方面比矿物油及中合成油有一定优势。5 组试验中在达到推荐换油时间 (180 天) 时, 润滑油硫化值相对变化量均小于 $0.12 \text{ A}/0.1 \text{ mm}$ 。

二烷基二硫代磷酸酯 (ZDDP) 是润滑油中常用的抗氧抗磨多功能添加剂, 属于消耗性添加剂, 与润滑油摩擦学性能关系较大。5 组试验中 ZDDP 相对消耗量的测定结果如图 2 (d) 所示, ZDDP 添加剂相对消耗量随服役时间延长而逐渐增加, 日均运行里程很小的试验 1-2 中 ZDDP 添加剂相对消耗量为 0, 说明 ZDDP 消耗与车辆运行里程关系较为密切。由于油品不同, 运行状况不同, 5 组试验中 ZDDP 相对消耗量应用比较明显。5 组试验在达到推荐换油时间 (180

天)时,200TP相对消耗量均不超过0.12 L/L 0.1 mm。

国家现行换油标准中未对润滑油氧化值、酸化值及碱化值做出规定。但有文献报道^[2]换油指标为1.0 L/L 0.1 mm,5组试验在服役时间达到推荐换油时间(180天)时,润滑油均远未达到文献报道的换油指标,5组试验进行448、506、387、538及352天后,润滑油依然未达到文献报道换油指标。

1.2 总酸值

总酸值是润滑油的重要理化指标之一,润滑油在高温氧化条件下生成酸性物质以及汽油燃烧产生的酸性物质使润滑油总酸值随使用时间增长而增加,润滑油酸性增大全影响润滑油的品质,影响发动机的正常工作。现行国家标准 GB/T 8028-2009^[3]中规定,总酸值增加量达到2 mg/g (以 KOH 计)即需更换润滑油。

对5组试验中采集的润滑油样品,进行总酸值测定,结果如图3所示。润滑油总酸值随服役时间增长而增大,试验达到推荐180天换油时间时,总酸值增加量均未达到换油标准规定值。试验进行448、506、387、538及352天后,5组润滑油的总酸值增加量分别为1.48、0.15、1.46、1.96、1.73 mg/g (以 KOH 计),除试验3-1润滑油情况 GB/T 8028-2009 中2 mg/g (以 KOH 计)的换油指标外,其他4组均未达到换油指标。除试验1-2外,4组试验中润滑油总酸值随服役时间变化的规律比较规律,平合成油(试验3-1)和合成油(试验4-1)的总酸值略低。试验1-2中,因为行驶里程较少(927 km),润滑油酸值变化微乎其微。由此可见,润滑油总酸值的变化是与发动机运行时间密切相关的。



图3 试验润滑油总酸值变化图

Fig. 3 Total acid number of experimental oils

氧化安定性及润滑油在高温条件下的抗氧化能力,是评价润滑油质量的重要指标。氧化安定性越好,润滑油在服役过程中生成沉积物、油泥及腐蝕产

物的可能性越低。在使用过程中,润滑油与环境中的氧气作用,不断变化,氧化安定性逐渐降低^[4]。采用高压差式扫描量热法(PDSC)对5组试验中采集的润滑油样品的氧化安定性即起始氧化温度进行测定(试验压力3.5 MPa,升温速率10 °C/min,氧气流量100 mL/min),结果如图4所示。润滑油的起始氧化温度随服役时长呈现逐步下降的趋势;在运行里程相近的条件下,矿物油下降最明显(试验3-1),平合成油次之(试验3-1),合成油最低(试验4-1)。起始氧化温度变化也与发动机运行有关,日均运行里程小于7 km的2组试验(试验1-1和1-2),起始氧化温度的下降幅度均低于其他润滑油,而且行驶里程越少,下降幅度越大。5组试验中润滑油在达到推荐换油时间(180天)时,润滑油起始氧化温度下降幅度均小于14.2%。



图4 试验润滑油起始氧化温度变化图

Fig. 4 Onset oxidation temperature of experimental oils

发动机润滑油的粘度变化可综合反映油品性能的变化。发动机油膜与气缸壁摩擦切作用会使发动机润滑油粘度降低,摩擦热的老化作用会使润滑油粘度升高。润滑油粘度降低或增加都会影响其成膜性能^[5]。现行汽油机油换油指标 GB/T 8028-2009 中规定,发动机润滑油100 °C运动粘度变化率超过±20%即需更换。对5组试验中采集的润滑油样品进行运动粘度测定,结果如图5所示。润滑油运动粘度随服役时间增长均有不同程度降低,由于油品原能粘度不同,使用工况不同,5组润滑油的粘度随服役时间的变化规律存在差别。5组试验中润滑油在达到推荐换油时间(180天)时,100 °C运动粘度变化率均未达到国标规定换油指标,5组试验中润滑油分别使用448、506、387、538及352天后,其100 °C运动粘度变化率分别为-11.6%、-13.3%、-13.8%、-16.0%、-18.3%,100 °C运动粘度变化率仍然在现行标准范

标准范围内。



图3 试验润滑油 100 °C 运动粘度变化图

Fig.3 Kinematic viscosity at 100 °C of experimental oils

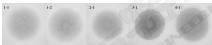


图4 5组试验用油用后点试验图

Fig.4 Spot test of used experimental oils

2 结论

(1) 在 352 天以上的行车试验中所使用的矿物、半合成及全合成发动机润滑油在达到磨合换油时间(180 天)时,润滑油总酸值、启动酸度仍未达到通行标准中规定换油值。试验润滑油分别服役 448、506、387、538 及 352 天后,润滑油的总酸值、启动酸度仍未达到通行国家标准中规定换油指标,润滑油依然具有较好的氧化安定性及滤净分散性能。

(2) 试验润滑油总酸值、起始氧化温度、ZDTP 添加量随油耗量及氧化过程的与发动机使用频率密切相关。少量运行车辆的润滑油变化速度与 ZDTP 添加量随油耗量成反比,可适当延长换油周期。

(3) 车辆润滑油系统结构复杂,润滑油变化是机械及化学共同作用的结果。本文作者是根据 4 辆车、5 组试验和典型城市工况条件下得到的结果,可能存在一定的局限性;为形成更具普遍性的规律,还需加大试验车辆和油品类型、拓宽运行环境。

参考文献

- [1] PUCKACE J S, BRIDGES J J, FITZGERALD H, et al. Method of determining optimal change interval for a functional fluid. [J]. *WIPAC*, 2010: 11-24.
- [2] KISHAK H, GERTHART C. Engine oil recirculation system

润滑油的滤净分散性可减少发动机运转过程中生成的积性物质,油泥、烟灰、漆状物等,斑点试验是定性评价润滑油滤净分散性能较简易的方法,通过观察润滑油滴在滤纸上扩散一段时间后得到的油圈中心沉积环、中间扩散环及外层油环的变化特点判定滤净分散性能^[1]。对分别进行 448、506、387、538 及 352 天后的 5 个润滑油油样进行斑点试验,油滴在滤纸上扩散 2h 结果如图 4 所示,试验 1-1、1-2、1-3 及 1-4 润滑油油圈颜色分布均匀,最外层油环浅而明亮,中心的沉积环与相邻的扩散环界限不明显,扩散环较宽,润滑油的滤净分散性能优良。试验 1-5 润滑油油圈颜色较其他 4 个周期润滑油油圈颜色略深,中心沉积环明显,润滑油的滤净分散性能有一定程度下降,但仍然在可继续使用范围内。

- [3] 2016 年全国机动车油更换及换油标准研讨会. [OL]. [2017-04-10]. <http://www.mpa.gov.cn/x22755555/x22755555/content.html>.
- [4] TOSNICK R B. Automobile engine reliability, maintainability and oil maintenance [C]// *Proceedings of International Symposium on Product Quality and Integrity*. Los Angeles: IEEE, 2000: 90-99.
- [5] WANG J C, WHITTAKER R B, SCHNEIDER M L, et al. System and method for determining oil change interval. [P]. 2000-07-03.
- [6] PILLAI V, DUBE N, CLATE F, et al. Determination of the total acid number (TAN) of used gas engine oils by IR and chemometrics applying a combined strategy for variable selection. [J]. *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, 2010, 103 (1): 10-22.
- [7] THOTHIRUK J, RACEYAC N, CHEN N. Evaluation of oil drain interval for buses in urban traffic with respect to local operating conditions [C]// *Proceedings of World Technology Congress*. Taichung: World Technology Association, 2013.
- [8] KRAL J, KOPCEK R, WILKOV L, et al. Degradation and chemical change of engine oils following intensive use in automobile engines. [J]. *Measurement*, 2014, 59: 30-42.

自适应平衡梁轴承的均载能力及影响因素研究^{*}

张帆¹ 王翔² 吴延辉² 袁小阳²

(1. 西安交通大学现代设计及其转子轴承系统教育部重点实验室 陕西西安 710049;

2. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室 陕西西安 710049)

摘要:针对高可靠性立式轴承可倾瓦推力轴承在倾斜轴下的均载问题,研究自适应结构的平衡梁支撑推力轴承的均载能力及影响因素,建立平衡梁结构的自适应动力学模型,面向倾斜轴线下考虑平衡梁弯曲变形的轴承系统耦合模型,并给出采用不均匀系数表征轴承的均载能力;基于模型分析工况参数和结构参数对轴承均载能力的影响,结果表明,平衡梁结构的均载能力并不是完全均载,轴承均载能力随着轴承高度和倾斜角度的增大而减弱,推力瓦瓦点半径对轴承均载能力有较大影响,而连接轴轴半径和下平衡梁支撑轴半径对瓦块载荷分布影响较小;对于立式轴承,合理控制倾斜角度可提高推力轴承的均载能力及轴承服役性能。

关键词:可倾瓦推力轴承;平衡梁;倾斜轴线;立式转子系统

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017)09-0002-08

Research of Sharing Load and Influencing Factors of Tilting-Pad Thrust Bearing with Adaptive Equalizing Beams Supported

ZHANG Fan¹ WANG Xiang² XI Yanchui² YUAN Xiaoyang²

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China; 2. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China)

Abstract: For the sharing load characteristics of tilting-pad thrust bearing when the rotor axis is inclined in a high reliability vertical rotor-bearing system, the sharing load and influencing factors of the bearing with adaptive equalizing beams supported were studied. The adaptive dynamic model of an equalizing beam component was established, and a coupled model of bearing-beam system with inclined rotor axis was obtained when considering fulcrum elastic deformation. A non-uniform coefficient was put forward to present the sharing load capacity of the bearing-beam component. Based on these models, the sharing load capacity and factors of operating condition parameters and structure parameters are analyzed. The results show that the sharing load capacity of equalizing beam component is not completely shared, the capacity is decreased with the increasing of bearing load and axis angle, and the sharing load capacity is greatly influenced by the pivot sphere radius of thrust-pad and weakly influenced by the connected cylindrical radius and the supporting cylindrical radius of bottom equalizing beam. For the vertical rotor-bearing system, it's necessary to reasonably control the rotor axis inclined angle to improve the thrust bearing load capacity and the system service performance.

Keywords: tilting-pad thrust bearing; equalizing beam; inclined axis; vertical rotor system

对于大型水轮发电机、氢气压压缩机、核主泵电机等立式机组,由于偏向密封与叶轮的复杂力作用^[1],推力轴承载荷比较复杂;同时由于转子在制造或安装过程中不可避免地会存在精度误差,推力轴承在安装也会出现不同程度的静态预载,使推力盘表面与轴承

各推力瓦表面之间出现数十微米的问题误差。当接触较大时间磨擦后将达数百微米,各推力瓦上的载荷分布不均匀,影响推力轴承的工作性能,甚至造成轴承支撑结构零件出现磨擦和烧穿等问题。为了提高轴承的寿命及机组的可靠性,对于推力轴承支撑结构的选择和轴承轴颈下轴承性能的研究非常重要。

常用的用以提高推力轴承均载能力的结构有刚性球面点支撑、弹性托盘支撑、弹性油箱支撑、弹簧束支撑和平衡梁支撑等^[2]。由于核主泵结构的特殊性,采用平衡梁结构^[3-5]提高轴承的均载能力。一般理论

* 基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目(2013CB035500); 国家自然科学基金项目(201425060002)。

收稿日期: 2016-11-20

作者简介: 张帆(1980—),男,博士研究生,研究方向为润滑理论、转子系统动力学。E-mail: zhangfan70808050@126.com

认为平衡轴结构由于其自适应运动特性可以实现轴承各瓦载荷的均匀性^[3],但完全依靠轴颈造成的轴承载荷不均匀是不可能,不同的轴颈角度和不同的结构参数带来的不均匀性影响是不同的。姜伟^[4]研究了水轮发电机轴颈静力盘静压下的刚性支点可倾瓦静力轴承的性能,认为静力盘静态倾斜,各静力瓦上的载荷不再相同,静态工作点发生明显变化,轴颈倾斜会改变静力轴承的侧偏性能^[5-7]和动特性^[8-10]。对于轴承的载荷分配和瓦块性能有较大影响,特别是液膜压力、膜厚和温度分布等,倾斜过大会使液膜破裂。对于平衡轴支撑可倾瓦静力轴承,文献^[10-11]研究了不同平衡轴结构的运动方程,为静力轴承性能的研究提供了基础。Knapik^[12]公司试验研究了平衡轴静力轴承在不同工况下的瓦块温度和磨损问题^[13-14],以等^[15]试验研究了无轴颈下平衡轴可倾瓦静力轴承的侧偏特性,各瓦块表现出不同的膜厚、温度和压力特征。周孝孝等^[16]对平衡轴轴承理论计算时假设为各瓦载荷相等,而试验结果表明各瓦载荷存在一定差异。上述研究表明,平衡轴静力轴承在实际应用中存在一定载荷不均匀现象,对于高可靠性要求的轴承转子系统,从理论设计角度减小不均匀现象十分必要,包括轴承参数和轴颈角度。

本文作者根据静力轴承平衡轴支撑结构件的特点,从平衡轴结构参数和轴颈倾斜等工况参数出发,研究平衡轴静力轴承的均载能力及其影响因素,为具有良好均载效应的静力轴承设计提供依据。

1 平衡轴支撑轴承自适应数学模型

1.1 平衡轴系统的自适应力学模型

平衡轴静力轴承是由静力瓦和相互耦合电筒的上平衡轴、连接轴杆件和下平衡轴构成的承载系统,静力瓦由互相耦合的轴支静力支,各轴支之间按照杠杆原理在适应地传递不均匀力,使得轴承各瓦载荷达到均匀,轴承结构如图1所示。



图1 平衡轴静力轴承结构示意图

Fig.1 Structural diagram of the equilibrium beam thrust bearing

假设静力轴承承载系统由 n 个静力瓦及平衡轴组件构成,忽略自重的影响,假设各个静力瓦载荷为 p_i ,平衡轴之间的支撑力为 N_i 。对于第 i 个静力瓦

件,静力瓦绕下表面瞬时接触点逆时针转动 α_i ,上平衡轴绕上表面瞬时接触点逆时针转动 α_u ,下平衡轴绕下表面瞬时接触点顺时针转动 α_d ,且均无相对滑动,如图2所示。静力瓦载荷 p_i 与静力轴承总载荷 P 之间的关系如式(1)所示。

$$P = \sum_{i=1}^n p_i = 0 \quad (1)$$



图2(a) 平衡轴静力瓦示意图



图2(b) 上平衡轴位移和受力示意图

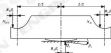


图2(c) 下平衡轴位移和受力示意图

图2 平衡轴组件受力示意图

Fig.2 The force diagram of the equilibrium beam assembly: (a) the force relationship of equilibrating beam assembly; (b) the displacement and force of upper equilibrating beam; (c) the displacement and force of bottom balance beam

当轴承各瓦载荷分布不均时,假支平衡轴根据其结构特点自适应地发生转动,平衡轴产生倾斜和微小偏移,各零件之间产生耦合的力矩方能取得平衡轴的动态平衡和瓦块载荷的均匀,平衡轴之间的力矩方能平衡方程如式(2)所示。

$$\begin{cases} p_i - N_{u,i} - N_{d,i} = 0 \\ p_i R_d(\alpha_i - \alpha_u) + N_{u,i}(\frac{L}{2} - R_u \alpha_u) - \\ N_{d,i}(\frac{L}{2} + R_d \alpha_d) = 0 \\ 0 - N_{u,i} - N_d = 0 \\ 0(R_d \alpha_i - N_u(\frac{L}{2} - R_u \alpha_u) + N_{d,i}(\frac{L}{2} + R_d \alpha_d)) = 0 \end{cases}$$

$$(i=1, 2, \dots, n) \quad (2)$$

式中: p_i 为推力瓦载荷; R_i 为平衡臂之间的载荷; R_0, R_1, R_2 分别为推力瓦及点球面半径、平衡臂之间的连接圆柱半径、下平衡臂支点球柱半径; L_1, L_2 分别为上、下平衡臂的宽度; 当 $i=1$ 时 $R_0=R_{00}$ 。

相邻的上平衡臂转角 α_i 和下平衡臂转角 β_i 之间的夹角如式 (3) 所示。

$$\alpha_i L_1 = L_2 (\beta_{i-1} + \beta_i) / 2 \quad (3)$$

由于平衡臂的自适应运动使得推力瓦在轴向方向产生位移变化, 除了下平衡臂转动引起的上平衡臂刚体位移 u_{i0} , 假设推力瓦和下平衡臂支点为刚性, 考虑挠曲引起的上平衡臂和下平衡臂的弯曲弹性变形 u_{i1} 和 u_{i2} , 则各推力瓦的轴向位移为

$$\delta_i = u_{i0} + u_{i1} + u_{i2} \quad (4)$$

$$\begin{cases} u_{i0} = (R_{i-1} - R_i) L_1 / 8 \\ u_{i1} = p_i L_1^3 / (48 E I_1) \\ u_{i2} = (R_{i-1} + R_{i+1}) L_2^3 / (96 E I_2) \end{cases}$$

式中: E 为材料的弹性模量; I_1, I_2 分别为上、下平衡臂的弯曲惯性矩。

1.2 轴颈倾斜下的轴承系统刚柔模型

立式轴承在安装或运行时会存在一定的倾斜角度, 以轴颈倾斜角 α 和轴投影线倾角 β 表示轴倾斜状态, 每一种倾斜状态均可分解为轴线绕 x 轴的转角 α 和绕 y 轴的转角 β , 具体如图 3 所示^[10], 转角计算公式为

$$\begin{cases} \alpha = \arctan(\tan \varphi / \sin \varphi) \\ \beta = \arctan(\tan \varphi / \cos \varphi) \end{cases} \quad (5)$$



图3 轴颈倾斜状态下的推力瓦投影几何关系图

Fig.3 The projective geometry graph of the thrust plate in inclined state

以 6 瓦推力轴承为例 (参数如表 1 所示), \bar{R} 为轴承的平均半径, α_0 为瓦包角, 并取 1° 推力瓦为基

准, 考虑各推力瓦之间的支点厚度 k_i , 则轴颈倾斜后各瓦之间的轴向位移关系如下:

$$\begin{aligned} \delta_i - \delta_1 &= k p_i \left[\sin \frac{\theta_i}{2} - \sin \left(\frac{j-1}{3} \pi + \frac{\theta_i}{2} \right) \right] + \\ &k p_j \left[\sin \frac{\theta_j}{2} - \sin \left(\frac{j-1}{3} \pi + \frac{\theta_j}{2} \right) \right] - (k_i - k_1) \end{aligned} \quad (6)$$

表1 推力轴承结构及额定工况参数

Table 1 The structure and operating condition parameters

参数	数值	参数	数值
轴平均半径 \bar{R}/mm	100	轴平均半径 \bar{R}/mm	101
瓦块数	6	瓦块包角 $\alpha_0/^\circ$	90
支点厚度	0.5	瓦块厚度 b/mm	40
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1 700	额定载荷 W/kN	220.8

取立方程 (1) — (6) 构造非线性方程组, 假设瓦块载荷 p_i 、平衡臂载荷 R_i 和转角 α, β 等 24 个未知数, 通过牛顿迭代法进行数值求解, 获得不同轴颈倾斜和轴投影线倾角下的推力瓦载荷及平衡臂结构的刚度。

上述方程组中瓦块转角 α 和支点厚度 k_i 是已知参数, 当轴承参数给定时, 上述参数是轴瓦载荷 p_i 的复杂函数, 实际计算时将其简化为经验函数^[11], 如式 (7) 所示, 通过轴承性能计算可以分别获得瓦块转角 α 、支点厚度 k_i 和轴瓦载荷 p_i 之间的函数关系, 并求得式 (7) 中的 6 个系数。

$$\begin{cases} \alpha_i = a_0 + a_1 (1/p_i) + a_2 \ln(1/p_i) \\ k_i = k_0 + k_1 (1/p_i) + k_2 \ln(1/p_i) \end{cases} \quad (7)$$

对于轴颈倾斜下轴承各瓦块承载的不均匀特征, 采用不均匀系数 K 进行表征, 具体如式 (8) 所示, Δp 为轴承瓦块最大载荷和最小载荷的差值, \bar{p} 为瓦块载荷的平均值 W/n , 当 K 为 1 时, 各瓦块载荷相同, 当 K 大于 1 时, 各瓦块承载不均匀, K 越大, 不均匀情况越明显。

$$K = (\bar{p} + \Delta p) / (\bar{p} - \Delta p) \quad (8)$$

2 均载能力的影响因素分析

针对单中心支承的 6 瓦可倾瓦推力轴承, 假设轴投影线倾角 β 、轴倾角 $\alpha = \alpha_0/2$, 且轴投影位置不变, 分析工况参数和几何结构参数对轴承均载能力的影响, 平衡臂宽度 $L_1 = L_2 = 0.196 \text{ m}$, 平衡臂的弯曲惯性矩 $I_1 = I_2 = 1.382 \times 10^{-4} \text{ m}^4$, 材料弹性模量 $E = 206 \text{ GPa}$, 对于此轴承, 式 (7) 中的 6 个系数分别为: $a_1 = 1.682 \text{ k} \cdot \text{mm}^{-1}$, $a_2 = 2.469 \text{ k}$, $a_3 = 8.160 \text{ k} \cdot \text{mm}^{-1}$, $k_1 = 1.965 \text{ k} \cdot \text{mm}^{-1}$, $k_2 = 0.207 \text{ k}$, $k_3 = 1.465 \text{ k} \cdot \text{mm}^{-1}$ 。

图 4 给出的是轴承单瓦块载荷及上、下平衡臂转角随轴承总载荷 W 的变化关系图。



(a) 平均载荷随总载荷的变化



(b) 上部平衡梁转角随总载荷的变化



(c) 下部平衡梁转角随总载荷的变化

图4 轴瓦载荷及平衡梁转角随轴瓦静态倾角的变化

Fig.4 The pad load and equilibrium beam angle changed with the static inclination: (a) single pad load changed with static inclination; (b) upper equilibrating beam angle changed with static inclination; (c) bottom equilibrating beam angles changed with static inclination

由图4(a)可以看出,当轴瓦总载荷增大时,各瓦载荷成比例增加,同时不均匀系数 k 也增大;轴瓦倾角过 i° 瓦支点时, i° 瓦载荷最大, i° 瓦载荷最小,相邻平均载荷的误差在2.5%左右。由于几何对称关系, 2° 和 3° 瓦, 2° 和 6° 瓦对应的载荷基本相同;平衡梁结构的均载能力并不是理论上认为的完全均载。由于材料弹性变形、运行时的摩擦阻力以及加工精度等都影响平衡梁结构的均载能力。由图

4(b)和图4(c)可以看出,相同载荷下,上、下平衡梁的转角情况不尽相同。这与轴瓦倾斜的方向有关;当载荷增大时,各平衡梁的转角均逐渐减小。这是由于轴瓦转角 α 在其支撑力矩的作用下随着载荷的增大而减小,瓦背支点在上平衡梁处产生的横向位移量 $(x_i - x_0)$ 也减小,支点更加靠近上平衡梁中心线,在双支臂自适应力矩的控制下使得上平衡梁倾角减小,下平衡梁倾角也随之减小。

图5给出的是轴瓦单瓦载荷 Q_i 上、下平衡梁转角随轴瓦静态倾角 α_i 的变化关系图。



(a) 平均载荷随轴瓦静态倾角的变化



(b) 上部平衡梁转角随轴瓦静态倾角的变化



(c) 下部平衡梁转角随轴瓦静态倾角的变化

图5 轴瓦载荷及平衡梁转角随轴瓦静态倾角的变化

Fig.5 The pad load and equilibrium beam angle changed with the static inclination of the rotor: (a) single pad load changed with static inclination; (b) upper equilibrating beam angle changed with static inclination; (c) bottom equilibrating beam angles changed with static inclination

由图5(a)可以看出,随着轴线静总倾角的增大,轴承各瓦载荷的分布也逐渐增大,当倾角从 0.004° 增大到 0.02° 时,瓦块最大载荷和最小载荷相对于平均载荷的偏差从1.5%增大到4%;同时,不均匀系数 K 从1.07增大到1.17,可见轴线倾角对轴承载荷分布影响较大,应合理控制轴线的倾角。同时,由图5(b)和图5(c)可以看出,各平衡臂的转角随着轴线倾角的增大而增大,这是平衡臂通过弹性实现对大倾角下载荷分布的补偿。

图6给出的是轴承单瓦载荷随静力瓦支点球面半径 R_1 、连接圆柱半径 R_2 和上下平衡臂支撑圆柱半径 R_3 的变化关系图。

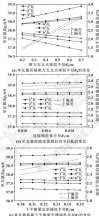


图4 轴瓦载荷随关键结构参数的变化关系

Fig.4 The pad load changed with the key structural parameters of the equilibrium beam bearing (a) changed with pivot sphere radius; (b) changed with connecting cylindrical radius; (c) changed with supporting cylindrical radius

由图6可以看出,瓦块支点球面半径 R_1 对轴承各瓦载荷的分布影响较大,支点半径较小时,均载能力相对较好。这是由于大的支点半径会带来大的横向偏移量 Δx ,导致各平衡臂的转角增大,平衡臂之间传递的耦合相对误差也会增大。连接圆柱半径 R_2 和上下平衡臂支撑圆柱半径 R_3 对瓦块载荷分布有一定的影响,但影响较小。上述分析可知,相对较小的半径有利于提高平衡臂结构的均载能力。

2 案例应用

图7(a)给定的某核主泵用平衡臂静力轴承,当支点半径 $R_1=0.5\text{ m}$ 、 $R_2=0.004\text{ m}$ 、 $R_3=0.025\text{ m}$ 时,分析轴线静总倾角 $\alpha_0=0.012^{\circ}$ 下的瓦块载荷分布和基本刚荷性能。

图7给出的是轴线倾角 0.012° 时的轴承瓦块载荷及平衡臂载荷与转角。

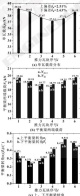


图5 轴线倾角 0.012° 时的轴瓦载荷及平衡臂转角

Fig.7 The pad load and equilibrium beam angle when the static axis inclination is 0.012° (a) single pad load; (b) equilibrium beam at both ends; (c) upper and bottom equilibrium beam angle

由图7可以看出,轴承瓦块的最大载荷和最小载荷相对平均载荷的偏差约2.31%和2.63%,不均匀系数 $\lambda=1.11$ 。若不采用平衡梁结构而采用独立的点支撑,同样静态倾斜角引起的对称位置推力瓦与推力盘的间隙达到 $146.2\text{ }\mu\text{m}$,这在轴承设计中是不便接受的。

图8给出的是给定倾角下轴承各瓦块的最小水质厚度、最高瓦面温度和最高水质压力的等高线图。由

于各瓦块载荷偏差不大,轴瓦所表现出的性能也基本相同,最小水质厚度的 $30\text{ }\mu\text{m}$ 、最高瓦面温度 $70\sim 72\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、最高水质压力 $1.0\sim 1.2\text{ MPa}$ 。由于平衡梁结构的自适应特性,可以通过结构的自适应调节平衡轴倾斜引起的瓦块载荷偏差,使得推力轴承性能满足设计要求。但是倾斜过大会使得轴瓦载荷偏差增大,同时对于上下导轴承的时中精度和运行性能会产生较大的影响。

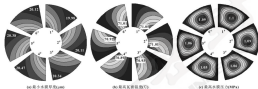


图8 轴倾角 30° 时的轴承性能分布

Fig.8 Bearing performance distribution when the static axis inclination is 30° (a) minimum water film thickness; (b) maximum bearing surface temperature; (c) maximum water film pressure

4 结论

(1) 针对平衡梁支承可倾瓦推力轴承,建立了平衡梁的自适应力学模型,给出了轴倾斜向下考虑平衡梁弯曲变形的轴承系统耦合模型,并给出采用不均匀系数 λ 表征轴承的均载能力。

(2) 基于模型分析了工况参数和结构参数对轴承均载能力的影响。认为:相对于平衡梁结构,轴承均载能力随着轴承载荷和轴倾斜角的增大而减弱,平衡梁转角随着载荷的增大而减小,随着倾角的增大而增大;相同工况参数下,推力瓦支点半径对轴承均载能力有较大影响,而连接圆柱体半径和下平衡梁支撑圆柱半径在一定范围内对瓦块载荷分布影响较小,因此相对较小的支撑半径有利于提高平衡梁结构的均载能力。

(3) 平衡梁结构的均载能力并不是理论上认为的完全均载,轴承载荷越大,各瓦块载荷差异越大,表明出的制造性能差异越大。合理的运行工况设计和结构参数设计对于有效实现平衡梁结构的均载能力是必要的。

参考文献

[1] 熊建伟,熊建忠,段磊子.丰能调安全兆速调电厂 AP1000 [M].北京:原子能出版社,2008.

[2] 陈德芳.丰能调电站结构运行监测与诊断 [M].北京:中国水利电力出版社,2008.

[3] BERNARDINI S, BERTCH H, BERNINI U, et al. Bearing condition pump type B27 for Westinghouse Reactor AP1000 [C].// Proceedings of the 2008 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants, San Diego, American Nuclear Society, 2008, 349~357.

[4] 范永华,吴军平.式中型平衡梁支撑式推力轴承的研究 [J].大电机技术,2003(2):23~25.

FAN Y H, WU J P, WU J B. Research of the thrust bearing with balancing plate support [J]. Large Electric Machine and Hydro-mechanical Turbine, 2003(2):23~25.

[5] 范德胜.推力轴承对转子系横向振动的影响及丰能调电站超临界推力特性的研究 [D].西安:西安交通大学,1998.

[6] 高秀光,任久根.轴倾偏斜对可倾瓦推力轴承运行性能的影响 [J].润滑与密封,2004,28(1):9~12.

JIANG X L, WANG J C. Effect of misalignment on thermal elastohydrodynamic lubrication of tilting-pad thrust bearing [J]. Tribology Engineering, 2011, 36(1):9~12.

[7] KAWAHARA F H, TATE A K. An analysis of super-laminar dielectric fluid bearings, including misalignment and thermal effects [J]. Trans, 1995, 107(2):113~122.

线接触脂润滑弹流润滑分析^{*}

薛 虎 汪久根 洪玉芳

(浙江大學機械工程學院 浙江杭州 310027)

摘要: 工程中大多数滚动轴承采用脂润滑,但是脂润滑既有非牛顿流体特性和润滑过程的时间性,故很难准确地理论分析其润滑特性。通过总结脂润滑弹流理论分析与实验研究进展,基于 Derbath 本构模型建模,用 Gauss-Seidel 迭代法和 Jacobi 双精度迭代法分析脂润滑条件下的脂润滑膜厚度分布和压力分布;探讨不同温度指数、不同载荷和不同运转速度对脂润滑弹流特性的影响。结果表明:载荷和运转速度对脂润滑膜厚和压力的影响与油润滑相似,稳定后的脂润滑膜厚度近似应工况油润滑膜厚的 1/2;脂润滑的非牛顿特性越显著,润滑膜越小,压力分布越接近 Hertz 接触应力分布。

关键词: 脂润滑; 非牛顿流体; 润滑; 稳态速度

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-2017(2017)09-0827-05

Elastohydrodynamic Lubrication Analysis on Line Contact Lubricated with Grease

XUE Hu WANG Jiugen HONG Yufang

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou Zhejiang 310027, China)

Abstract: Most of the rolling bearings used in engineering practice are lubricated with greases, and the greases exhibit non-Newtonian rheological behavior and the corresponding lubrication process has time effects. Therefore, the accurate analysis of grease lubrication is difficult. The development of the elastohydrodynamic lubrication of greases was summarized with respect to theoretical study and experimental investigation. Based on the Derbath constitutive model, the pressure distribution and film thickness distribution of elastohydrodynamic lubrication with grease were analyzed with the Gauss-Seidel iterative method and Jacobi double iterative method. The effects of rheological index, load and entrainment velocity on the properties of grease lubrication were examined. The results demonstrate that the influences of load and entrainment speed on grease film thickness and pressure distribution are similar to that of oil lubrication, and the stable grease lubrication film thickness is about half of that of base oil under corresponding conditions. The more significant the non-Newtonian characteristics of the greases is, the smaller the film thickness is and the closer the pressure distribution is to the Hertz contact pressure distribution.

Keywords: grease lubrication; non-Newtonian effect; load; entrainment velocity

轴承的润滑方式是脂润滑和油润滑。其中大约 2/3 的滚动轴承采用脂润滑。相对于油润滑方式,脂润滑不需要供油系统,还有利于轴承的密封;在启动阶段润滑脂的油膜厚度要比润滑油的油膜厚度大。在此转速范围和冲击负荷下有良好的润滑性。还具有更

好的减阻降噪效果^[1]。在机器人 RV 减速器中,滚动轴承和摆线针轮一般采用脂润滑。因此,研究轴承的脂润滑特性具有工程意义。

但由于润滑脂的弹应力和弹应变率之间不是线性关系,表现出显著的非牛顿特性。导致脂润滑的理论研究难度要远地高于油润滑的研究难度。但因国内外学者对脂润滑的理论研究较少,更多的是通过光干涉和电容法实验研究脂润滑特性。1938 年,ALHAR 和 KIRKSON^[2]通过实验研究发现,脂润滑在启动条件下的润滑膜厚度要大于同等情况下油润滑的油膜厚度,但是由于润滑脂的挤升,最终油膜厚度会稳定在相应的油膜厚度的 0.5~0.7。之后的 1966 年,法国学者 BRULLI^[3]测量了滚动接触脂润滑的温度,测

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51375436); 国家高技术研究开发计划项目 (863 计划, 2006AA05Z802); 浙江省重大科技专项 (2006C3100210007)。

收稿日期: 2017-02-03

修回日期: 薛虎 (1982—), 男, 硕士研究生, 研究方向为滚动轴承摩擦学设计。E-mail: xuehu@zhuo. zhu.edu.cn

通信作者: 汪久根 (1963—), 男, 工学博士, 教授, 研究方向为摩擦学和密封设计。E-mail: wjg@zhuo. zhu.edu.cn

出可以用 Reynolds 弹性流体模型来模拟润滑机制。1996 年, CANN^[2]提出了润滑机制, 提出润滑剂两侧油膜是由高粘度区域、剪切流区和接触中心的残余油膜组成的, 润滑剂在接触区的流动主要由剪切稀化的网架区和网毛细作用力的进入接触区的基础油组成。2001 年, KANEKA 等^[3]用光干涉研究了不同润滑剂成分和表面形貌对润滑剂特性的影响, 发现润滑剂的稠化剂含量对膜厚的影响较大。

对润滑剂的理论研究首先是要分析润滑剂的流变特性。建立润滑剂的本构方程。目前广泛应用于润滑理论研究的本构模型是 Gieselski 模型、Reynolds 模型和 Houshold-Ballley 模型。1989 年, 应自能和张诗铸^[4]推导了基于 Houshold-Ballley 模型的雷诺方程并进行了求解, 且用实验结果进行了验证。1990 年程军^[5]分析了法向趋近速度、接触应力和芝兰对润滑剂膜厚和压力分布的影响。同年, LEE 和 HAMROCK^[6]

对润滑剂的温度进行了修正, 研究了载荷和速度对膜厚度和压力的影响。1997 年, YAO 和 KIM^[7]又考虑温度和流变参数的变化, 得到了接触载荷、不同流变参数下不同温度润滑剂膜的膜厚和压力分布。2009 年, 邓磊等人^[8]基于 Gieselski 模型用多道阿基米德将等温线接触润滑剂弹性流体动力润滑数值解, 得到球一球道的压力分布、油膜形状及最小油膜厚度。2012 年, 谢小鹏等^[9]分析了润滑剂接触区的固体颗粒对润滑的影响, 发现颗粒颗粒的平均对油膜厚度和膜厚的影响尤为显著。

表 1 总结了润滑剂弹流实验研究与理论分析的进展^[10-14]。润滑剂弹流的实验方法有光干涉法、偏圆法、电容法和电阻法; 润滑剂弹流理论分析与油润滑的主要区别在于润滑剂的非牛顿流体特性。因此, 润滑剂的弹流分析必须采用非牛顿流体的本构方程和变型雷诺方程来求解。

表 1 润滑剂弹流的研究进展

Table 1 Development of the study on elastohydrodynamic lubrication of greases

时间	研究者	研究描述/贡献
1971 年	REYNOLDS 等 ^[15]	光干涉法测量膜厚与油膜厚度, 首次分析了芝兰的影响
1972 年	KATZELMEIER 和 GIESLSKI ^[16]	Houshold-Ballley 本构模型, 线接触 IT 区弹流分析, 膜厚随速度增加而油膜变厚, 然后减小, 稳定膜厚度随分子量油膜变厚
1972 年	PERIN ^[17]	双圆盘试验机, 测量润滑剂膜厚度, 从网架区结构、基础油粘度和入口条件分析数据交流
1978 年	ABRAMA 和 DOWSON ^[18]	双圆盘机, 电容法测量膜厚度, 固定之油的网架区边界条件, 稳定膜厚度 $A_{HL} = (0.3-0.7) A_L$
1979 年	JOHNSON 和 KATZELMEIER ^[19]	Houshold-Ballley 本构模型, 线接触 IT 区弹流分析, 提出了中心膜厚度计算公式
1982 年	JOHNSON 和 KATZELMEIER ^[20]	Houshold-Ballley 本构模型, 线接触 IT 区弹流分析, 提出了中心膜厚度计算公式
1982 年	TOUCHO ^[21]	讨论了膜厚随速度和芝兰边界对膜厚影响
1982 年	TOUCHO ^[22]	网毛细管流变仪测量了高剪切应力和高剪切应力下润滑剂的流变特性, $\gamma < 0.2 \times 10^4 \text{ s}^{-1}$
1983 年	TOUCHO ^[23]	网毛细管流变仪测量了润滑剂在压力下随时间的变化, 实验结果与弹性流体理论定性预测相符
1984 年	WILLIS 等 ^[24]	用有限元法对接触技术测量润滑剂运动速度, 认为 Reynolds 弹性流模型适用于润滑剂分析
1987 年	TANG 和 CHAN ^[25]	使用定膜厚润滑 Couette 型分析, 提出中心膜厚度公式
1988 年	WEN 和 YEN ^[26]	Houshold-Ballley 本构模型, 线接触 IT 区弹流分析, 光干涉法测试膜厚度
1988 年	应自能和张诗铸 ^[4]	Houshold-Ballley 本构模型, 线接触 IT 区弹流分析
1990 年	程军 ^[5]	Houshold-Ballley 本构模型, 线接触 IT 区弹流分析, 逐解法, 讨论了网架的轴向流动与分离, 膜厚与接触应力分布的影响
1990 年	THAMARA 等 ^[27]	提出了双圆盘试验方法, 提出了一个 4 单元本构模型, 考虑了非线性弹性和 Reynolds 弹性行为
1996 年	CANN ^[2]	光干涉法测量膜厚, 讨论了润滑剂芝兰与网架区网架作用
2000 年	KANEKA 等 ^[3]	光干涉法测量膜厚, 分析了稠化剂结构和基础油粘度对膜厚形成的影响
2001 年	KANEKA 等 ^[3]	光干涉法测量膜厚, 分析了稠化剂结构、长的突起、稠化剂分布与稠化剂对油膜厚度的影响
2001 年	CANN ^[28]	ICF 轴承试验机实验, 分析了滚动轴承不同位置的润滑剂降解
2009 年	LIET ^[29]	综述了滚动轴承润滑, 讨论了润滑剂流动、成膜与膜厚减薄, 由各行为和润滑剂寿命
2009 年	LIET ^[29]	用非线性流变力学和网架模型分析了滚动轴承不同温度和膜厚的情况, 网架膜厚是确定性流行为, 网架膜厚是流变模型
2009 年	YOSHIMURA 等 ^[30]	深沟球轴承润滑试验, 发现在停止与启动接触上由垂直于滚动方向 90°角时接触, 伴随油膜破裂, 从油膜发生了全面接触本材料
2012 年	谢小鹏等 ^[9]	Gieselski 本构模型 IT 区弹流数值解, 计算了颗粒颗粒与衬套颗粒对压力分布和膜厚度的影响

本文作者研究的是基于 Oostwald 模型本构方程的润滑副, 影响润滑副特性的主要参数就是流变指数。一般润滑副都是非牛顿性流体, 流变指数 $n < 1$, n 越小, 则表示润滑副的非牛顿特性越强, $n=1$ 时为牛顿体润滑问题。

本文作者讨论了 $n=0.65$, $n=0.78$, $n=0.89$, $n=1$ 四种流体的润滑特性。选取的载荷为 $w=3\ 000\text{ N}$, 卷吸速度为 $u=2.5\text{ m/s}$, 对应的最大 Hertz 接触压力为 $p_H=0.814\ 15\text{ GPa}$, Hertz 接触半宽为 $b=1.562\ 9 \times 10^{-3}\text{ m}$ 。

如图 1 所示为不同流变指数的润滑副模拟计算的膜厚和压力分布。流变指数 n 越小, 二次压力峰的位置越接近出口区, 峰值压力越小, 润滑膜厚度也明显越小。在接触区的中部, 润滑膜压力接近 Hertz 接触压力。因为润滑副情况下在油膜入口区存在非零切区域, n 越小, 润滑副的非牛顿特性越明显, 则油膜入口区压力下降越快。脂润滑的润滑膜厚度明显小于同等工况下油润滑的润滑膜厚度, 这与实验结果相似。脂润滑很容易流走之脂, 稳定后的润滑膜厚度大约为油润滑的 $1/2$ 。



图 1 不同流变指数下润滑副的压力和膜厚

Fig. 1 Pressure and film thickness of different rheology index

1.1 载荷的影响

在不同载荷下, 润滑副的润滑特性有很大不同。在较大载荷的工况下要选用刚度较大 (弹性模量小) 的润滑副。文中研究了流变指数为 $n=0.78$ 和 $n=0.9$ 的润滑副在速度参数 $u=2.5\text{ m/s}$ 时不同载荷下的接触区压力分布和膜厚。计算工况分别为: (1) 载荷 $w=9\ 000\text{ N}$, 最大 Hertz 接触压力 $p_H=1.410\ 1\text{ GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=2.308\ 8 \times 10^{-3}\text{ m}$; (2) $w=5\ 250\text{ N}$, 最大 Hertz 接触压力 $p_H=1.077\text{ GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=2.068\ 9 \times 10^{-3}\text{ m}$; (3) $w=1\ 500\text{ N}$, 最大 Hertz 接触压力 $p_H=0.525\ 67\text{ GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=1.105\ 9 \times 10^{-3}\text{ m}$, 计算结果如图 2、3 所示。



图 2 不同载荷下润滑副的压力和膜厚 ($n=0.78$)

Fig. 2 Pressure and film thickness under different load ($n=0.78$)



图 3 不同载荷下润滑副的压力和膜厚 ($n=0.9$)

Fig. 3 Pressure and film thickness under different load ($n=0.9$)

可见, 载荷增大, 接触区压力分布越接近 Hertz 压力分布, 二次压力峰越接近出口区且数值一化的峰值压力越小, 润滑膜厚度也越小, 这与油润滑的载荷特性相似。当流变指数相对较大时, 载荷对润滑膜压力分布和膜厚的影响较大。

1.2 速度的影响

轴承的转速对润滑副的影响也很明显。转速高时润滑表面卷吸速度大。如图 4、5 所示是流变指数 $n=0.78$ 和 $n=0.9$, 载荷 $w=2\ 250\text{ N}$, 最大 Hertz 接触压力 $p_H=0.705\ 05\text{ GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=1.254\ 4 \times 10^{-3}\text{ m}$, 卷吸速度分别为 $u=0.5\text{ m/s}$, $u=2\text{ m/s}$, $u=4\text{ m/s}$ 时的润滑副膜厚和压力分布。



图 4 不同卷吸速度下润滑副的压力和膜厚 ($n=0.78$)

Fig. 4 Pressure and film thickness at different entraining velocity ($n=0.78$)



图3 不同卷吸速度下润滑油的压力和膜厚 ($\alpha=0.9$)

Fig.3 Pressure and film thickness at different entraining velocity ($\alpha=0.9$)

可见,卷吸速度对润滑油压力分布的影响也很大,速度越低,压力分布越接近 Hertz 接触的压力分布,二次压力峰越靠近出口位置,且润滑油膜厚度越小,低速和重载对润滑油膜厚度的影响类似,当流变指数相对较大时,速度对润滑油压力分布和膜厚的影响更大。

3 结论

(1) 流变指数越小,润滑油的非牛顿特性越明显,接触区的有效润滑油膜厚度越小且明显小于油润滑的油膜厚度,润滑油压力分布接近高载荷润滑的压力分布。

(2) 载荷对润滑油的影响最显著,高载荷下润滑油膜厚度明显减小,且二次压力峰随载荷变大趋近消失,卷吸速度较小时对润滑油的膜厚较小,当流变指数相对较大时,载荷和卷吸速度对润滑油压力分布和膜厚的影响相对较大。

(3) 载荷和卷吸速度对润滑油特性的影响与润滑油类似,但由于润滑油的非牛顿特性,润滑油在入口区和出口区会共同无剪切区域,相对于油润滑情况,润滑油膜接触区压力分布集中在靠近接触中心的有限范围内,且非牛顿特性越显著,润滑油的压力分布越接近高载荷油润滑的情况。

参考文献

- [1] LIU F M. Grease lubrication in rolling bear [g]. [M]. New York: John Wiley & Sons, 2013.
- [2] ARBERG A, JOHANSSON B. A study of film thickness in grease lubricated elastohydrodynamic contacts [C]//Proceedings of 5th Leeds-Lyons Symposium on Tribology-London/Mechanical Engineering Publishers, 1978, 164-115.
- [3] MULLER H, REINHELD B, FREISE J. Velocity measurements in the grease lubricating film of a sliding contact [J]. ASLE Transactions, 1998, 20(1): 111-122.
- [4] GANN P W R. Understanding grease lubrication [J]. Tribology Series, 1998, 31: 179-183.

- [5] KASITA M, NISHIMURA H, SAKA M. Effects of nonuniformly oriented defects and thickness bumps on grease elastohydrodynamic lubrication film [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology, 2004, 218(1): 279-288.
- [6] 皮尔德, 周树德. 滚动润滑润滑油接触问题的数值解 [J]. 机械工程学报, 1998, 24(1): 36-43.
- [7] YANG X N, WEN H Z. The numerical solution of EHD problem of line contact lubricated with grease [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1998, 23(1): 35-43.
- [8] 程军. 滚动接触润滑油膜厚度问题综述及其数值解 [J]. 润滑与密封, 1998, 13(1): 3-11.
- [9] CHENG J. Elastohydrodynamic grease lubrication theory and numerical solution in line contact [J]. Lubrication Engineering, 1998, 13(1): 3-11.
- [10] LEE H Y, HAMBECK H J. A circular non-Newtonian fluid model of Part I used in elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Tribology, 1990, 112(2): 180-193.
- [11] YUO J C, KIM H W. Numerical analysis of grease thermal elastohydrodynamic lubrication problems using the Herschel-Bulkley model [J]. Tribology International, 1997, 30(4): 407-418.
- [12] 毛磊, 于斌, 程树华. 滚动润滑的轴承润滑问题数值分析 [J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 21-25.
- [13] DONG L, YU H, JI G H, et al. Numerical analysis on elastohydrodynamic lubrication of automotive wheel bearings lubricated with grease [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 21-23.
- [14] 谢小松, 彭树强, 周树德. 滚动接触对滚动润滑接触区影响的数值分析 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2012, 40(7): 53-56.
- [15] MAO X P, PENG C L, CHENG J L. Numerical analysis of influence of solid particles on elastohydrodynamic line contacts under grease lubrication [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2012, 40(7): 51-56.
- [16] WIKSTRÖM L, JETLAND B, CARLSSON L. Optical analysis of ball bearing starvation [J]. Journal of Lubrication Technology, 1971, 93(1): 349-364.
- [17] KUMARASWAMY J S, CHEN Y W. Grease [J]. ASME Transactions, 1972, 115(4): 269-277.
- [18] PUGH S Y. An experimental study of grease in elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Lubrication Technology, 1972, 94(1): 23-34.
- [19] KOSAKI W, KUSUMI N, KIKUCHI H. Pressure distribution and shape of an elastohydrodynamic grease film [J]. Wear, 1979, 53(1): 81-89.
- [10] KOSAKI W, KUSUMI N, KIKUCHI H. The properties of elastohydrodynamic grease film [J]. Wear, 1982, 77(1): 237-243.
- [11] TROTT A L. Rheological properties of lubricating greases [J]. Wear, 1982, 82(1): 13-23.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0712.2017.09.002

气浮推力轴承支撑平台平衡机制及静特性分析*

张国源 张 谊 陈国忠 李国栋

(西安电子科技大学机电工程学院 陕西西安 710071)

摘要:为消除或者减弱重力的影响,向单一气浮推力轴承支撑平台方案,包括供气系统、控制系统、推力轴承、支撑平台。该平台通过调整推力轴承与平台之间间隙的气膜厚度可消除重力效应。构建该气浮推力轴承支撑方案的气体力润滑耦合模型,包括气膜分布与流速模型、压力分布与流量模型、可压缩气体的雷诺方程和气膜压力与载荷关系。数值求解上述耦合模型,得到气膜厚度系数、速度、平台载荷与轴承性能参数之间的关系。结果表明:在典型工况条件下,该力系数系数增大,最小气膜厚度、流量和功耗随之增大;最小气膜厚度、流量和功耗随速度的增大而增加;平台载荷的增加会导致气膜厚度和流量的降低。

关键词:气浮推力轴承;微重力平台;静力特性;气膜静压分布模型;雷诺方程

中图分类号:TH111 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-0712(2017)09-0002-06

Balance Mechanism and Characteristic Analysis of Gas Thrust Bearing for Micro-gravity Platform

ZHANG Guoyuan ZHANG Yi CHEN Guozhong LI Guodong

(School of Mechano-electronic Engineering, Xi'an University, Xi'an Shaanxi 710071, China)

Abstract: A scheme of micro-gravity platform based on the gas film thrust pad bearing was proposed to mitigate and eliminate the influence of gravity. The platform includes the gas supply system of the pump, control system, gas thrust bearing and load platform. The gap between bearing and platform was applied to eliminate the gravity effect by adjusting the film thickness. Air dynamic lubrication couple models were established, including the model of the air film distribution and flow velocity, the model of the pressure distribution and gas flow, and Reynolds equation of the compressible gas and the relation of the pressure and load. The relations between air viscosity coefficients in typical working conditions, speed and loading of platform were solved by the numerical methods. The key parameters of bearing, such as minimum gas film thickness, the flow rate and power loss, were obtained. The results show the performance parameters (the minimum gas film thickness, the flow rate and power loss) are increased with the increasing of air viscosity and speed. With the increasing of the loading of the platform, the minimum gas film thickness and the flow rate are decreased.

Keywords: gas thrust bearing; micro-gravity platform; static characteristic; air static-dynamic lubrication; Reynolds equation

气浮技术应用在重力消除方面具有一定的优势,已越来越多地受到研究人员的关注。其主要是利用气浮推力轴承静压原理,利用气体压力,由气膜浮起物体,由此可以通过气浮力抵消承载力(重力)实现环境重力的降低或者消除。近几年随着气浮推力轴承技术的迅速发展使得气浮技术也朝更精确更可靠的方向发展。目前,气浮推力轴承技术的研究已经集中在以气体动力学、摩擦学、传热学及一般动力学等物理

论基础的多种学科的综合性的技术的研究^[1]。由于气浮轴承以空气等低粘度介质作为润滑介质,因而具有速度高、精度度高、摩擦损耗小、适应于高低温环境、侧漏小、寿命长等优点。其在广泛应用中也有其特殊的优点,如采用气浮推力轴承制成的精密工作台,可以获得非常小的并且一致的动静摩擦因数,从而可提高工作台的风刚度。同时气膜具有匀化误差的作用,可以使工作台的工作特性得到改善^[2]。

已有不少的研究人员大量研究了气体轴承的静态特性。对于径向气浮轴承也已经发展到了研究其动力学行为方面^[3-5]。如KIM和LEE^[6]给出了透平机械上应用的空气润滑的动静压混合轴承支承的转子静态力学特性实验结果,对此验证了与静态性能相关的气膜

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51375418, 51205144)。

收稿日期: 2016-11-15

作者简介: 张国源(1979—),男,博士,副教授,主要研究方向为润滑技术、转子动力学、机械设计。E-mail: gzyang@xidian.edu.cn

刚度等。而静力气体轴承的研究仅限于对压力分布、承载能力和刚度等参数获取;通过计算这些参数,分析相关因素的影响。COLANGELO等^[2]在最新的研究中描述了一类可主动控制的空气静力轴承及其控制系统,也正在尝试将静力轴承应用在精密机械工程中。

目前,气体静力轴承已较为广泛地应用于航空航天惯导系统、精密测试仪器、工业机械等方面^[3]。在国内已应用到如工业缝纫机、微型燃气轮机、精密气浮直线电机^[4]、陀螺仪^[5]、进给机械、空气轴承、高精度磨床等精密机械中^[6];在国外,日本的 NSK 等^[7]已将气体静力轴承用于高速增压鼓风机^[8],美国的 BCS&G 等^[9]研究了基于气浮轴承的硬盘驱动器(Hard Disk Drive, HDD)。

近年来,气体轴承在重力消除中也正在尝试使用,如美国阿拉巴马大学、维多利亚大学和日本东京理工大学等都建立了平面气浮台的地面试验系统^[10~12]。我国哈尔滨工业大学等也研制了基于气浮台的地面试验系统^[13]。气浮技术发展迅速,已经能够应用于气浮微重力平台中。气浮微重力平台系统不仅能用于对真空环境下的微重力效应的模拟,而且还可用于空间姿态和系统运动精度的控制等。通过地面仿真平台,可以实现对适用对象的重载特性、运动状态、控制算法以及实验任务进行模拟实验,对卫星的有效载荷进行地面测试实验。

气浮技术现已基本应用于微重力测试平台,然而在国内仍然没有成熟的技术,主要原因在于对气浮机制的研究不透彻,其次是相关的实验技术和事不足,难以实现对理论基础的验证。但是,随着传感器技术、人工智能以及网络控制等技术的快速发展,促进了实验相关的发展,为实验验证提供了可能性,也为气浮技术各问题的解决提供了重要的基础。

因此,本文作者提出一类气静力气轴承的微重力平台方案,通过调整气静厚度来实现气浮微重力抵消或消除。通过构建该气静轴承支撑方案的气体动力学模型,数据不断获得了关键参数与平台载荷之间的关系,研究结果为气浮微重力平台的研制提供了理论指导。

1 气浮平台支撑方案

基于气静力轴承技术而提出的气浮微重力测试平台方案如图1所示。通过该方案,可以实现平台的气浮承载。过程如下:

首先压缩空气通过气泵抽气并进入气体通道之中,再经过 FLT(线性过滤器)的再次过滤,进入节流阀口。通过节流阀来控制输出至平面平台的气体支撑压力,用以平衡载荷压力。通过 PS(开关)进行

气体流通开关的控制。通过 Relief Valve(减压控制阀)来控制节流阀出口压力的大小。开关可以控制系统的运作。一旦出现意外,开关可以迅速关闭,气体不流通,整个工作平台即停止工作。气流和线性过滤器可以调节入口气体压力的大小,从而通过节流阀控制平台与静力轴承之间气流的承载载荷大小,进而控制整个系统承载载荷的大小。

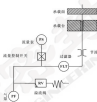


图1 气浮平台支撑方案图

Fig.1 Scheme of air-bearing platform

为实现上述方案,其关键技术拟解决的重点主要涉及以下几个方面:

首先,需要建立气浮机制——气静静压动力学模型。为此将构建气静力轴承模型,并自编软件,完成对气静轴承静压特性的仿真计算,得到静压特性以及流量特性规律(即文中研究内容)。

其次,获取不同节流方式(小孔和毛细节流方式下)气浮轴承的供气孔数目、供气压强以及节流孔加工直径等参数对气静轴承静压特性的影响,从而确定气浮轴承的设计及加工精度。

再次,对多自由度下的气静轴承分析各自的轴承可控性和敏感性,构建可控和敏感性分析方法以及参数模型,以载荷或者位移参数为控制量,建立可控性网络。

最后,根据仿真结果对微重力测试平台的支撑轴承进行机械设计,完成整体的机械结构图纸的绘制和方案完整性分析。

本文作者主要通过建立系统的气浮机制——气静静压动力学模型,并自编软件,完成了对气静轴承静压特性的计算,最终得到静压特性以及流量等特性规律。

2 气浮机制——气体静压力平衡机制模型

图1所示为气浮平台结构示意图,由此可将平台间隙近似看做一均匀微小平行平板下的气体流动问题。图2中, p_a 为出口压力, p_i 为供气压力, p_a 为环境压力, \vec{w} 为流向。



图2 气浮平台轴承结构图

Fig. 2 Bearing structure of platform

2.1 气体速度与流量模型

由静压轴承理论,每一节流孔流入的质量流量与其对应的局部间隙流出的质量流量必定相等,可直接求出流体运动方程^[1]为

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \\ \frac{\partial v}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \end{cases} \quad (1)$$

式中: u 为气体沿 x 方向的速度; v 为气体沿 y 方向的速度; η 为气体的动力粘度系数。

式(1)表明,当两表面间形成稳定层流时,使气体加速的因素(间隙中的压力梯度)与使气体减速的因素(流体间的内摩擦阻力)达到相对平衡,这时气体按一定的规律流动,即其断面各点的气体流速一定,各断面的压力一定。它是气路系统中流体流动动力与阻力之间矛盾斗争的结果。由于这种压力分布的形成会使得不平衡能够承受一定的载荷。

将式(1)2次积分,代入搭压流场微分形成的边界条件得:

$$\begin{cases} u(y) = -\frac{\eta(h-y)}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \\ v(y) = \frac{(h-y)}{h} \cdot -\frac{\eta(h-y)}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \end{cases} \quad (2)$$

式中: h 为气膜厚度; \vec{v} 为两板相对运动的线速度(沿 y 方向)。

由式(2)可以看出,对 x 方向只能有静压作用,各点速度取决于该点的 y 坐标及两板间沿 x 方向的压力梯度。而沿 y 方向,除静压作用外,还包含相对速度引起的分量,即动压作用的机制。同时,式(2)也表明,平台间隙在静压作用所产生的流速呈抛物线规律,由此可以获得最大流速位置与流速。

即 $y = \frac{h}{2}$ 处:

$$u_{\max} = -u\left(\frac{h}{2}\right) = -\frac{h'}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

$$\text{令 } x \text{ 方向: } f(x) = \int_0^x h' dx; \quad y \text{ 方向: } f(y) = \int_0^y h' dy$$

$f(x) = \int_0^x h' dx$, 则气体通过该流断面的体积流量:

$$\begin{cases} q(x) = -\frac{h}{12\eta} f(x) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \\ q(y) = \frac{h}{2} f(y) \cdot -\frac{h}{12\eta} f(y) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \end{cases} \quad (4)$$

考虑到气体具有可压缩性,区别于固体润滑。为此分析其质量流量,以 ρ 表示气体的密度,则流经各断面的质量: x 方向为 $m_x = \rho q(x)$, y 方向为 $m_y = \rho q(y)$ 。

2.2 可压缩气体微分方程

以连续流动单元为分析对象,可压缩气体润滑的连续方程可写为

$$\frac{\partial [\rho q(x)]}{\partial x} dx + \frac{\partial [\rho q(y)]}{\partial y} dy = -\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} dx dy \quad (5)$$

将式(4)代入式(5)得:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right] = \frac{\partial}{\partial t} \cdot$$

$$\left[\frac{\rho h^3}{2} \right] + \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} \quad (6)$$

式(6)为可压缩流体流动力平衡的首项方程。它反映了气浮轴承动压效应下的轴承作用机制,即静压静力轴承中同时考虑动压效应的动态过程气体流动规律。

而特别地,如果忽略动压效应,也不考虑时变特性,即认为 $\frac{\partial}{\partial t} = 0$,式(7)化为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho}{12\eta} f(x) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho}{12\eta} f(y) \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 0 \quad (7)$$

式(8)为二维流动二阶偏微分方程,它描述了稳态的静压轴承气体流动,亦即压力分布的一般规律。同时也从中可以看出流量的变化与压力变化之间的关系。

2.3 动态分析

选用导热性能良好的金属材料时,当表面加工质量比较高时,可以进行充分的热交换,故在这里按等温过程进行设计计算,故而其状态方程为

$$\frac{P}{T} = \text{const} \quad (8)$$

式中: R 为气体常数; T 为气体的绝对温度。

代入到式(7)可得:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{P}{2\pi R T} f(x) \right] \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{P}{2\pi R T} f(x) \right] \frac{\partial x}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

该方程即为考虑气体状态的时间轴气膜压力分布特性的完整 Reynolds 方程。求解方程便可以得到压力分布结果。

2.4 气膜压力与载荷模型

如图2所示,若轴承的载荷(即平台的载荷/载荷)为 \bar{W} , 工作表面间各点的气体压力为 p , 则气体压力支撑平台的平衡状态下力学方程为

$$\bar{W} = \iint_S (p - p_a) \cos \varphi dS \quad (10)$$

式中: P_a 为环境压力; S 为轴承工作表面; φ 为载荷方向与工作表面法线方向之间的夹角; p 为气膜压力。

式(10)说明气体压力轴承支撑力在每一瞬时平衡状态下其大小等于工作表面间的气体压力的载荷方向分量的积分。综上,气体动力学模型求解计算程序流程图如图3所示。



图3 气体动力学润滑模型求解计算程序流程图

Fig.3 Program flow of air dynamic lubrication model

文中,在原有程序基础上^[2-4],修改并更新模型,解联式(8)、(9)、(10)等,编制上述软件,并与原有程序进行对比以验证过程正确性。求解程序将求得几何参数、物理参数、运行参数与最终流量分布、速度分布和载荷等参数的变化关系。

2 数值求解过程及结果分析

根据图3所示的模型求解步骤,分别计算气体膜度系数、平台载荷和速度对平台特性的影响。设定平台的内径 $R_1=0.15$ m, 外径 $R_2=0.25$ m, 用6种典型工作环境(室温下低、高压空气;设定工作温度下的低、高压空气;工作平台额定温度下的低、高压空气)下的气体(空气)。

求解情况还进行计算分析,其膜度系数见表1。

表1 气体润滑膜度系数

Table 1 Dynamic viscosity of air

序号	温度/K	压力/ μMPa	粘度系数/ $\eta/(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$
1	300	0.1	18.46
2	300	0.3	19.29
3	350	0.1	20.32
4	350	0.3	21.50
5	400	0.1	22.00
6	400	0.3	23.50

2.1 平台载荷对气浮平台特性的影响

设定额定工作速度为 $n=3\ 000$ r/min, 平台其他参数保持不变, 平台载荷从 $F=500$ N 为起始载荷, 以 50 N 为递增单位增加到 1 000 N, 计算平台载荷对气浮膜度系数性能(功耗、流量、温升及最小气膜厚度)的影响程度, 其结果见图4—7。



图4 功耗随膜度系数变化

Fig.4 Variation of power consumption with thrust load capacity



图 3 流量随推力载荷变化

Fig. 3 Variation of flow with thrust load capacity



图 4 平均温升随推力载荷变化

Fig. 4 Variation of temperature rise with thrust load capacity



图 5 最小气膜厚度随推力载荷变化

Fig. 5 Variation of minimum oil thickness with thrust load capacity

由图 4—7 可知, 随着推力载荷的增加, 最小气膜厚度和流量等不断减小, 载荷比压、平均温升、功耗等不断增加。其中, 最小气膜厚度由 $8.0 \mu\text{m}$ 逐渐减小至 $5.8 \mu\text{m}$ 左右, 流量由 8.8 L/min 逐渐减小至 6.4 L/min 左右。由此可得, 相同条件下, 外部载荷越大, 功耗越大; 由油膜挤压效应可知, 其最小气膜厚度越小, 流量随之减小。

3.2 转速对气浮平台特性的影响

设定额定工作推力载荷 $F=500 \text{ N}$, 保持平台其他参数不变, 将转速从以低速 $n=500 \text{ r/min}$ 为起始速度, 以 500 r/min 为递增单位, 增加到高速 $n=5000 \text{ r/min}$, 得到转速对气浮平台特性的影响, 如图 8—11 所示。



图 8 功耗随速度变化

Fig. 8 Variation of power consumption with speed



图 9 流量随速度变化

Fig. 9 Variation of flow with speed



图 10 平均温升随速度变化图

Fig. 10 Variation of temperature rise with speed



图 11 最小气膜厚度随速度变化图

Fig. 11 Variation of minimum oil thickness with speed

由图 8—11 可知, 随着速度的增加, 最小气膜厚度、流量和功耗不断增加, 最小油膜厚度由 3.2 μm 逐渐增加至 10.5 μm 左右, 流量由 1.1 L/min 逐渐增加至 17.5 L/min 左右, 由此可得, 相同条件下, 速度越大, 其中流量就越大, 因此最小气膜厚度就越大, 同时, 功耗也随之增大。如图 10 所示, 在计算的工况下温升的变化不大。

3.3 气膜厚度对气膜泵密封性能的影响

由图 4—7 可知, 随着动力指数系数的增加, 功耗、流量和最小气膜厚度不断增加, 但温升不变, 由此可得, 相同条件下, 动力指数系数越大, 最小气膜厚度随之增大, 流量也增大, 因而功耗随之增大。同时, 由图 8—11 可知, 上述结论依然适用。

4 结论

(1) 以气体轴承理论为基础, 提出了一种气体膜力轴承支撑的微重力消除平台方案, 并以该方案为基础, 构建了该气体轴承支撑方案的气体动力学模型

型, 数值求解了关键参数与平台载荷之间的关系。

(2) 相同条件下, 动力指数系数越大, 最小气膜厚度随之增大, 流量随之增大, 流量也增大, 因而功耗随之增大。

(3) 相同条件下, 外罩载荷越大, 功耗越大, 油膜厚度相应明显, 其最小气膜厚度越小, 流量随之减小。

(4) 相同条件下, 最小气膜厚度、流量和功耗随着速度的增加而增加, 而平均温升不随速度的变化而变化。

参考文献

- [1] 卢志伟, 刘波, 张乃文. 正排量气浮轴承密封特性研究[J]. 轴承, 2003(9): 30—33.
- [2] Z W, L B, H, ZHANG J. Research on static performance of thrust air-bearing bearings[J]. Bearing, 2013(9): 10—13.
- [3] 朱达云, 马承直. 气浮轴承膜力轴承特性参数分析及其控制策略的研究[J]. 中国机械工程, 2013, 24(2): 240—244.
- [4] ZHANG Y, MA X Z. Research on new style support film air bearing and its control[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(2): 240—244.
- [5] 张海军, 周长生. 微气膜轴承—转子系统动力特性研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(12): 1400—1405.
- [6] ZHANG H J, ZHANG X. Study on dynamics of micro gas journal bearing rotor system[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(12): 1400—1405.
- [7] 马承直, 周林, 王刚. 磁悬浮膜力轴承特性参数及影响因素研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(8): 1113—1117.
- [8] MA X Z, JIN W, WANG T. Research on dynamic characteristics of eddy-current support film and its influence factor[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(8): 1113—1117.
- [9] ZHANG L, LIU D. Design of three-rod hybrid air-film bearing and experimental investigation on static performance at zero running speed[J]. ASME J Eng Gas Turbines Power, 2010, 132(12): 122501.1—10.
- [10] CHENGBIN F, MAFFIOLLO D, RAFFAELLI T. Active gas thrust bearing with embedded digital valves and background sensors[J]. J. Technology Transactions, 2016(2016-07-19). <http://dx.doi.org/10.1080/10439862.2016.1213544>.
- [11] 朱新良, 程军, 张亮. 气浮轴承密封研究的现状和展望[J]. 机械设计, 2013, 32(1): 1—5.
- [12] ZHU X L, GUO Y, ZHANG L, et al. Review on the fabrication of air bearing[J]. Journal of Machine Design, 2013, 32(1): 1—5.
- [13] 陈学华, 谢德水, 何学明. 气浮轴承气浮电液伺服动力系统设计[J]. 武汉理工大学学报, 2008, 30(8): 117—121.
- [14] CHEN X H, XIE D D, ZHANG X M, et al. Structure dynamic modeling and analysis of precision linear motor with air bearings[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2008, 30(8): 117—121.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0701.2017.09.009

基于不同流变模型的等温线接触弹流润滑分析*

刘明勇¹ 吴晨辉² 刘亚东¹ 林文干¹

(1. 湖北工业大学, 湖北省农业机械工程研究院设计部, 湖北武汉 430068;

2. 东风汽车股份有限公司, 湖北武汉 430057)

摘要: 选取 Ree-Eyring 流体、Bair-Winter 流体和 Carreau 流体建立非牛顿流体等温弹流润滑模型, 研究不同流变模型对最小膜厚和中心膜厚影响, 并与 Newton 流体进行对比, 同时讨论环境粘度对油膜压力和膜厚的影响。结果表明: 基于 Carreau 流变模型得到的最小膜厚与实验结果最吻合; 与 Newton 流体模型相比, Carreau 流变模型和 Ree-Eyring 流变模型得到的油膜中心厚度较高, 其中 Carreau 流变模型的油膜中心厚度最高, Bair-Winter 流变模型得到的中心膜厚最小; 与 Baruslaw 黏度模型相比, 采用 Doolittle 自由体积黏度模型在中心区域产生较宽的油膜; 环境粘度高的时候油膜厚度增加, 第二压力峰值也增大。

关键词: 线接触; 流变模型; 弹流润滑; 油膜厚度

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0701(2017) 09-0009-06

Analysis on Isothermal EHL Line Contact with Different Rheological Models

LIU Mingyong¹ WU Chenhui² LIU Yadong¹ LIN Wenguan¹

(1. Hubei Agricultural Machinery Engineering Research and Design Institute, Hubei University of Technology, Wuhan Hubei 430068, China; 2. Dongfeng Automobile Co., Ltd., Wuhan Hubei 430057, China)

Abstract: In order to discuss the effects of different rheological models on the minimum film thickness and central film thickness, Ree-Eyring fluid, Bair-Winter fluid and Carreau fluid were selected and non-Newtonian fluid elastohydrodynamic lubrication model was established. The influence of environmental viscosity on oil film pressure and film thickness was explored. The results demonstrate that the minimum film thickness calculated by the Carreau rheological model is most consistent with the measured result. Compared with Newton fluid model, the higher center oil film thickness is obtained based on Carreau and Ree-Eyring rheological models, and the highest center oil film thickness is obtained based on Carreau model, the minimum film thickness is obtained based on Bair-Winter rheological model. Compared with the Baruslaw model, a lower viscosity in the central region produced by the Doolittle free volume viscosity model. The oil film thickness is increased with high ambient viscosity, and the peak value of the second pressure is also increased.

Keywords: line contact; rheological model; EHL; oil film thickness

自从 20 世纪中期 DOUGSON 和 HIGGINSON^[1]对线接触弹流润滑问题研究以来, 国内外学者对点、线接触问题进行了大量理论和试验研究。LEK 和 HAMROCK^[2]采用两流变模型研究了磨粒流、膜厚剪切强度等对等温线接触弹流润滑的影响。JACOBSON 和 HAMMERICK^[3]用理想黏塑性流变模型研究了磨粒流比下剪切强度对弹流润滑的影响; LIU 等^[4]用 Kramers-Johnson 模型研究了等温线接触条件下压力和膜厚分

布随不同磨粒比的变化规律; DEKI 等^[5]采用 Power Law 流变模型研究稳态等温线接触条件下轴承性能参数变化对压力和膜厚的影响。CARLI 等^[6]选取 Ree-Eyring 模型研究点接触弹流润滑条件下摩擦因数、油膜厚度随磨粒比的变化规律; 刘松岭和杨伟烈^[7]采用指数非牛顿流体分析了在稳态等温线接触条件下油膜压力和膜厚随磨粒数和磨粒比的变化; 尹昌磊等^[8]求解了 Newton 和 Ree-Eyring 流体线接触等温弹流润滑问题, 分析了流变特性对线接触弹流润滑油膜厚度的影响; 刘向平等^[9]采用 Carreau 和 Ree-Eyring 流变模型研究了剪切稀化流体的弹流润滑油膜厚度, 并与实验结果进行了对比; 王成高^[10]采用 Kramers-Johnson 模型研究了非牛顿特性对点接触弹流润滑的

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51405427); 湖北工业大学高层次人才培养资助项目。

收稿日期: 2016-11-29

作者简介: 刘明勇 (1983—), 男, 硕士, 讲师, 主要研究方向为润滑理论研究。E-mail: liumy1983@163.com; linyw@hpu.edu.cn

影响。

以上研究中,均只采用1种或2种流变模型进行线接触弹流润滑分析,理论计算结果未进行实验验证,存在一定的缺陷。因此,本文作者采用了多种流变模型对线接触弹流问题进行了数值求解并与实验结果进行对比。

1 计算模型

工程中直齿轮、凸轮、轴承等接触副可以等效为如图1(a)所示两圆柱的线接触模型。 u_1 、 u_2 为两接触表面的切向速度(m/s),曲率半径分别为 R_1 、 R_2 。两圆柱接触相当于图1(b)所示一个平面与一个当量半径为 R 的圆柱接触。当量半径 R 与曲率半径 R_1 、 R_2 的几何关系为

$$1/R = 1/R_1 + 1/R_2 \quad (1)$$

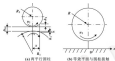


图1 等效模型

Fig.1 The equivalent model (a) two parallel cylinders;
(b) the equivalent cylinder and plane

1.1 控制方程

本文作者重点讨论流体非牛顿特性对润滑特性的影响,故仅考虑纯滚动工况。等温线接触弹流润滑问题的广义 Reynolds 方程为

$$\frac{d}{dx} \left[\left(\frac{h}{\eta} \right) k' \frac{dh}{dx} \right] = 12U \frac{d(\rho' h)}{dx} \quad (2)$$

其中:

$$\left(\frac{h}{\eta} \right) = 12(\eta \rho' / \eta' \rho' \rho')$$

$$\rho' = [\rho' u_1 (R_1 - U) + \eta u_2 (1/U) \rho_0] = \frac{1}{h} \int_0^h \rho \, dy$$

$$\rho' = \frac{1}{h} \int_0^h \rho' \frac{dy}{\eta} \, dy, \rho' = \frac{1}{h} \int_0^h \rho' \frac{dy}{\eta} \, dy$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{h} \int_0^h \frac{dy}{\eta}, \frac{1}{\eta} = \frac{1}{h} \int_0^h \frac{dy}{\eta}$$

式中: ρ 为润滑油密度; η' 为等效粘度; ρ 和 h 分别为压力和膜厚。

润滑油粘度 η 和密度 ρ 采用 Barakats 粘度关系式和 Doolittle-Huggins 密度关系式:

$$\eta = \eta_0 \exp[(\ln \eta_0 + 5.67)] [(1 + 5.1 \times 10^{-5} \rho)^{-1} - 1] \quad (3)$$

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-5} \rho}{1 + 1.7 \times 10^{-5} \rho} \right) \quad (4)$$

膜厚方程:

$$h = h_0 + \frac{y^2}{2R} - \frac{2}{\pi R} \int_0^y p(x) \ln(x - x_0)^2 dx \quad (5)$$

载荷平衡方程:

$$W = \int_0^L p dx \quad (6)$$

1.2 本构方程

本文作者分别选取 Newton 流体、Re-Eyring、Bair-Winer 以及 Carreau^[4]模型进行分析,其本构方程如下:

Newton 流体:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\tau}{\eta} \quad (7)$$

Re-Eyring 流体:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\tau}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\eta_0}\right) \quad (8)$$

式中: η_0 为 Re-Eyring 的特征剪切力。

Bair-Winer 流体:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\tau_0}{\eta_0} \ln\left(1 + \frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (9)$$

式中: τ_0 为极限剪切强度。

Carreau 流体:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\tau}{\eta} (1 + (\tau/\alpha)^2)^{-(n+1)/2} \quad (10)$$

式中: n 为指数参数; α 为剪切率。

Carreau 流体的压力和粘度关系分别采用 Tait 状态方程和 Doolittle 自由体积粘度方程^[5]:

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{V}{V_0} = 1 - \frac{1}{R_0 + 1} [\ln(1 + \frac{\rho}{R_0} (1 + R_0'))] \quad (11)$$

式中: ρ_0 、 V_0 分别为大气压下润滑油的密度和体积; ρ 、 V 分别为压力为 p 时的密度和体积;常数 R_0 、 R' 由试验确定。

$$\rho = \rho_0 \exp\left[R' \frac{V_0}{V} \left(\frac{1}{1 + V/V_0} - \frac{1}{1 - V/V_0} \right) \right] \quad (12)$$

式中: V/V_0 、 R' 为待定常数; V/V_0 由式(11)确定。



图3 不同网格数最小膜厚对比图

Fig. 3 The minimum film thickness under different number of grid refinement figure

3.2 泵吸速度变化对中心膜厚的影响

选取的润滑油为全氟聚醚^[21]。表2给出了润滑油的特性参数和工况参数。图4示出了不同流变模型挤压中心膜厚随吸膜速度的变化。基于Carreau流变

模型的中心膜厚最大, Bair-Weir模型的中心膜厚最小, 其差别主要是本构方程不同。



图4 中心膜厚随吸膜速度变化曲线

Fig. 4 The curves of central film thickness changing with suction velocity

图5(a), (b), (c) 分别为吸膜速度为3、1.8、0.8 m/s时, 3种雷诺流变模型和牛顿模型的的压力和膜厚分布对比。

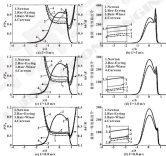


图5 不同流变模型压力和膜厚分布

Fig. 5 The distribution of pressure and film thickness of different rheological models

可以看出, 在相同工况条件下, 对4种流变模型计算得到的中心油膜厚度由大到小的顺序为 Carreau 流变模型、Ree-Eyring 模型、Newton 模型、Bair-Weir

模型。油膜中心厚度越大, 对应的第二压力峰值也越高, 且向入口区移动。图5(b), (d), (f) 分别为吸膜速度为3、1.8、0.8 m/s时, 4种流变模型

等温温度的对比,可以看出,相同工况条件下,Carreau 模型在接触人口区的膜度最大,Ree-Eyring 模型在人口区膜度第二,Bair-Winer 模型在人口区膜度最小,不同流变模型人口区膜度大小跟其中心膜厚大小相对应,由此可推断不同流变模型的油膜厚度主要是由于人口区等温温度不同造成的。同时由图 5 (b)、(d)、(f) 的等温温度分布图可以看到,在出口区域位置处,等温温度也出现峰值,而且等温温度峰值大小和第二压力峰值大小是相对应的,高的第二压力峰值具有较高的等温温度峰值。这是由于在第二压力峰值处,膜度越高的润滑油流动越容易受到阻碍,使得在窄缝处出现润滑油堆积。为了满足流量连续性条件,必然要求产生附加的压力来减小窄缝处此处的润滑油,此时附加压力使得第二压力峰值随着温度的增大而增高。

另外,从图 5 (b)、(d)、(f) 还可以发现:采用 Ree-Eyring、Newton、Bair-Winer 3 种流变模型计算得到的中心处等温温度基本没有差别,但是基于 Carreau 流变模型在中心处的等温温度比其他流变模型的低,这是由于 Carreau 流变模型采用的是 Doolittle 自由体积膨胀模型,其他 3 种流变模型采用的是 Reynolds 黏度关系式,由此可见:与 Reynolds 黏度关系式相比,采用 Doolittle 自由体积膨胀模型在中心区域产生较低的膜度。

3.3 环境温度对油膜压力和膜厚的影响

以 Ree-Eyring 模型为例,采用表 2 所示工况参数,卷吸速度为 2.5 m/s ,分别选取 $0.06, 0.04 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 两种高环境温度值,进行弹流润滑数值计算,得到的不同环境温度下压力和膜厚分布结果如图 6 所示,可以看出,随着环境温度增大,对应的油膜厚度变大,第二压力峰值变大。图 7 为对应的等温温度分布图,高环境温度对应的入口区域等温温度明显高于低环境温度对应的入口区域等温温度,这也解释了高环境温度润滑油膜厚度较高的原因。



图 6 不同环境温度下压力和膜厚分布

Fig. 6 The pressure and film thickness distribution under different environmental viscosity



图 7 不同环境温度下等温温度分布

Fig. 7 The equivalent viscosity distribution under different environmental viscosity

图 8 为不同环境温度润滑油膜中心流速场图,由图可以看出,在出口区域流有速度峰值,这是由于出口窄缝导致润滑油流动受到阻碍,为了保证流量恒定,因此产生速度峰值,图中显示环境温度增大,润滑油膜的中心流速峰值增大,这是由于环境温度增大导致油膜第二峰值变大,相对应的出口区油膜窄缝程度更显著,为了满足流量连续性条件,窄缝程度更大的位置油膜流速将更高。



图 8 不同环境温度下润滑油膜中心流速场

Fig. 8 The oil film center velocity field under different environmental viscosity

4 结论

(1) 比较 Newton、Ree-Eyring、Bair-Winer、Carreau 4 种流变模型对油膜厚度的影响,结果表明,与 Newton 流体模型相比,Carreau 和 Ree-Eyring 流变模型在入口区域产生较高的膜度,因而具有较大的弹流中心膜厚,Bair-Winer 在入口区域膜度比 Newton 低,因此其中心膜厚最小。

(2) 与 Reynolds 黏度模型相比,采用 Doolittle 自由体积膨胀模型在中心区域产生较低的膜度。

(3) 环境温度高的润滑油的油膜厚度大,承载能力较大,因此选用润滑油时应尽量选用黏度高的润滑油。

(4) 环境温度增大,润滑油油膜的中心流速峰

值增大。

参考文献

- [1] DUCHONIS D, HEGGENSON C R. Elastic hydrodynamic lubrication [M]. Oxford: Pergamon Press, 1986.
- [2] LEE H T, HAMMICK R J. A circular non-Newtonian fluid model just based on elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Tribology, 1980, 112(3): 488-493.
- [3] HACHENSON D G, HAMMICK R J. Non-Newtonian fluid model incorporated into elastohydrodynamic lubrication of rectangular contacts [J]. Journal of Tribology, 1984, 106(2): 275-282.
- [4] LIU J P, ZHANG X Y, XU Y. Numerical simulation of elastic hydrodynamic lubrication based on Eyring-Johnson model [proceedings] C // Proceedings of the 2013 International Conference on New Technology of Agricultural Engineering, Eilat, ISRAEL, 2011.
- [5] CLEGG D R F, BAHADUR A, JOHNSON K, et al. Numerical analysis of elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian lubricant [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 558: 1-7.
- [6] CHALLI M, HERRMANN K J, CHALLI E, et al. Thermal point contact EHL analysis of rolling/sliding contacts with experimental comparison showing anomalous film shapes [J]. Tribology International, 2009, 42 (4): 517-528.
- [7] 刘盼东, 杨浩然. 数值求解非牛顿流体的等温线接触弹流问题分析[J]. 润滑与密封, 2002, 27(1): 3-7.
- [8] LIU X L, TANG P R. Analysis of power law non-Newtonian fluid lubrication in the isothermal EHL line contacts [J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(1): 3-7.
- [9] 尹良品, 杨浩然. 粘性-线接触弹流问题中参数分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(9): 30-34.
- [10] YIN C L, TANG P R, TANG P. General analysis of line contact

- elastohydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(9): 70-74.
- [11] 刘列平, 张新义, 贾国祥. 车-波文模型对磨粒抛光液弹流油膜厚度影响的研究[J]. 中国机械工程, 2011, 22(20): 2419-2428.
- [12] LIU J P, ZHANG X Y, JIA Q X, et al. Effects of rheological model on elastohydrodynamic film thickness for elastohydrodynamic lubrication [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(20): 2419-2428.
- [13] 王洪强, 马国二, 杨盼生. 车-波文模型特性对磨粒抛光液弹流问题的影响[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 603-609.
- [14] WANG Y H, ZHENG H E, TANG H B, et al. Effects of non-Newtonian behavior of lubricants on the thermal elastohydrodynamic lubrication in heavily loaded point contacts [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 603-609.
- [15] LIU Y C, WANG Q J, MCCORT R, et al. A quantitative solution for the full elastohydrodynamic EHL point contact problem including surface [J]. Tribology Letters, 2007, 28(2): 171-81.
- [16] LIU Y C, WANG Q J, KISHIMOTO I, et al. The elastohydrodynamic film thickness of a two-component mixture [J]. Journal of Tribology, 2008, 130(2): 1-7.
- [17] LIU Y C, WANG Q J, WANG W X, et al. Effects of differential volume and mesh density on oil film thickness in point contacts [J]. Journal of Tribology, 2009, 130(3): 641-49.
- [18] 温诗琦, 杨浩然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- [19] BAIN R, VERONE P, MARCHETTI M. The effect of elastohydrodynamic on film thickness for space lubricants [J]. Tribology Transactions, 2002, 45(3): 396-411.

固体润滑国家重点实验室成立三十周年学术研讨会在兰州举行

8月11—13日, 由中国科学院兰州化学物理研究所固体润滑国家重点实验室主办、兰州化物所先进润滑与防护材料研发中心协办的固体润滑开放研究实验室(固体润滑国家重点实验室)成立三十周年(1987—2017)学术会议暨学术、技术、管理国际学术研讨会于兰州召开。中科院院士、固体润滑国家重点实验室主任刘国钧研究员担任会议主席。大会邀请了来自大陆、香港地区的科研院所、高等院校近 30 名专家, 分别介绍了各自的科研成果以及与润滑实验室的联系。中国机械工程学会摩擦学分会、减摩、耐磨专业委员会年会议同期举行。

会上, 中国工程院院士、固体润滑国家重点实验室学术委员会主任刘国钧研究员回顾了实验室的发展历程, 并感谢各界同仁三十年来对实验室发展的关心和支持。感谢中科院学术条件部的资助及院年轻同志的奋力拼搏。刘国钧院士作了“固体润滑的发展历史”的报告, 武汉材料保护研

究所李健研究员、中国矿业大学贾世华教授、西南交通大学周仲华教授和钱继禹教授、北京大学张恩均教授、山东大学郭卓斌教授、常州大学丁建宁教授、中国人民解放军陆军装甲兵学院王海斗教授、湖南大学廖治军教授、哈尔滨工业大学王攀松教授、河南科技大学张永福教授和魏忠志教授、南京航空航天大学戴振东教授、东南大学陈云飞教授、华南理工大学张广福教授、吉林大学陈志武教授、清华大学邵国教授、香港城市大学王福开教授、武汉理工大学张成清教授、中国矿业大学陈研教授、浙江工业大学江平教授分别作了精彩的特邀报告。

固体润滑国家重点实验室的前身为兰州化物所摩擦、磨蚀与润滑实验室。1987 年在该实验室的基础上, 成立了中国科学院固体润滑开放研究实验室。1999 年 10 月经国家科委批准建设固体润滑国家重点实验室。2000 年 4 月建成并通过验收。

零卷吸条件下界面滑移的试验观察^{*}

廖心明 郭 峰

(青岛理工大学机械工程学院 山东青岛 266325)

摘要:利用干涉干涉技术观察“盘式流态由油膜流变为零卷吸后接触区内润滑油膜的变化特征,进而不同于经典理论的结果,并将此和网下界面滑移现象,对于可能导致界面滑移产生的润滑油膜应力和界面临界应力2种机制进行分析,认为界面临界应力可以合理解释试验现象。为进一步证实分析的正确性,选择零卷吸条件下油膜时油核心的流态规律,试验结果与分析结果相吻合。对零卷吸和油膜条件下时油核心流态速度进行定量对比,结果表明时油膜内部存在同一不可超越的临界应力,而油膜与接触面的前缘处界面具有较低的临界应力。

关键词:零卷吸;界面滑移;极限应力;临界应力;时油核心

中图分类号:TH117.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-0895(2017)09-0006-08

Observation of Wall Slippage under Zero Entrainment Velocity Conditions

LI Xinming GUO Feng

(School of Mechanical Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao Shandong 266325, China)

Abstract: Using an optical interferometry system, the elastohydrodynamic lubrication (EHL) films in a ball-on-disk contact were observed under pure sliding and zero entrainment velocity (ZEN) conditions. The results are inconsistent with the prediction of traditional EHL theory, which is attributed to wall slippage effect. Two possibilities of wall slippage, i.e. the limiting shear stress of lubricant and the critical shear stress of interface were discussed. It is shown that the critical shear stress between solid-liquid interfaces may be responsible for the present observations. In order to validate the mechanism of critical shear stress, the movements of an entrapped lubricant in EHL contact were studied. The results show good agreement with the above assumption. By measuring the droplet size velocities under the conditions of ZEN and simple ball sliding, it is shown that the limiting shear stress of lubricant cannot be exceeded. Therefore, it is indicated that the glass interface coating Cr layer employs the lowest critical shear stress.

Keywords: zero entrainment velocity; wall slippage; limiting shear stress; critical shear stress; entrapped droplet size

近年来,随着对微流体的深入研究及微纳米高粘度测量仪器的开发,固液界面的无滑移边界条件面临挑战。各种测试技术^[1-4]和分子动力学模拟^[5]都已证实低条件下界面滑移的存在。而高压条件下的弹性流体动力润滑(弹流),接触区内界面滑移的测试技术上的限制并没有得到发展。事实上,多年来的实验证明弹流润滑摩擦力随剪切率增加存在一极限值,但以无滑移边界条件为假设建立的经典弹流理论无法对其进行合理解释。由此,SMITH^[6]第一次引入

流体本质特性——极限应力来解释这一试验现象。此后,JOHNSON和TEVAARWIK^[7]、RADE和WINKER^[8]也研究了高压条件下润滑油的流变特性。弹流流体的极限应力为函数依赖于压力和温度变化。同时,基于实验观察提出的考虑极限应力的非牛顿模型应运而生^[9-11],引入上述模型即得出了带有入口压力的流膜形状。

最近GUO和WANG^[12]在试验中观察到类似的非常油膜形状,并将此现象归因于界面滑移。GUO等^[12]还将干涉技术和冲齿封油技术相结合,通过观察接触区时间润滑油的运移,给出了界面滑移存在的证据。但是关于界面滑移产生的位置仍然存在各种争议。有的认为滑移发生在流场内部,有的则认为滑移产生在固-液界面上。关于滑移的产生依赖于流场的极限应力为还是界面的物理化学性质,滑移发生在一个界面上还是两个界面上等问题需要进一步证实。

^{*} 基金项目:国家自然科学基金项目(81406032, 81273032); 山东省优秀中青年科学家资助项目(BS2014Z02034)。

收稿日期:2016-12-21

作者简介:廖心明(1979-),男,博士,副教授,研究方向为界面流变特性研究。E-mail: lxm1979@163.com。

本文作者在零速度 (Zero Entrainment Velocity, ZEV) 两接触固体表面以大小相等方向相反的速度运动) 这一特殊工况下, 测量观察了接触区内的油膜的运动, 对上述问题进行了分析, 并为界面显微研究提供新的试验数据。

1 试验装置和试验步骤

1.1 试验装置

试验装置在改进的无干摩擦流试验台上进行, 增设了图 1(a) 所示的冲击控制结构。伺服马达的正转带动销子压下加载板; 快速反转后, 加载板在弹簧的作用下复位, 从而实现钢球冲击玻璃块。调节马达的转速, 可以控制冲击距离和冲击速度。得到试验中所需要的对油厚度。试验中, 玻璃块固定在圆盘内, 圆盘和钢球分别由伺服马达驱动。试验数据可以在压力计上直接读出。

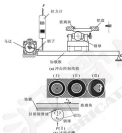


Fig. 1 Test apparatus (a) and test surface (b)

1.2 试验步骤

图 1(b) 给出了试验步骤, 每个试验分 3 步完成: (I) 预加载及冲击; (II) 二次加载以减小侧滑油膜面积并扩大接触区; (III) 玻璃块以速度 u_x 或钢球以速度 u_y 横向运动。玻璃块在与钢球接触一侧装有分光镜膜, 厚度为 20 nm。钢球的硬度等级为 45, 直径为 25.4 mm。对油膜心在接触区内的运动过程可实时采集, 然后利用 MATLAB 软件实现油膜形状的构建和对油膜心运动位形分析。试验用侧滑油的特性见表 1。试验温度为 (50±1) °C。

表 1 试验用侧滑油特性

润滑油	20 °C 时密度	20 °C 时动力粘度	粘度指数 n
	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	
FE1 100	886.0	127.0	1207

2 试验结果及讨论

2.1 ZEV 条件下侧滑油在接触区内的运动特征

图 2 示出了 ZEV 条件下侧滑油接触区内侧滑油的运动过程。试验开始时钢球固定, 玻璃块纯滑动。图 2(a) 显示了典型的侧滑油膜外形。此后, 与钢球施加一个与玻璃块大小相同、方向相反的速度, 即接触网达到零速度运动状态。在该运动条件下, 如果依据经典润滑理论, 侧滑油会被两固体壁面从左右 2 次挤出接触区。但是图 2 中显示侧滑油有向单侧流动的趋势, 且在接触区左侧聚集。这表明了侧滑油较好地粘附到了钢球的表面。

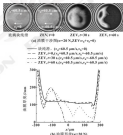


图 2 ZEV 条件下侧滑油运动特征

Fig. 2 Movement of lubricant under ZEV conditions (a) film interferences ($u^* = 20 \text{ N}$, ZEV, $u_x^* = u_y^* = 0$); (b) film profile

为了便于识别接触区的运动方向, 图 2 中以白色圆头的指向作为钢球和玻璃块的运动方向。随着试验的进行, 侧滑油在侧被挤出接触区, 最终达到了零侧滑状态, 同时可以看出在接触区两侧无气穴产生。图 2(b) 给出了对应于图 2(a) 干涉图的油膜外形, 进一步表明了侧滑油的单侧移动性和单侧引起的油膜

不对称性。由于实验中的滑移速度较低,接触区内的热效应可以忽略不计。

图2中侧滑油在零卷吸条件下单侧移动性表明了界面滑移效应的存在。在目前测试条件下,侧滑油与钢球表面具有良好的黏附性,而在玻璃块表面上产生了滑移。

2.1 界面滑移成因假说

由图2试验现象引出了界面滑移效应。关于其起因颇具争议,比较有代表性的2种假说是侧滑油的屈服剪应力和界面的临界剪应力。前一种假说认为,当接触区内的侧滑油达到其屈服剪应力时将滑移发生在流体内部或接触边界上;后一种假说则认为当固体界面达到其无法承受的临界剪应力时滑移便发生在玻璃块或钢球界面上。屈服剪应力是流体的固有属性,而且依赖于压力和温度的变化;而界面的临界剪应力取决于界面的物理化学性质,即侧滑油与界面的综合强度。在目前的盘-油-球测量系统中,假设存在3种临界剪应力:侧滑油本身的屈服剪应力;侧滑油与钢球界面上存在一个临界剪应力;玻璃块与侧C₆₀玻璃块的界面存在一个临界剪应力。滑移的产生取决于这3种临界剪应力值中最小的一个。

如果取侧滑油本身的屈服剪应力为3种临界剪应力中的最小值。依据屈服剪应力理论,当流体达到其屈服剪应力后,剪应力的值不再随剪应变率的增加而增加,而是保持为定值。这样外界施加的剪应变率将在流体内部流动调整以适应其达到的屈服剪应力。因此应力为定值且低于其余临界值,故滑移发生在流体内部或是内圆/液表面的边界层上。虽然已有的研究表明流体内部会产生局部滑移^[14],但由于流体内部的真实流动状态很难被直接观察到,所以难以准确判断侧滑油的层数及发生的具体位置。为了简化分析,文中假设流体内部仅存在图3所示的两层滑移。

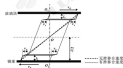


图3 屈服剪应力滑移模型

Fig. 3 Slippage model with yielding shear stress

鉴于目前测试系统的对称性,即上下运动表面的速度大小相等、方向相反,因而侧滑油层位置关于中间层(4/3处)对称的上下两侧。定义侧滑油层关于固体壁面的距离相等, $x_1 = x_2$,不卷吸油。当 x_1 和 x_2 趋向于无穷小时,滑移将发生在两侧界面处。系统的对称性也使得各处滑移速度 v 具有相同值。在满条件下,由图2中的几何关系可以得出无论滑移是否出现,卷吸速度都会为0,侧滑油不会向单侧运动。这显然与图2中的实验观察不相符,因而侧滑油本身的屈服剪应力为最小值的假设不能合理解释目前的试验现象。

假设界面的临界剪应力值为最小值。当剪应力达到界面可以承受的临界值时,侧滑移的发生剪应力保持为一定值。即剪应力不会在增加到其它临界值。此时滑移只发生在单一界面上。假设设 C_0 的玻璃块界面的临界剪应力为定值 τ_c 。侧滑移发生在 C_0 界面上。如图4所示。



图4 固-液界面临界应力滑移模型

Fig. 4 Slippage model with solid/liquid critical shear stress

图4中 v_c 为在设 C_0 玻璃块界面上产生的滑移速度。可见由于滑移的产生,卷吸速度由无滑移的零值增加到滑移后的 v_c 。在 v_c 的卷吸速度下侧滑油将与侧滑油的运动方向一致。该模型与图2中的试验观察相符。因此图4所示模型可以合理解释图2中油膜运动特征。

2.2 界面临界应力模型的试验验证

为了进一步验证上述分析的合理性,试验观察了冲击时油条件下侧滑油膜核心在ZGV条件下的运动特征。

如果按照经典侧滑理论,侧滑油在ZGV条件下的卷吸速度为0,则油膜核心会在接触区内部保持不动,且在对称剪应力的剪切作用下逐渐破裂并向接触区两侧拉伸。采用屈服剪应力理论也会发生与经典滑

流理论类似的情况。因为上面的分析中已经得出由接触应力产生磨粒后卷吸速度的值为0。然而,在图5给出的ZGV条件下对油核心的运动特征图中,对油核心径直向单一方向运动,如图5(a)所示。若以玻璃块运动速度 v_g 的方向为正方向,则球为运动的负方向,则在图5(b)所示的核心运动位移量为负值,即随着油随球一起运动并在G₀玻璃块界面发生了磨移,图中曲线的斜率(Slope)为核心运动的速度。图5中试验现象与图4中的模型相吻合。

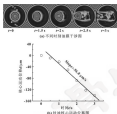
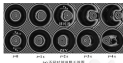


图5 ZGV条件下对油核心的运动特征 ($\omega=20\text{ Hz}$)

$v_g=81.43\text{ }\mu\text{m/s}$, $v_c=81.43\text{ }\mu\text{m/s}$)

Fig.5 Movement of single core under ZGV conditions ($\omega=20\text{ Hz}$, $v_g=81.43\text{ }\mu\text{m/s}$, $v_c=81.43\text{ }\mu\text{m/s}$) (a) interferograms at different instants; (b) displacement of single core

图6给出了ZGV和球纯滚条件下对油核心的运动对比。由图6(a)所示的干涉图可以看出,无论在球纯滚还是在ZGV条件下,对油核心都在G₀表面发生磨移而随钢球运动。令人感兴趣的是,图6(b)中显示在几乎相同的球滚速度 $v_g=40.0\text{ }\mu\text{m/s}$ 条件下,ZGV和球纯滚的对油核心运动速度非常接近。这表明在ZGV和球纯滚2种工况下,对于几乎相同的对油深度,则磨油内的磨应力分布也比较接近。相应的2种条件下磨油内磨应力也几乎相等。也显示了2种条件下得到相同的G₀/磨油块界面临界磨应力。



(a)不同时刻油膜干涉图



(b)中点及末点对油核心位移核心运动速度图

图6 ZGV和球纯滚条件下对油核心的运动对比 ($\omega=20\text{ Hz}$, 球纯: $v_g=v_c=0$, $v_g=40.0\text{ }\mu\text{m/s}$; ZGV: $v_g=39.6\text{ }\mu\text{m/s}$, $v_c=39.6\text{ }\mu\text{m/s}$)

Fig.6 Comparisons of single core movements under ZGV and pure ball rolling conditions ($\omega=20\text{ Hz}$, pure ball rolling: $v_g=0$, $v_c=40.0\text{ }\mu\text{m/s}$; ZGV: $v_g=39.6\text{ }\mu\text{m/s}$, $v_c=39.6\text{ }\mu\text{m/s}$) (a) interferograms at different instants; (b) displacement of single core and reference

图7定量比较了2种条件下对油核心的运动速度。进一步显示出对油核心在纯滚和ZGV工况下运动速度很接近。图7结果说明磨油在其磨应力达到G₀表面所能承受的临界磨应力而发生磨移时,运动的大小取决于钢球界面的运动状态。同时图6和图7的试验结果与图4的磨移模型的合理性体现了有利验证。



图7 对油核心运动与钢球运动速度的关系 ($\omega=20\text{ Hz}$)

Fig.7 Relationship of single core velocities between ZGV and single ball rolling ($\omega=20\text{ Hz}$)

3 结论

(1) 钢- G_0 的玻璃块界面与流体的极限剪切应力与钢球界面的临界剪切应力相比具有较小的临界剪切应力值。

(2) 磨粒发生在钢- G_0 的玻璃块界面上, 而不是发生在流体内或者钢球界面上。则磨蚀与钢球界面的磨蚀力比 G_0 表面要强。

(3) 根据文中观察到的试验现象, 侧滑油的极限剪切应力为磨粒模型不能对其进行合理解释, 而界面临界剪切应力为磨粒模型可以与其相互验证。

(4) 2kV 条件下的侧滑试验为界面磨粒研究提供了有效测量手段。

参考文献

- [1] NISHI C, ITAHARA D, KOSAKURA K, et al. Boundary slip in Newtonian liquids: review of experimental studies [J]. *Report on Progress in Physics*, 2009, 69(12): 200901-200907.
- [2] JAHROMANESH A, STEINBERG J D, TASSONE R L. Wall slip in the molecular dynamics simulation of thin films of hexadecane [J]. *Journal of Chemical Physics*, 1999, 110(3): 2612-2620.
- [3] SMITH F W. Lubricant behavior in concentrated contact systems: the water oil-lubed interface [J]. *Wear*, 1999, 231(1): 200-203.
- [4] JOHNSON K L, TEWFARDEK J L. Shear behavior of elastohydrodynamic oil films [J]. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1977, 356: 219-236.
- [5] RAE S, WINK W D. Shear strength measurements of lubricants at high pressure [J]. *ASME Journal of Lubrication Tech-*

nology, 1979, 101(2): 201-207.

- [6] LEE H T, HAMMICK R J. A circular non-Newtonian fluid model. Part I: model in elastohydrodynamic lubrication [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1999, 121(3): 486-496.
- [7] JOHNSON K L, WINK W D. Analysis of elastohydrodynamic lubrication with limiting shear stress: Part I: theory and solutions [J]. *STLE Tribology Transactions*, 2002, 45(1): 9-144.
- [8] STARR J, JACOBSON R D. A lubricant model considering wall slip in EHL line contacts [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2009, 131(3): 0313-0321.
- [9] CHU F, WONG P L. An analytical elastohydrodynamic lubrication film inlet angle [J]. *Trans. ASME, Journal of Tribology*, 2009, 131(2): 0213-0221.
- [10] CHU F, WONG P L, GUO H. An effect of wall slip in elastohydrodynamic lubrication contacts [J]. *Tribology Letters*, 2009, 34(1): 107-111.
- [11] CHU F, WONG P L. A multiple-bran intensity-based approach for thin lubricant film measurement in nonconfined contacts [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B, Journal of Engineering Tribology*, 2012, 216(2): 201-209.
- [12] RAE S, JACOBSON R, WINK W D. Observations of shear localization in liquid lubricants under pressure [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1999, 121(3): 507-514.
- [13] CHEN S, HIRATAKE A, KAWAMOTO T, et al. Observation of shear band at high pressure [C]. *Proceedings of JAST Triology Conference*, Tokyo, The Japanese Society of Tribology, 1999, 147-152.

(上接第16页)

- [16] TESHIM A F, SAMUE K S H. The frictional losses in roller gears as predicted from the traction slip characteristics of lubricating oils [J]. *Wear*, 1983, 87(3): 297-303.
- [17] MUTHUSW, ROUSSEAU D, FORTIN J. Velocity measurements in the grease-lubricating film of a sliding contact [J]. *ASME Transactions*, 1999, 20(4): 511-522.
- [18] YANG Z, QUAN X. A solution to grease lubricated EHD film thickness in an elliptical rolling contact [C]. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers International Conference, India (InstME Publication)*, 1987, 97-104.
- [19] WEN S Z, YANG Z. A theoretical and experimental study of EHL lubricated with grease [J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(1): 39-43.
- [20] YOSHIDA J, HAYASHI H, WADA S, et al. Measurement of the nonlinear viscoelastic Bingham plastic properties of lubricating greases [C]. *Proceedings of the Japan International Tribology Conference*, Nagoya, Japanese Society of Tribologists, 1999, 1029-1030.
- [21] CANN P M. Scavenging and reflux in a grease lubricated elastohydrodynamic contact [J]. *Tribology Transactions*, 1999, 42(3): 499-504.
- [22] KANITA M, KATO T, TAKIUCHI Y, et al. Effect of a thickness structure on grease elastohydrodynamic lubrication film [J].

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B, Journal of Engineering Tribology, 2009, 214(4): 327-336.

- [23] YANG Z, GU S, KANITA M, et al. Formation of steady channels in point EHD contacts [J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(1): 01-09.
- [24] CANN P M, DOWSON J P, WILSON J N, et al. Grease degradation in rolling element bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 44(3): 399-404.
- [25] LECT P M. A review on grease lubrication in rolling bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(4): 470-483.
- [26] LECT P M, NIKOLAIKOV S, TRIPP J B. On the elastic behavior of grease lubrication in rolling bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(3): 381-390.
- [27] YOSHIDA T, SHIBU S, HIRATAKE A. A new form of rolling contact damage in grease-lubricated deep-groove ball bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(1): 134-143.
- [28] PAN F, HAMMICK R J. Simple formulas for performance parameters used in elastohydrodynamic fully lubricated line contacts [J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(2): 240-254.
- [29] HOFFMIST L C, HAMMICK R J. Fast approach for calculating film thicknesses and pressures in elastohydrodynamically lubricated contacts at high loads [J]. *Journal of Tribology*, 1996, 118(3): 403-410.
- [30] 周平. 测量数据计算方法 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2012.

金刚石涂层机械密封环的制备与抛光特性研究^{*}

雷学林[†] 何 云[†] 孙方宏[†]

(1. 华东理工大学机械与动力工程学院 上海 200233; 2. 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240)

摘要:为延长机械密封环的工作寿命,采用热化学气相沉积法合成金刚石涂层机械密封环工作表面涂层具有耐磨减摩特性的,厚度 30~50 μm 微米金刚石(MCD)、纳米金刚石(NCD)和微/纳米金刚石(MNSCD)薄膜。分析结果表明,MCD薄膜的拉曼光谱具有明显的多晶金刚石特征峰,NCD和MNSCD薄膜的拉曼光谱中出现了代表石墨和不定型碳的G峰和D峰。利用平面抛光实验,对比MCD、NCD和MNSCD涂层机械密封环后续处理的抛光特性。实验结果表明,MNSCD涂层抛光效率高且耐磨损性能优异,其综合使用性能优于MCD和NCD涂层,更适合涂覆在机械密封环表面,以增强其耐磨损性能。

关键词: 金刚石薄膜; 机械密封环; 拉曼光谱; 抛光性能

中图分类号: TH42; TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-1059(2017)09-0040-04

Fabrication and Polishing Properties of Diamond Coated Mechanical Seals

LEI Xuelin[†] HE Yun[†] SUN Fanghong[†]

(1. Department of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200233, China; 2. Department of Mechanical Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: In order to prolong the working life of mechanical seals, the micro crystalline diamond (MCD), nano crystalline diamond (NCD) and micro/nano crystalline diamond (MNSCD) films with excellent wear resistance and low friction coefficient were deposited on the working faces of silicon carbide mechanical seals by chemical vapor deposition method. The results of Raman spectrum analysis show that the thickness of as-deposited MCD, NCD and MNSCD films is all about 30~50 μm. The Raman spectrum of MCD film shows distinct peak of crystalline diamond, while the G and D peaks representing graphite and amorphous carbon are presented in the Raman spectra of NCD and MNSCD films. The subsequent polishing properties of MCD, NCD and MNSCD coated mechanical seals were comparatively studied by the plane polishing experiments. The experimental results indicate that the MNSCD coating exhibits higher polishing efficiency and excellent wear resistance, showing better functional performance compared with the MCD and NCD films, which is more suitable to be deposited on the mechanical seals to improve their wear resistance.

Keywords: diamond film; mechanical seal; Raman spectrum; polishing property

近年来,机械密封密封技术已广泛应用于石油、化工、轻工、冶金、机械、航空和原子能等工业领域^[1-3]。机械密封装置中,静密封环的接触面为密封装置的关键部位,直接决定整个装置的使用性能。然而,面对愈加苛刻的使用工况(如高 p -值、强腐蚀性介质),机械密封环接触面越来越难以达到长期稳定无泄漏率的使用要求。由此带来的低工作寿命严重影响整套机泵设备的正常运行和增加设备检修定

置成本,已成为制约机械密封行业发展的瓶颈之一。当前一些密封材料性能无法满足愈加苛刻的机械密封使用工况时,在将密封材料表面涂覆耐磨减摩的超硬涂层材料或将成为被解决工况下传统机械密封环寿命短及可靠性差问题的有效途径之一^[4]。

化学气相沉积(Chemical Vapor Deposition, CVD)金刚石薄膜具有硬度高(HV 9 000~10 000)、摩擦系数低、耐磨性强、表面化学惰性强,以及与许多工程材料间的高附着力等优异的机械及摩擦学性能。被广泛应用于金刚石涂层复杂形状切削刀具、拉拔模具、轴承支撑器及喷嘴等耐磨零件的制备领域^[5-7]。

采用CVD法在静密封化机械密封环工作表面涂覆金刚石薄膜可充分发挥其耐磨、摩擦系数低、表面

^{*} 基金项目: 中国博士后基金项目(2016M600464)。

收稿日期: 2016-06-21

作者简介: 雷学林(1988-),男,博士,研究方向为金属表面微纳加工工具。E-mail: xuelinlei@ecust.edu.cn

化学惰性强、热传导系数大和膜层厚(可达几十微米)的优点。在不改变机械密封环基体尺寸形状的基础上, 获得使用性能优异的全金刚石涂层机械密封环^[4]。

同时, 为减小使用过程中机械密封系统的磨损率、磨擦率、摩擦扭矩和温升, 机械密封端面应具有优异的表面平整度和光洁度。这两点需通过在全金刚石涂层机械密封环的后续抛光处理来实现。常规微米金刚石(Micro Crystalline Diamond, MCD)薄膜具有近似天然金刚石的优异的光学特性, 但其颗粒粗大, 断裂韧性较差, 抛光过程费时费力且易出现薄膜微裂纹被抛现象, 成为制约其在耐磨密封领域应用的重要因素。近年来, 随着金刚石薄膜沉积技术的发展, 纳米金刚石(Nano Crystalline Diamond, NCD)薄膜应运而生。NCD薄膜晶粒非常细小, 表面极其光滑, 摩擦系数和摩擦率小。同时, NCD薄膜的金刚石纯度较高, 石墨以及非晶碳成分较少, 其硬度低于MCD薄膜, 断裂韧性优于MCD薄膜。这些特性的可量度降低金刚石薄膜的电光率度。但是, 金刚石纯度所带来的缺点是会降低NCD薄膜的耐磨损性能, 且膜-基结合强度较MCD薄膜差。若在MCD薄膜表面再生长一层NCD薄膜, 制备微米纳米复合金刚石(Micro- and Nano-Crystalline Diamond, MNCD)薄膜可在保证耐磨损性能和膜基结合强度的同时降低薄膜表面的抛光率度^[5-6]。

因此, 本文作者拟首先采用CVD法制备碳化硅机械密封环表面沉积金刚石薄膜并对其进行微观形貌和成分分析表征, 随后利用平面抛光实验对比MCD、NCD和MNCD涂层机械密封环的电光特性, 并由此获得适合沉积基机械密封环表面的优化金刚石薄膜类型。

1 实验部分

采用热丝CVD法在经过金刚石磨粉研磨基晶后的碳化硅陶瓷机械密封环表面沉积MCD、NCD和MNCD薄膜。反应气体为氢气和甲烷, 热丝材料为钨; 通过改变反应腔的气压和平均流速来控制生长的薄膜类型。金刚石薄膜的沉积过程中, 反应腔中热丝与密封环的空间排布方式如图1所示, 具体的沉积工艺参数如表1所示。金刚石薄膜的侧面表面和端面形貌采用扫描电子显微镜(Zeiss Ultra 55)观测, 薄膜的成分特征采用波长为632.8 nm的He-Ne激光拉曼光谱仪表征。此外, 文中通过平面抛光实验对比分析3种金刚石薄膜的电光特性。抛光实验中, 抛光盘为铜盘, 质量为10 kg; 金刚石粉末溶液为抛光介质; 整个载物台的转速为10 r/min。每抛光1 h后, 取下金刚石涂层机械密封环, 对密封环进行超声清洗, 并采用精密天平测量涂层密封环的质量以计算磨擦率。

磨擦率不可精确到0.01 mg。采用光学干涉仪检测分析密封环表面金刚石薄膜的平整度。当整个机械密封环表面的光率数小于3时, 即表明该机械密封环的表面平整度达到使用要求。

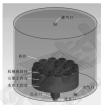


图1 薄膜沉积过程中热丝与机械密封环的空间分布图

Fig.1 Distribution of hot filaments and mechanical seals during CVD process.

表1 机械密封环表面的金刚石薄膜沉积工艺参数

Table 1 Deposition parameters of diamond films on mechanical seals

薄膜类型	MCD	NCD	MNCD
热丝功率 P/W	12	12	12
热丝高度 h/mm	8	8	8
热丝间距 a/mm	18	18	18
平均流速 V/(mL·s ⁻¹)	30	30	30
工作合转速 ω/(r·min ⁻¹)	1	1	1
偏置 L/A	8~9	8~9	8~9
沉积时间 t/h	30	10	8~5
氢气流量 Q ₁ /ccm	1 200	1 200	1 200
甲烷流量 Q ₂ /ccm	30	30	30~50
气压 p/Pa	1 000	2 000	1 000~2 000

2 结果与讨论

2.1 涂覆机械密封环的表征

采用热丝CVD法制备的全金刚石涂层碳化硅机械密封环如图2所示。从图2(a)可见, 金刚石涂层机械密封环呈现灰白色。通过电镜观察可知, MCD薄膜的颗粒尺寸在3~4 μm之间, NCD薄膜的金刚石颗粒呈现团状。MNCD表面可观察到NCD团簇分布在微米金刚石颗粒间的晶界中。通过精密数显微标卡尺和扫描电镜的检测(见图2(b))可知, 3种薄膜的厚度均在30~50 μm之间。

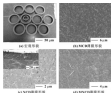


图2 金刚石涂层机械密封环宏观微观形貌

Fig. 2 Macro and micro morphologies of diamond-coated mechanical seals

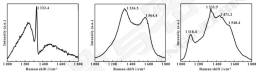


图3 NCD、NCD 和 MNCD 涂层机械密封环的拉曼光谱

Fig. 3 Raman spectra of NCD, NCD and MNCD-coated mechanical seals

2.2 金刚石涂层机械密封环的抛光特性

NCD、NCD 和 MNCD 涂层机械密封环的抛光特性如图 4 所示。

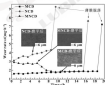


图4 NCD、NCD 和 MNCD 涂层机械密封环的抛光特性

Fig. 4 The polishing properties of NCD, NCD and MNCD-coated mechanical seals

机械密封环表面 NCD、NCD 和 MNCD 涂层的拉曼光谱如图 3 所示。NCD 涂层的拉曼光谱曲线在 1332 cm^{-1} 附近有个明显的金刚石特征峰。表明该涂层具有很高的 sp^3 结构多晶金刚石纯度。NCD 涂层的拉曼光谱在 1336 和 1368 cm^{-1} 附近有 2 个宽峰。主要原因是 NCD 涂层中出现了 sp^2 结构的石墨 (G 峰, 特征峰在 1350 cm^{-1} 附近) 和不定形碳 (D 峰, 特征峰在 $1360\text{--}1380\text{ cm}^{-1}$ 之间) 成分。NCD 涂层的金刚石峰和 D 峰相互杂用, 导致了峰位从 1332 cm^{-1} 附近偏移至 1336 cm^{-1} 附近。MNCD 涂层的拉曼光谱除具有金刚石峰、D 峰和 G 峰外, 在 1368 和 1480 cm^{-1} 附近也出现 2 个特征峰。这主要是由于碳原子键间的反式重乙炔效应引起的。

NCD 涂层的磨蚀率一直保持在较低水平。抛光 11 h 后, NCD 涂层机械密封环的平整度达到使用要求。此时磨平后的形貌可见极大的微米金刚石颗粒磨平。随后, 继续抛光 NCD 涂层机械密封环, 其磨蚀率仍然保持在较低水平, 不超过 2 mg/g 。直到抛光 20 h 后, NCD 涂层的磨蚀率显著增大, 说明此时涂层出现了大面积脱落。NCD 涂层机械密封环在抛光过程中, 其磨蚀率较高, 保持在 $2\text{--}4\text{ mg/g}$ 的水平。经过 5 h 的抛光后, NCD 涂层机械密封环的平整度达到使用要求。但是抛光 9 h 后, NCD 涂层机械密封环的磨蚀率便出现了大幅度的上升, 说明此时 NCD 涂层出现了大面积脱落。MNCD 涂层的磨蚀率呈现先较大后逐渐减小的过程。在初始阶段抛光表面 NCD 涂层的磨蚀率, MNCD 涂层的磨蚀率介于 $2.5\text{--}3.0\text{ mg/g}$ 之间。抛光 4 h 后, MNCD 涂层机械密封环的平整度便达到使用要求。从扫描电镜可看出此时的 MNCD 涂层的微观形貌十分光滑。随后继续抛光的过

程中, MNCD 薄膜的磨削率逐渐减小与 MCD 薄膜接近的水平。当到抛光 16 h 后, MNCD 薄膜也出现了大面积脱落的情况。由此可见, MNCD 薄膜具有抛平时间短, 且后续使用时磨削率低和抛光时间长的特点, 兼具表面易抛光且耐磨损性能优异的特性。故 MNCD 和 NCD 薄膜更适合涂覆在机械密封环表面, 以达到提升机械密封环耐磨性能, 延长机械密封环工作寿命的目的。

2 结论

(1) 采用热丝 CVD 法在碳化硅机械密封环表面沉积了厚度 30~50 μm 的 MCD、NCD 和 MNCD 薄膜。微观形貌和成分分析揭示了 3 种薄膜不同的颗粒大小、表面形貌和键联了结合方式。

(2) 抛光实验显示, NCD 薄膜的抛平时间短, 抛光效率高。但存在后续磨削率低, 薄膜脱落快的缺点; MCD 薄膜的磨削率低, 但抛光效率低, 成本不高; MNCD 薄膜兼具表面 NCD 薄膜易抛光和底层 MCD 薄膜耐磨损的优点。故 MNCD 和 NCD 薄膜更适合涂覆在机械密封环表面, 以达到提升机械密封环耐磨性能, 提升密封环工作寿命的目的。

参考文献

- [1] 郝永明. 机械密封技术及应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 2005.
- [2] 王玉明, 黄伟峰, 李永健. 机电泵—伺服电机密封[J]. 摩擦与润滑, 2011, 31(4): 408-409.
- [3] WANG Y M, HUANG W F, LI Y J. Mechanical seals for primary circuit of nuclear power plant[J]. Tribology, 2011, 31(4): 408-409.
- [4] 郝永明, 王玉明, 黄伟峰. 机械密封技术的发展趋势[J].

液压与气动与密封, 2009, 29(4): 17-18.

- [5] PENG X H, HUANG Y H, HUANG Y J, et al. State-of-the-art and future development of sealing technology[J]. Hydraulic Pneumatics & Seals, 2009, 29(4): 16-18.
- [6] 周平, 程祥华, 唐文强. 机械密封环表面化学复合 Ni-P-PTFE 膜的制备工艺及摩擦性能[J]. 润滑与密封, 2013, 38(4): 18-22.
- [7] LIU F, JIA X H, ZHONG C X. The preparation and frictional performance of electrodeless Ni-P/PTFE composite coatings on non-chemical seals[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(4): 18-22.
- [8] LIU X L, SUN F H, SHEN B, et al. Optimization of diamond coated silicon shells in aluminum alloy 7050 machining. A case study[J]. Diamond and Related Materials, 2013, 51: 79-93.
- [9] ZHANG Z M, HU X C, SHEN B, et al. Pre-treatment for diamond coatings on free shape WC-Co tools[J]. Diamond and Related Materials, 2008, 18(9): 1700-1702.
- [10] SHEN B, SUN F H, ZHANG Z M, et al. Application of ultra-thin composite diamond film coated WC-Co turning dies under water-lubricating conditions[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2013, 23(1): 181-189.
- [11] OHSCHER J, SCHÖPFER A, THIECKE J, et al. Diamond and Inconel for Iscoflex[J]. Fluid Power, 2005, 20(5): 33-35.
- [12] WANGXINCHENG C, GUOJIEJIE F, ANJIEJIE M, et al. CVD micro/nano crystalline diamond (MCD/NCD) bilayer coated oil-mitigating drill bits[J]. Diamond and Related Materials, 2009, 18(2-3): 264-270.
- [13] SUN F H, MA Y P, SHEN B, et al. Fabrication and application of nano-microcrystalline composite diamond film on the interior hole surfaces of Cu reinforced tungsten carbide substrates[J]. Diamond and Related Materials, 2009, 18(2-3): 276-282.
- [14] WILKINS J J, DECARIELLO S H, ALVARADO W J, et al. Evaluation of a high speed, light load phenomenon in oiling-pool thrust bearings[C]//Proceedings of the 29th Tribomechanical Symposium-Houston, Texas: A & M University, 2003: 177-183.
- [15] ANDERIE W. Evaluating oiling-pool thrust bearing operating temperatures[J]. Tribology Transactions, 1986, 29(2): 173-178.
- [16] ZHONGYI W. Performance of thrust bearings at high operating speeds[J]. Journal of Tribology, 1974, 96(1): 7-14.
- [17] LI F J, ZHU Y S, ZHANG Y Y, et al. Experimental study of the transient thermal effect and oil film thickness of the equalizing thrust bearing in the process of starting with load[J]. Journal of Engineering Tribology, 2013, 227(1): 26-33.
- [18] 寇朝武. 重载启动轴承副型架及参数匹配研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2014.

(上接第 11 页)

- [8] KUNDANEPP I, SREETHAN P, REDDATH R, et al. Dynamic analysis of a thrust bearing: effect of misalignment and load[J]. Journal of Engineering Tribology, 1993, 206(3): 189-194.
- [9] ANDERIE W. Effect of misalignment on lubricated film hybrid thrust bearings[J]. Journal of Tribology, 2002, 124, 212-219.
- [10] 曲大立. 式中平衡力轴承平衡效应的均匀能力[J]. 大电机技术, 2004(3): 37-6.
- [11] WU D Z, WU Z B. Capabilities of leveling plate supports in make thrust bearing loads self-distributing[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2013(3): 1-6.
- [12] 吕世荣, 惠惠惠. 平衡力轴承的调载设计[J]. 大电机技术, 1978(4): 17-28.
- [13] LI H L, SUN B T. Adjustment calculation of the equilibrium from thrust bearing[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 1978(4): 17-28.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0801.2017.09.008

沟槽型织构表面对界面摩擦学行为的作用机制^{*}

朱章杨 王东伟 刘铭倩 唐 斌 李建惠 莫继良

(西南交通大学摩擦学研究所 四川成都 610031)

摘要:在球-盘接触状态下,研究具有不同宽度的沟槽型织构表面对界面摩擦学特性的影响,并揭示沟槽型织构表面对界面摩擦学行为的作用机制。试验结果表明,沟槽型织构表面显著地改变界面的摩擦学行为,特定尺寸参数的沟槽型织构表面能有效改善界面的摩擦磨损特性;沟槽的存在改变摩擦界面的接触状态,从而引起界面的法向位移和法向力信号产生突变;具有合理尺寸参数的沟槽型织构表面,能有效缓解界面的磨粒,避免对摩试样之间产生强烈的撞击作用,从而有效地改善界面摩擦学行为。

关键词:织构表面;摩擦学行为;摩擦磨损;磨粒

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0801(2017)09-0008-08

Effect Mechanism of Groove-textured Surface on Tribological Behaviors

ZHU Zhangyang WANG Dongwei LIU Mingqian TANG Bin LI Jianhui MO Jiliang

(Institute of Tribology, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan 610031, China)

Abstract: The relationship between the groove-textured surface and the tribological characteristics was systematically investigated by using a ball-on-disc test system. The effect mechanism of groove-textured surface on the interface tribological behaviors was revealed. Experimental results show that the groove-textured surface can significantly modify the tribological behaviors of the contact interface, the groove-textured surface with specific size parameters exhibits a good potential in improving the friction and wear properties. The grooves modify the contact states of the contact interface, which consequently cause the variation of both the normal displacement and normal force signals. The groove-textured surface with reasonable parameters can trap the wear debris of the contact interface, and avoid strong collision behavior between the friction samples, which accordingly improves the tribological behaviors of the contact interface.

Keywords: groove-textured surface; tribological behaviors; friction and wear; wear debris

界面的摩擦磨损是影响各种装备正常安全服役问题的关键要素,界面摩擦及磨粒的有效调控及控制已成为当今国内外摩擦学研究的热点及重点^[1]。

目前,表面结构化处理作为一种改善界面摩擦学性能的有效方法已得到较为广泛的研究^[2-4],其中沟槽型织构作为一种较为常见的织构类型,较多的研究表明合理尺寸及分布的沟槽型织构表面能够显著地改善界面摩擦学性能^[5-8]。WANG等^[9]在于摩擦条件下研究了球与织构表面往复滑动时的摩擦性能,结果表明沟槽的分布间距对织构表面的摩擦系数影响较大,合理分布的沟槽能够改善界面的摩擦磨损特性。

KUMAR等^[10]在研究结构化处理的刀具的磨削性能时发现,沟槽的分布方向对刀具的磨削具有重要影响,平行于切削进分率的沟槽型织构表面能明显地降低刀具的磨削。宋超飞等^[11]开展了仿生非光滑表面陶瓷材料的非晶摩擦学性能研究,得出齿状微凸的宽度对刹车盘表面的摩擦磨损性能有重要的影响。陈平等^[12]发现,沟槽型织构的存在会导致摩擦副的晃动,且该晃动幅度与沟槽倾斜方向密切相关。这些结果都表明了沟槽型织构表面可以有效地改善界面的摩擦学性能,但是关于沟槽的存在是如何改变界面的摩擦学行为的问题尚未得到深入的探讨。因此,研究沟槽型织构表面是如何影响界面摩擦学行为并揭示其作用机制具有重要的意义。

本文作者在盘试样表面上加工具有不同沟槽宽度的沟槽型织构表面以及不同宽度的单根沟槽表面,考察了不同宽度的沟槽型织构表面对界面摩擦学性能的影响及规律,并研究了对摩擦试样经过不同宽度的单根沟槽时界面位移、力信号以及磨粒形貌的变化。

* 基金项目: 国家自然科学基金委员会(51676044, 51176048); 教育部新世纪优秀人才支持计划项目(NECET-JJ0904)。

收稿日期: 2016-11-10

作者简介: 莫继良(1962—),男,博士,副教授,主要从事摩擦学及表面工程、摩擦驱动及噪声和动力学有关分析。E-mail: jmo@swjtu.cn

揭示沟槽对界面摩擦学行为的作用机制, 为摩擦副表面结构的设计及应用推广提供必要的理论指导。

1 试验过程

1.1 试验装置及参数

摩擦学试验在 UMT-3 型多向摩擦磨损试验机上进行, 如图 1 所示。球试样通过上夹具与固定在二维移动平台底部的压电式力传感器 (CST8 10H-50, 测量精度 0.025 N, 测量范围 5~300 N, 可采集摩擦力和法向力信号) 连接, 盘试样通过下夹具安装在转动装置上。试验开始时, 二维移动平台带动球试样缓慢下降, 并与盘试样相接触, 转动装置带动盘试样与球试样之间产生转动式摩擦运动。试验参数如下: 法向载荷 $F_N = 6$ N, 转速 ω 分别为 20 和 0.2 r/min , 测试时间 $t = 30$ min。试验选用了高、低 2 种转速进行研究, 主要是考虑到高速时, 摩擦界面磨损严重, 可从摩擦副接触的角度考察具有不同宽度的沟槽型结构表面对界面摩擦学特性的影响, 而低速时, 球试样经过沟槽时较长, 有利于分析球试样与不同宽度的单侧沟槽作用时引起的界面法向位移和法向力信号的变化。试验环境条件为大气下干态 (温度 $24 \sim 27$ $^{\circ}\text{C}$, 相对湿度 $45\% \sim 60\%$)。此外, 每组试验均重复 3 次以上以保证试验结果的重复性。

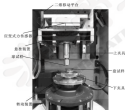


图 1 试验装置图

Fig. 1 The image of the experimental setup

1.2 试验样品

球试样选用直径为 10 mm 的 60G15 轴承钢球 (弹性模量 210 GPa, 硬度 HRC55)。盘试样选取 $\phi 25$ mm \times 3 mm 的软铜材料 (弹性模量 120 GPa, 硬度 HR30)。盘试样表面经磨抛抛光至表面粗糙度 R_{ac}

0.1 μm , 并采用机械加工的方法在其表面加工出图 2 所示的各种沟槽型结构试样。S 表示表面未经任何处理的光滑表面试样, T- α 代表以 α 度角沿径向均匀分布、沟槽宽度为 α 的结构表面试样, T- α 代表宽度为 α 的单侧沟槽的结构表面试样, 同时根据旋转方向定义无与球试样接触的沟槽侧边为第一侧边, 后与球试样接触的沟槽侧边为第二侧边。试验前依次用无水乙醇、丙酮对球试样和盘试样进行超声清洗并干燥。

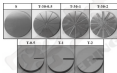


图 2 光滑及结构表面盘试样

Fig. 2 Disc samples with smooth and treated surfaces

2 试验结果与讨论

2.1 沟槽型结构表面对界面摩擦学特性的影响

图 3 所示为高速 (20 r/min) 工况下光滑表面和结构表面在整个试验阶段内的摩擦系数随时间的变化曲线。



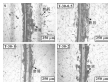
图 3 不同试样的摩擦系数随时间的变化

Fig. 3 The friction coefficient of different samples as a function of time

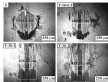
由图 3 可以看出, T-30-2 结构表面的摩擦系数在整个试验过程中均处于较大值, 相比之下, 光滑表面、T-30-0.5 和 T-30-1 结构表面的摩擦系数在初

初始值均较低,随着试验的进行,光滑表面和 T-30-0.3 结构表面的摩擦因数迅速增大并在一定时间后达到基本一致的稳定值,且该摩擦因数与 T-30-2 结构表面的摩擦因数较为接近 (0.65)。然而, T-30-1 结构表面的摩擦因数在整个试验过程中均处于相对较低的值,其稳定阶段的摩擦因数均为 0.5。因此 T-30-1 结构表面能够有效地降低界面的摩擦因数。

试验后,利用光学显微镜分别对盘试样和球试样的表面磨痕形貌进行分析,结果如图 4 所示。



(a) 盘试样



(b) 球试样

图 4 盘、球试样的磨痕表面形貌

Fig. 4 The wear surface morphologies of the ball samples

(a) and (b) samples (b)

从图 4 (a) 中可见,光滑表面的磨痕较为严重,在磨痕表面上存在连续且密实的磨屑磨压层,同时磨屑磨痕还两侧还覆盖着大量的磨屑。相比之下,结构表面的磨痕明显减轻,主要表现在磨痕表面上的磨屑磨压层的连续性较弱,且在磨痕两侧不存在明

显的散落的磨屑,因此沟槽型结构表面能够在有效地清理摩擦界面的磨屑,从而改善了摩擦界面的磨痕状态。图 4 (b) 所示为球试样表面的磨痕形貌,可以看出,与光滑表面摩擦的球试样的表面磨痕侧后形成了明显的磨屑磨痕。且由于磨屑沿着摩擦方向在接触界面上堆积,使得磨痕边缘处产生了致密的磨屑磨压层,该磨痕现象同样出现在与 T-30-0.3 结构表面摩擦的球试样上,磨屑磨痕现象清晰可见,且在磨痕边缘上堆积了磨屑磨压层。相比之下,与 T-30-1 和 T-30-2 结构表面摩擦的球试样的磨痕侧较为轻微,磨屑磨痕模糊不清,且磨痕边缘上并没有出现明显的磨屑堆积。由此可见, T-30-1 和 T-30-2 结构表面对球试样摩擦表面存在明显的刮擦作用,从而减轻了磨屑在摩擦界面的堆积。进一步地,对比分析不同球试样表面的磨痕直径,可以看出,与光滑表面摩擦的球试样表面磨痕直径最大 (354.60 μm)。而与 T-30-1 结构表面摩擦的球试样表面磨痕直径最小 (409.29 μm)。因此可推断出, T-30-1 结构表面能够有效地改善界面摩擦特性,从而减轻了球试样的磨痕。

2.2 沟槽对界面摩擦特性的影响机制

进一步地,在低速 (0.2 m/s) 工况下研究了球试样仅与单根沟槽接触时摩擦界面特性的变化。通过分析摩擦界面位移及力信号的变化,从而探讨沟槽型结构表面对界面摩擦行为的影响机制。图 5 所示为球试样经过不同宽度的沟槽时,界面法向位移和法向力信号随时间的变化曲线。可见,沟槽的存在明显改变了摩擦界面的接触状态,从而导致界面法向位移和法向力信号的变化。球试样在经过沟槽的过程中,界面接触状态的变化,如图 6 所示。当球试样未进入沟槽时 (见图 6 (a)), 界面的位移和力信号均没有产生明显的变化;随着球试样与沟槽第一条棱边接触并进入沟槽时 (见图 6 (b)), 由于法向位移的降低,法向力也随之减小;当球试样经过沟槽并与第二条棱边接触时 (见图 6 (c)), 由于受到了沟槽棱边的撞击,摩擦界面法向力信号迅速增大;最后,球试样完全离开沟槽时 (见图 6 (d)), 重新与光滑表面接触,法向力信号又恢复到初始状态。此外,沟槽的宽度对界面法向位移和法向力信号有着重要的影响,随着沟槽宽度的增大,界面法向位移和法向力信号的变化更加明显。球试样与沟槽棱边间的相互作用亦随之显著。

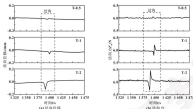


图3 球试样滑过不同宽度的沟槽时位移、力信号的变化

Fig. 3 The change of displacement (a) and force signals (b) when a ball slides across the grooves with different width

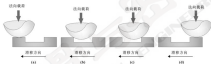


图4 球试样滑过沟槽时接触状态的变化

Fig. 4 The change of contact state when a ball slides across the groove

图7所示为球试样在滑过不同宽度的沟槽时, 沟槽第二条棱边上的磨痕形貌。可以看出, T-1 的沟槽棱边 (见图7 (a)) 上磨削的痕迹明显比 T-0.5 的沟槽棱边 (见图7 (b)) 上的多。同时, 两者的棱边均存在磨损为完好, 这主要是因为随着沟槽宽度的增大, 球试样与沟槽棱边间的接触面积增大但并不引起强烈的磨刮, 沟槽棱边对球试样表面的磨擦作用越来越显著, 使得沟槽能够更好地清理界面的磨屑, 从而

减轻磨屑对摩擦界面的影响。但是, 随着沟槽宽度的继续增大, 沟槽棱边对摩擦界面的磨擦作用还演变成为强烈的磨刮作用, 导致 T-2 的沟槽棱边 (见图7 (c)) 上出现严重的塑性变形, 从而加剧了界面的磨痕。因此, T-0.5~1 结构表面具有较好的减摩抗磨性能, 其原因可能是该结构尺寸参数的沟槽能够比较充分地清理界面的磨屑且未引起强烈的磨刮, 从而改善了界面的摩擦特性。

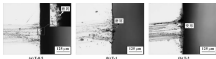


图7 不同宽度的沟槽棱边上的磨痕形貌

Fig. 7 The wear surface morphologies of the grooves with different width

3 结论

(1) 经沟槽结构化表面处理的盘式样能显著地改变界面的摩擦特性。在研究的 3 种多数沟槽型结构化表面中, T-30-1 结构表面能有效改善界面的摩擦润滑特性。

(2) 沟槽的存在明显改变了摩擦界面的接触状态, 进而导致界面跨沟槽位移和法向力信号产生突变; 此外, 随着沟槽宽度的增大, 球试样与沟槽侧边间的相互作用越显著, 界面的纵向位移和法向力信号的变化更加明显。

(3) 沟槽的存在能够有效地清理界面的磨屑, 改善界面磨屑堆积现象, 进而减轻磨屑对摩擦界面的影响; 但是, 过宽的沟槽会导致对球试样之间在摩擦过程中产生强烈的撞击, 从而加剧了界面的磨损。因此, 需合理地设计沟槽的尺寸参数, 充分发挥沟槽对界面磨屑的清理作用, 从而改善界面的摩擦学特性。

参考文献

- [1] 周学峰, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [2] 阮建会, 朱华. 表面结构及其对摩擦学性能的影响[J]. 润滑与密封, 2009, 34(2): 94-97.
- [3] Li J, ZHU H. Surface texture and its influence on tribological properties[J]. Tribulation Engineering, 2009, 34(2): 94-97.
- [4] 阮建, 沈明学, 孟祥松. 车 316 L 不锈钢表面微型沟槽结构减摩擦性能研究[J]. 功能材料, 2013, 44(12): 2030-2037.
- [5] Li C, HONG W X, MENG X K, et al. An experimental study on tribological properties of groove-textured surface of 316 L stainless steel[J]. Journal of Functional Materials, 2015, 46(2): 2030-2037.
- [6] WANG Z, ZHANG Q, HONG C, et al. Modulation of dry tribologi-

cal property of stainless steel by microstructural laser surface texturing[J]. Applied Physics A: Materials Science & Processing, 2015, 129(2): 1155-1163.

- [7] KUMAR S, KANUN D, GEMMER J, et al. Study on micro-texturing of microtextured carbide coating tools for wear improvement and built-up edge stabilization[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2015, 215: 62-70.
- [8] 宋超飞, 周立, 李强, 等. 激光非热表面微结构材料的非晶摩擦磨损性能[J]. 摩擦学报, 2008, 28(1): 24-27.
- [9] HONG Q-F, ZHONG H, LI Y, et al. Friction and wear properties of cast iron material with laser micro-structure under normal temperature[J]. Tribology, 2008, 28(1): 24-27.
- [10] HOSHINO A, GUNATHAN K, MACHIMOTO D, et al. Tribological effects of surface texturing on rotating steel for high-pressure water pump applications[J]. Wear, 2009, 269(7): 1028-1034.
- [11] 陈平, 李兆北, 周天德, 等. 不锈钢表面微结构的微细结构对摩擦性能的影响[J]. 北京科技大学学报, 2014, 36(10): 1115-1121.
- [12] CHEN P, LI Z B, ZHOU T D, et al. Influence of the incline angle of obtained surface textures on the friction behavior of stainless steel[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2014, 36(10): 1115-1121.
- [13] HERRERA R K, STUPPNER L S. Effect of deterministic asperity geometry on hydrodynamic lubrication[J]. Journal of tribology, 2004, 126(3): 527-534.
- [14] SANTARE V, KLAFFKE B, BEYER K, et al. Demonstration of topography modification by friction processes and wear areas[J]. Tribology International, 2009, 39(3): 435-439.
- [15] STUPNER L. State of the art in laser surface texturing[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(1): 208-203.

科学家研制出三维正交编织摩擦纳米发电织物

由光电可织纤维制成的摩擦纳米发电机 (TENG) 是一种新型的能源收集器件, 能够把摩擦电和静电感应耦合作用原理。TENG 能够将机械能转化为电能。TENG 的便携、高效、环保的特性和普遍适用性使其在小型化的机械能收集和大规模的能量发电方面都具有广阔的发展前景; 更重要的是, TENG 在机械和无源网络领域 (如人类运动、风能、水波能、潮汐能等) 收集方面表现出了明显的优势。

近日, 在中国科学院葛雷院士、中科院北京纳米能源与系统研究所首席科学家王中林教授的指导下, 博士生黄凤、邓佳楠、博士生曾云等研究人员通过结合不锈钢/聚酯纤维线、PDMS 包层的能量收集纤维和绝缘场合纤维, 成功研制出了高输出功率的三维正交编织 TENG (300W-TENG) 织物。此 300W-TENG 织物在占打频率为 3 Hz 时,

最大输出功率高达 $263.36 \text{ mW}/\text{cm}^2$, 远高于传统二维 TENG 织物。

研究人员制备了高输出功率且稳定时间的 300W-TENG。经过织物类型和电路连接模式的优化, 在单电路模式下, 绝缘 E-纤维编织成型的 300W-TENG 表现出最佳电学性能。三维正交的场构设计为不锈钢/聚酯混合导电纤维提供了足够的接触-分离空间, PDMS 包层的能量收集场纤维在占打频率为 3 Hz 时其最高功率密度高达 $263.36 \text{ mW}/\text{cm}^2$ 。此可穿戴 300W-TENG 在生物湿能收集和自供能传感等领域有广泛的应用空间, 如供能警示灯/电容器/智能手表、运动信号追踪、自供电电路等; 自发电 300W-TENG 智能织物在未来医疗监测、智能服装等方面也有很大的发展潜力。

(来源: 中科院北京纳米能源与系统研究所)

空气静压电主轴径向止推联合轴承承载特性*

邵忠章 马文琦 熊贵超 李 威

(大连海事大学交通運輸装备与海洋工程学院, 辽宁大连 116026)

摘要:针对高速电主轴转子与径向止推联合气液轴承之间流场结构,建立径向止推联合气液轴承气膜三维流场模型,并运用CFD方法对模型进行了数值模拟,将径向止推联合气液轴承与单独径向气液轴承的仿真结果进行对比分析,研究两器的径向承载特性。结果表明,径向止推联合气液轴承的径向承载力和径向刚度,在静态条件下要优于单独径向轴承,只有在高转速和大偏心率的情况下,才接近甚至超过单独径向气液轴承。在理论与仿真分析结果的基础上,两试电主轴的径向承载力与仿真结果进行对比分析,结果表明仿真曲线与仿真曲线吻合很好,验证了仿真方法及结果的正确性。

关键词:径向止推联合轴承;偏心率;静态特性

中图分类号:TH133.36 **文献标志码:**A **文章编号:**1003-6953(2017)09-0047-04

Load Capacity of Combined Radial-thrust Gas Bearing of Aerostatic Motorized Spindle

SHAO Zhuzhang MA Wenqi XIONG Guichao LI Wei

(Transportation Equipment and Ocean Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: For the flow field between the high speed motorized spindle rotor and the combined radial-thrust gas bearing, the gas film 3D simulation model of combined radial-thrust gas bearing was established, the numerical solution of the model was carried out by the CFD method, and the simulation results were compared with those of single radial gas bearing. The load capacity of two kinds of bearings was studied. The results show that the radial capacity and stiffness of the combined radial-thrust gas bearing are better than those of the single radial gas bearing in the static condition, only in the high speed and large eccentricity, they are close to or even over the single radial gas bearing. Based on theoretical analysis and simulation results, the radial capacity of the motorized spindle was tested and the test results were compared with the simulation results. The experimental curves are in good agreement with the simulation curves, and the simulation method and simulation results are verified.

Keywords: combined radial-thrust gas bearing; eccentricity; static characteristics

随着科学技术的进步,高速加工技术已经广泛应用于航空航模、汽车制造、模具加工等行业。高速数控机床已成为现代化制造业的关键生产设备。电主轴作为高速加工机床中的核心部件,它的性能尤其是动态性能直接影响着机床运转的稳定性及高速加工的加工精度和生产效率,也决定着高速数控机床的整体发展水平^[1-4]。

静压气液轴承是目前高速电主轴主要的支承形

式。气液轴承以气体为润滑介质,通过外部供给高压气体,产生润滑和支承负载的作用。气膜的厚度在几到十几微米之间,因为空气粘度非常低,摩擦力可忽略不计。通过在零件间形成的压力气膜,空气轴承消除了由摩擦力引起的阻力、磨擦,因此适用于高速和高精度^[5-6]。为研究数控机床高速电主轴径向止推联合轴承的径向承载特性,传统的研究方法是把径向止推联合轴承分成单独止推轴承和单独径向轴承建模,对单独径向轴承进行仿真分析,这样简化了建模、网格划分,也节省计算时间^[7-8]。但是径向止推联合轴承中的径向轴承流场和止推轴承流场是连在一起的,径向轴承流场受到止推轴承流场的影响,导致其承载性能与单独径向轴承不同^[9-10]。本文作者基于径向止推联合轴承的建模方法,采用FLUENT软件,对径向止推联合轴承的径向承载性能进行了研究。

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51375060); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(13J2004054)。

收稿日期: 2016-10-20

作者简介: 邵忠章(1962—),男,硕士研究生,研究方向为气液润滑。E-mail: 1190583162@qq.com。

通信作者: 马文琦(1971—),女,硕士,教授,研究方向为流体力学与控制,气液润滑与密封。E-mail: mawenqi@163.com。

1 径向止推联合气体轴承结构

图1为径向止推联合气体轴承的结构示意图。其中止推面上沿圆周方向均匀分布共12个供气孔,径向面采用双推供气方式,每排有12个供气孔。基本的结构参数为: h 表示气膜厚度, R_0 表示气体轴承径向面的内径, R_1 表示气体轴承止推面的外径, d_1 表示节流器气腔直径, d_2 表示供气孔直径, p_1 表示轴承供气压力, p_2 表示轴承工作环境压力, e 表示偏心率。

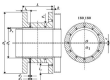


图1 径向止推联合气体轴承结构

Fig.1 The combined radial-thrust gas bearing structure

2 仿真模型建立及网格划分

2.1 仿真实型

径向止推联合气体轴承的气膜质型如图2所示,为了提高网格质量,对气膜进行了分区以划分网格。



图2 径向止推联合轴承的气膜质分区模型

Fig.2 The combined radial-thrust bearing gas film partition model

2.2 网格划分

如图2所示的网格划分采用非结构化网格和结构化网格相结合的网格划分方法。进气孔处采用非结构化网格(见图3),其他区域采用六面体结构网格。



图3 供气孔区域网格划分

Fig.3 Mesh to supply hole region

3 边界条件

每个进气口设为压力入口,压力值为7 MPa;止推和径向出口处设为压力出口,出口压力是环境压力。

4 FLUENT仿真结果及分析

4.1 径向承载力分析

图4示出了径向止推联合轴承与单推径向轴承的径向承载力在不同转速下对比曲线。

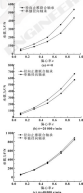


图4 不同转速下联合轴承和单推径向轴承径向承载力对比曲线

Fig.4 The radial capacity contrast curves of combined bearing and single radial bearing under different rotational speed

由图4可以看出, 相同转速不同偏心率和不同转速同一偏心率径向止推联合轴承的径向承载力比单轴径向轴承的小; 同一偏心率下, 随着转速增加, 径向止推联合轴承比单轴径向轴承径向承载力增加得更快。当转速由静止增加到4000 r/min过程中, 径向止推联合轴承和单轴径向轴承的径向承载力之间的差距越来越小。

径向止推联合轴承比单轴径向轴承径向承载力小的原因是: 由于联合轴承的直角倒角结合处存在一定的背压, 比单轴径向轴承最大间隙的背压大, 使小间隙和大间隙的压力是减小, 同时环向流动效应也使小间隙和大间隙的压力是减小, 从而降低了径向止推

联合轴承的径向承载力。

4.2 径向静态刚度分析

如图5是径向止推联合轴承与单轴径向轴承径向静刚度对比曲线, 可以看出两者趋势是一致的。在低转速时, 联合轴承的径向静刚度比单轴径向轴承的低, 但是随着转速的增加, 动压效应的增强, 联合轴承径向静刚度增加更快。在大偏心率下, 联合轴承径向静刚度超过单轴径向轴承的静刚度。联合轴承的径向静刚度比单轴径向轴承的低, 与径向承载力比单轴径向轴承低的原因一样。而大偏心率下联合轴承径向静刚度高是由于联合轴承在大偏心率下受动压效应的作用更显著。

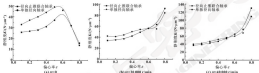


图5 不同转速下径向静态刚度对比曲线

Fig. 5 The radial static stiffness contrast curves under different rotational speed

5 微细磨床高速电主轴径向承载力试验

5.1 静态加载方案

试验中所测的受力是通过在主轴静止时质量块加载来实现, 气体轴承气膜厚度通过电容位移传感器来测量, 它将径向承载力变化引起的气膜厚度的变化转化为电信号。径向承载力单边加载试验时气体轴承的受力类似电主轴在铣削过程中的受力情况, 开头一端发生倾斜, 而双边加载时两端气体轴承受力均匀, 气膜厚度变化均匀。



图6 单边加载
Fig. 6 Unilateral loading



图7 双边加载
Fig. 7 Bilateral loading

5.2 单边加载试验结果与仿真对比

调节供气压力为0.7 MPa, 得到的试验结果与仿真结果进行对比, 如图8所示。



图8 单边试验与仿真曲线对比

Fig. 8 The comparison curves between unilateral experimental and simulation

从图8可以看出, 仿真与试验测试结果变化趋势一致, 偏差在30%以下, 分析产生偏差的主要原因如下:

(1) 在加载过程, 径向止推联合气体轴承上的

O形圈会发生变形,支承部分负载。随着负载的增加,O形圈变形量变大,是试验的主要误差之一;

(2) 由于是单边加载,两端轴承受力不均匀,使转子产生倾斜;

(3) 由于电液伺服传感器测量力臂不稳,存在测量误差。

3.3 双边加载试验结果与仿真对比

同样调节供气压力为 0.7 MPa ,得到的试验结果与仿真结果进行对比,如图9所示。



图9 双边试验与仿真曲线对比

Fig. 9 The comparison curves between bilateral experiment and simulation

从图9可以看出,仿真曲线与试验曲线在趋势上基本一致,双边加载基本排除了转子倾斜产生的误差。当偏心率在 $0.1\sim0.3$ 时试验曲线与仿真曲线吻合较好;当偏心率为 $0.3\sim0.6$ 时,试验数据与仿真数据误差还在增大,误差为20%左右,产生误差的原因是随着径向承载力的增加,O形圈由于受力变形,承受部分负载。当偏心率继续增加,O形圈变形量达到较大变形,继续增加负载使气膜产生变形及承载,使试验与仿真数据误差都保持在12%左右。

6 结论

(1) 与单轴径向轴承相比,联合轴承的径向承载力小,原因是联合轴承结合处由于背压的存在和环向流动的影响导致大间隙和小间隙的压力差变小,从而导致径向止推联合轴承比单轴径向轴承的径向承载力小。

(2) 与单轴径向轴承相比,径向止推联合轴承

径向刚度在小偏心率下小而在大偏心率下大,原因是止推联合轴承径向刚度在大偏心率下受动压效应的作用更显著。

(3) 单边加载试验曲线与仿真的曲线趋势一致,试验数据比仿真数据大20%左右;双边加载试验,当偏心率为 $0.1\sim0.3$ 时,试验曲线与仿真曲线吻合较好;随着偏心率增加,试验数据与仿真数据误差都保持在12%左右。

参考文献

- [1] 马伟,李红军,周哲强. 单高速电主轴技术综述[J]. 机械制造, 2004, (2)(3): 14-19.
- [2] 崔万强, 郭哲明, 吕敏. 单液静压电主轴关键技术综述[J]. 机械工程师, 2009, (2)(9): 1-18.
- [3] XIAO W L, XIAO W B, LI L, et al. Review on key technology of hydrodynamic and hydrostatic high-speed motor spindles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, (2)(9): 1-18.
- [4] 王合群. 气液轴承, 设计、加工与应用[M]. 机械出版社, 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [5] KISHIMOTO T, INOUE M. A. Development of high-speed gas bearings for high-power density jet engines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(1): 141-148.
- [6] 于洪春. 高速静压气液轴承-转子系统的特性研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2004.
- [7] 于洪春, 马文海, 王福海. 单-转子 FLUENT 的径向静压气液轴承的静动态特性研究[J]. 周通与周杨, 2009, (2): 77-81.
- [8] YU H C, MA W Q, WANG F W, et al. Research on static characteristics of radial aerostatic bearings based on FLUENT[J]. Tribology Engineering, 2009, (4): 77-81.
- [9] XU C D, BIAN C Y. Dynamic analysis of a mistuned spindle with externally pressurized air bearings[J]. ASME, Journal of Vibration and Acoustics, 2003, 125: 644-651-1-10.
- [10] CHEN Y H, CHEN C C, CHENG Y D. Influences of operational conditions and geometric parameters on the stiffness of aerostatic journal bearings[J]. Precision Engineering, 2005, 34(4): 722-734.
- [11] 刘洋. 径向止推气液轴承承载力特性研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2004.
- [12] 马文海, 刘洋. 径向止推静压气液轴承流场特性仿真分析[J]. 流体机械与控制, 2003(1): 18-19.
- [13] MA W Q, LIU Y. Simulation research on flow field of combined radial-thrust hydrostatic gas bearing[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2003(1): 18-19.

(上接第3页)

[9] 内油润滑性能指标, GB/T 8028-2008[s].

[10] CAMPBELL S. Evaluation of analytical instrumentation Part XVI: differential scanning calorimetry[J]. Analytical Methods, 2003, 7(4): 1240-1248.

[11] SIKKENS P J, MURPHY J, CLINE J, et al. Definition of a mini oil change interval for high-speed diesel engines based

on its current characteristics measurement[J]. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis, 2017, 65(2): 480-493.

[12] JAMES N S, NAYLOR A W, SHEILA JAMES N S, et al. Preparation, characterization, and evaluation of some sulfur dyes/dispersant additives for lubricating engine oil[J]. Applied Petrochemical Research, 2006, 4(1): 49-58.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6743.2017.09.030

油气润滑系统水平管路中环状流油膜扰动波特性的研究

孙启国 王兴杰 杨 涛

(北京工业大学机械与材料工程学院 北京 100049)

摘要:定义油气润滑系统水平管环状流的气液界面速度,通过仿真模拟油气润滑系统水平管中不同气液界面速度下不同位置瞬态油膜厚度随时间的变化规律,运用时频分析方法研究环状流油膜扰动波信号的自相关函数、互相关函数以及功率谱密度函数,分析油气润滑系统中气液环状流油膜扰动波特性。结果表明,不同气液界面速度下油气润滑系统环状流油膜扰动波信号的方向相关、互相关函数与功率谱密度函数具有不同的特征;液相界面速度不变时,随着气液速度增大,扰动波的平均速度和波长增大,平均频率减小,低频区环状流油膜扰动波携带的能量减少;气液界面速度不变时,随着液相速度增大,扰动波的平均速度和波长及平均频率均减小,扰动波携带的能量主要集中在高频区域,且会随频率范围波动显著。

关键词: 油气润滑; 环状流; 时频分析; 扰动波

中图分类号: TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017) 09-0307-05

The Characteristics of Oil Film Disturbance Wave of the Annular Flow in the Horizontal Pipe of Oil-air Lubrication System

SUN Qiguo WANG Xingjie YANG Tao

(Mechanical and Materials Engineering College, North China University of Technology, Beijing 100144, China)

Abstract: Interfacial speeds of air and oil of annular flow in straight pipe of oil-air lubrication system were defined, transient time values of oil film thickness under different air and oil interfacial speed were calculated by simulation, the autocorrelation function, cross-correlation function and power spectral density of disturbance wave of oil film were studied by time-frequency method, the disturbance wave characteristics of air-oil annular flow in oil-air lubrication system were analyzed. The results show that the characteristics of autocorrelation function, cross-correlation function and power spectral density function of disturbance wave signal of oil film under different interfacial speed of air and oil are different. At constant interfacial speed of oil, with the increasing of interfacial speed of air, the average wave speed and wave length of disturbance wave are all increased and the mean frequency is decreased, the energy carried by the disturbance wave in the annular flow film in the low frequency region is reduced. At constant interfacial speed of air, with the increasing of interfacial speed of oil, the average wave speed, wave length and mean frequency of the disturbance wave are all decreased, the energy carried by the disturbance wave is mainly in the low frequency region, and the energy fluctuation is remarkable in the low frequency region.

Keywords: oil-air lubrication; annular flow; time-frequency analysis; disturbance wave

油气润滑系统中气液两相流是以环状流的形式在水平管内流动,油膜涂布管道四周分布,通常因为重力的影响导致管道底部油膜厚度大于其他位置,气相在管道中心带动油膜向前均匀稳定地输送到润滑

点^[1]。液膜的形态、稳定性、连续性直接关系润滑点的润滑效果,而液膜的这些动态特性与气液界面扰动波密切相关,所以对于油气润滑系统中环状流油膜扰动波特性的研究是很有必要的。

对于环状流扰动波特性的研究,国内外有大量的研究报道。SCHUBRING等^[2]利用高速摄影技术获取垂直上升两相流扰动波数据,研究了扰动波特性与气液速度关系。ZHAO等^[3]利用光电导探针测量高静油膜厚度随时间,研究了扰动波产生的物理因素以及气液速度函数关系。赵建福和阮文学^[4]利用双微小膜包分解算法对微重力气液两相环状流界面特性进行了分析。

• 基金项目: 北京市城南高等学校人才强校计划项目 (F010201007019)。

收稿日期: 2016-09-23

作者简介: 孙启国 (1982—),男,博士,教授,主要研究方向为摩擦学与工业润滑技术、机械系统动力学及其控制。E-mail: qguo@nuc.edu.cn。

李卫东等^[1]利用电导探针测量法研究了油膜厚度的周向分布规律,并分析了波动特性及其周向的频率分布规律。孙启国、李志宏等^[2]对油气两相环状流的形成与油膜特性进行了研究。

气液两相流系统管径多数、管道中环状流油膜厚度的特殊性,本文作者通过定义油气两相环状流气膜计算速度,建立物理模型进行仿真并提取油膜厚度随时间的变化值。运用时频分析方法对油膜厚度进行了统计分析,从自相关、互相关函数与功率谱曲线上得到气膜计算速度与波动周期、波速及频率的影响规律。

1 计算速度的定义

在油气两相环状流仿真边界条件的设置中,气相液相的速度都是实际速度,这里需要一个换算计算,计算速度定义为

$$u_g = \frac{Q_g}{A_g} \quad (1)$$

$$u_l = \frac{Q_l}{A_l} \quad (2)$$

式中: i 表示气相和液相,即 g 和 l ; u_i 为气体实际速度; u_l 为油液实际速度; Q_i 为气体体积流量; Q_l 为油液体积流量; A_g 为气体所占水平管道流通截面的面积; A_l 为油液所占水平管道流通截面的面积; A 是水平管道流通截面的总面积,即 A_g 与 A_l 之和。

依据环状流在水平管道中截面各气相的测量范围以及实验所采用的油气两相管径参数,设定气相的入口为直径7 mm的圆,混合管径8 mm,故 $A_g = 3.86 \times 10^{-4} \text{ m}^2$,液相的入口为圆环面积,故 $A_l = 7.85 \times 10^{-4} \text{ m}^2$,依据以上公式可得到计算速度与仿真实际速度。

2 油气两相系统水平管环状流的仿真

根据实验定油气两相管径多数和环状流流型特点,选取水平管道的中心轴而布为研究对象建立二维的流场物理模型。设定水平圆柱管道油气混合管直径为8 mm,气相的入口直径为7 mm,在距气相入口10 mm的地方为2个对称的液相入口,直径为4 mm,管长为200 mm。模型的建立和网格划分都是在 ICEM中完成的,简化模型网格划分如图1所示。



图1 计算模型网格划分示意图

Fig.1 Mesh of computed model

将网格模型导入 IFlow 进行仿真,需要进行仿真前处理,即边界条件的设置。在油气两相环状流计算域边界条件的设置中,流动状态采用非定常,多相流模型采用 VOF 模型,湍流模型为 $k-\epsilon$ 模型,介质为空气和 46° 凝析油,参考压力为 101 325 Pa,时间步长为 1×10^{-5} 。

气液两相计算速度的变化都会影响环状流膜波动波动性,但影响大小的差异性需要研究。因此设计油气两相系统四因素皆变下单一因素变化的仿真,与相应的真两相环状流速度都是在环状流区域中选取的^[3]。在距气相入口 150、160、200 mm 处监测油膜厚度随时间的变化,具体仿真值见表1。

表1 仿真值

Table 1 Groups of simulation

试验组	气相流速	液相流速	试验组	气相流速	液相流速
A	20	0.2	D	30	0.1
B	30	0.2	E	30	0.2
C	30	0.2	F	30	0.3

3 仿真数据的时频分析方法

根据油膜厚度随时间的变化研究油气两相环状流的波动特性,需要提取取到的真油膜厚度数据进行统计处理,借用3个统计学概念描述波动特性。

3.1 油膜厚度的自相关函数

自相关函数是信号在时域中特性的平均度量,它用来描述信号在一个时刻的取值与另一时刻取值的依赖关系。定义油气两相水平管环状流油膜厚度时间序列 $k_n(i)$ 的自相关函数为

$$R_{k_n}(i) = \frac{1}{N-1} \sum_{n=1}^N k_n(n)k_n(n+i), \quad n=0, 1,$$

$$2, \dots, m \quad (3)$$

式中: i 为滞后时刻的油膜厚度测量点数; m 为最大滞后时刻的油膜厚度测量点数; N 为采样数据点的总数。

由信号的自相关函数可以了解波动的周期特性,对于周期性较好的波动,可以从自相关函数中得到波动的平均频率。当 $i=0$, $R_{k_n}(0) = 1$,说明相关程度最大;当 $i=m$, $R_{k_n}(m) = 0$,说明相关程度最小。 $R_{k_n}(i)$ 值的大小表示波动相关性的强弱。

3.2 油膜厚度的互相关函数

互相关函数能够反映2个随机信号在不同时间之间的相似程度。定义油气两相水平管环状流2组不同位置油膜厚度的时间序列 $k_n(i)$ 、 $k_m(i)$ 的互相

关函数为

$$R_{xx}(\tau) = \frac{1}{N-1} \sum_{n=0}^{N-1} k_{xx}(n)(k_{xx}(n+\tau) + 1), \quad n=0, 1, 2, \dots, m \quad (4)$$

选取 2 个测量位置的油膜厚度变化信号 $k_{xx}(n)$ 和 $k_{yy}(n)$, 两信号相互相关函数 $R_{xx}(\tau)$ 中, 将在相当于两位置之间时间延迟 τ 的位置上出现一个峰值, 利用确定峰值时间的方法可以测量波动波的运动速度。

3.3 油膜厚度的功率谱密度函数

功率谱密度函数是一条功率谱密度值与频率值的关系曲线, 对波动或随机信号进行功率谱密度分析, 可以得到波动波的频率分布和组成, 重要的是它能反映出某频率波动波携带能量的大小。定义油气两相水平管簇环状流油膜厚度时间序列 $k_x(t)$ 的功率谱密度函数为

$$G_x(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) \exp(-j2\pi f\tau) d\tau = 4 \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cos(2\pi f\tau) d\tau \quad (5)$$

式中: f 为仿真保存数据的频率; $R_x(\tau)$ 为波动波信号的自相关函数。

4 仿真结果与分析

利用软件对油膜厚度仿真数据进行统计分析, 分别得到每组实验的自相关函数、互相关函数以及功率谱密度函数曲线, 通过这些曲线波动幅值与分布能够得到波动波的波动特性。

4.1 波动波的自相关函数分析

图 2 为 A、B、C 3 组实验波动波的自相关函数图, 在 $\tau=0$ 时刻, 曲线有明显的峰值且在 0 时刻以外, 曲线呈现一定规律的周期性波动, 说明波动波的周期性较好。对比波动波两侧曲线发展趋势, C 组函数迅速衰减趋近 0 值, 则表明这种周期性规律不稳定, 无波特性, 这种现象可以从油气环状流的形成与运输过程中气液两相相互作用能量传递率解释, 水平管簇中气相推动液相向前流动, 气相所具有的能量一部分将传递液相, 也就是说液相对气相的流动是一种阻碍作用, 就会产生波动波, 当液相的能量越大时这种阻碍越明显, 能量的传递变慢, 波动波保持原有频率的能力变大, 随着气相速度的增大, 油气之间发生的能量交换更加剧烈与频繁, 随之波动波的变化加快, 所以周期性的规律很难维持。

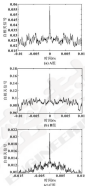


图 2 自相关函数曲线

Fig. 2 The curves of autocorrelation function

4.2 波动波的互相关函数分析

图 3 为 A、B、C 3 组实验波动波的互相关函数图, 可以看出, 曲线有明显的峰值且曲线保持持续波动, 在 0 时刻两侧并没有衰减趋势, 表明在 160 和 260 mm 处经过的波动波能够保持原有的运动特性, 表明 2 个波动波相似程度较高。

利用 150 和 160 mm 两处油膜厚度随时间变化值的互相关函数曲线求波动波的平均速度的方法, 实际是确定延迟时间, 即互相关函数曲线峰值距离 0 时刻的延迟时间, 因为实验中峰值大都接近 0 时刻, 难以计算延迟时间, 故从实际角度出发, 选择临近的第二峰值到 0 时刻的时间作为延迟时间。对比图 3 中 3 张图发现, 当气相初始速度为 20 m/s, 液相初始速度为 0.2 m/s 时, 0 时刻峰值与临近的第二波峰峰值相差较小, 表明波动波经过 10 mm 后, 波动波的波形

变化较大,这可以从气液流动过程能量交换来解释。气相速度较小,气相的动能较小,液相速度又最大,所以单位界面内液相对气相的阻碍就最大。这种阻碍产生的扰动波动能同时被衰减,所以当扰动波运动到 260 mm 处,能量衰减较多,这种阻碍程度就会减弱。

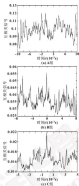


图 3 互相关函数曲线

Fig. 3 The curves of cross-correlation function

4.3 扰动波的功率谱密度函数的分析

信号的功率或能量是分布在具体的频率分量上的,功率谱密度描述具体某个频率分量处分布了多少功率(能量)。

图 4 (a) 示出了液相折算速度对扰动波功率谱密度函数的影响。扰动波的产生是因为气液两相在进行混合,液相的阻碍与气液界面之间的黏度造成的,这种混合形式伴随着能量的传递与扰动波特性的变化。从 4 (a) 中可以看出,当气相折算速度为 20 m/s、液相折算速度为 0.2 m/s 时,扰动波在 600 Hz 之前能量波动较剧烈且幅值较另外 2 组高。表明不同频率范围扰动波所携带的能量不均匀而且是异

大。当气相折算速度增大到 25 m/s 的时候,扰动波在 1200 Hz 左右存在一个峰值,然后平缓下降波动。表明不同频率范围扰动波携带的能量均匀。对比 3 组实验,当液相折算速度不变,随着气相速度增大,功率谱曲线峰值降低,经过波峰后幅值平缓向高频区域延伸。

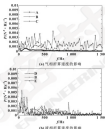


图 4 气液折算速度对扰动波功率谱的影响

Fig. 4 The effect on power spectral density of disturbance wave by interfacial speed of gas: (a) and liquid: (b)

图 4 (b) 示出了液相折算速度对扰动波功率谱密度函数的影响。当气相折算速度为 20 m/s、液相折算速度为 0.1 m/s 时,扰动波在 200 Hz 之前能量差异明显,200~1000 Hz 间能量波动减弱,当液速增加到 0.3 m/s 的时候,函数的峰值向低频方向移动,并且在 200 Hz 之后函数波动微弱,说明高频部分几乎没有能量的分布。对比 3 组实验,当气相折算速度不变,随着液相速度增大,功率谱曲线峰值前移,能量主要集中在低频区,扰动波在低频能量变化显著,在高频区域波动平缓。

4.4 扰动波速度分析

利用距离 $L=10$ mm 的 2 个压测油膜处的油膜厚度互相关函数来求取扰动波的平均传播速度,即通过互相关函数来求取扰动波通过长度 L 的平均时间 t_c ,此时间 t_c 为互相关函数 R_{xx} 峰间距 0 时刻最大峰值的时间 t_{max} 。由此可得扰动波的平均波速

$$v_c = L/t_c \quad (6)$$

扰动波的平均频率为油膜厚度功率谱密度函数峰

值所对应的频率 f_{max} 。由此可得波动波的波长

$$\lambda = v_p / f \quad (7)$$

计算得到各仿真组中波动波特性参数。见表2。

表2 仿真流场波动参数

Table 2 Disturbance wave parameters of groups of simulation

仿真组	平均流速 $v_p/(m \cdot s^{-1})$	平均频率 f/Hz	波长 λ/m
A	1.25	76	16.32
B	1.43	43	33.76
C	1.60	41	39.05
D	1.73	37	46.84
E	1.85	32	58.25

由表2中数据可知,当流相折算速度不变,随着气相折算速度的增大,波动波的平均流速增大,平均频率减小,波长增大。当气相折算速度不变,随着液相折算速度的增大,波动波的平均流速减小,平均频率减小,波长减小。从气流两相流量得规律与上两环油膜厚度的时程分析能够解释该组计算结果。

5 结论

(1) 随着气相折算速度的增大,环状流气流两相之间发生的能量交换更加剧烈与频繁,随之波动波的变化加快。因此波动波周期性较差。

(2) 液相折算速度不变,气相折算速度越小,环状流气流两相接触面所产生的波动波能量较少。经过一段距离的传递,波动波能量损失较多。因此2个位置上波形的相似程度减小,固定气相折算速度,液相速度增大也将有同样的结论。

(3) 当液相折算速度不变,随着气相速度增大,低相位环状流液膜波动波频率的能量减少,高相位波动波能量变化不恒。当气相折算速度不变,随着液相速度增大,波动波频率的能量主要集中在低相位,并且在低相位波动显著,在高相位能量波动不显著。

(4) 当液相折算速度不变,随着气相折算速度增大,波动波的平均流速增大,平均频率减小,波长增大。当气相折算速度不变,随着液相折算速度增大,波动波的平均流速减小,平均频率减小,波长减小。

参考文献

- [1] 孙启超,王西杰,陈伟.基于响应面法的油气两相特性实验研究[J].润滑与密封,2020,42(1):47-52.
- [2] SUN Q C, WANG X J, CHEN T. Optimization on oil-film lubrication characteristics based on response surface methodology by experiments[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(1): 47-52.
- [3] KIM H, HONG H, HONG T A, HAN H, LEE H T. E. Studying the influence waves in vertical annular flow with high-speed video[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2010, 36(1): 183-196.
- [4] ZHANG Y, WEI H, ZHANG C, NI, WEI J, LI Q K, et al. Disturbance wave development in two-phase gas-liquid upward vertical annular flow[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2015, 69, 111-129.
- [5] 赵地福,陈大伟.微重力气流两相环状流界面波动特性分析[J].工程热物理学,2006,27(6):237-239.
- [6] ZHANG Y, CHEN W L. Characteristics of interface wave of two-phase gas-liquid annular flow in microgravity[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(6): 237-239.
- [7] 李立彬,李华伟,周力行.水平管段内气流环状流波膜及波动特性[J].清华大学学报(自然科学版),2006,46(11):23-26.
- [8] LI W B, LI H B, ZHANG L L. Liquid layer and disturbance wave properties in horizontal annular flow[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2006, 46(11): 23-26.
- [9] 孙启超,周立强,王西杰.气-液两相流管段含油率及油膜波动速度实验研究[J].润滑与密封,2014,39(7):46-50.
- [10] SUN Q C, ZHANG Z H, WANG Y F, et al. Experimental study of oil content and oil fluctuation velocity in pipe under annular lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(7): 46-50.
- [11] 李立彬,孙启超,周立强.油气两相系统水平管段中环状流的形成过程及特性研究[J].润滑与密封,2012,37(7):46-52.
- [12] LI Z H, SUN Q C, LI H B. The characteristics and the shaping process of the annular flow in the horizontal pipe of the oil-gas lubrication system[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(7): 46-52.
- [13] 周立强,陈伟,周立强,陈伟.气-液两相内油气两相流型转化的实验研究[J].油气储运,2006,25(4):35-38.
- [14] ZHANG, QIAN H Q, LI Y W, et al. An experimental study of two-phase flow pattern transitions of oil and gas in horizontal pipe[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2006, 25(4): 35-38.

科学家制备出集成一体化摩擦-电磁混合动力发电

北京理工大学摩擦与系统研究所所长王中林院士、李从华研究员以及硕士研究生曹海等人将灵感于商业化电磁感应发电机的结构,制备出一种新型摩擦-电磁混合动力发电装置。该装置将摩擦发电和电磁感应发电机电高度集成在一起,在不影响电磁感应发电机电工作的前提下,利用摩擦发电装置进一步收集转动的机械能,实现了对机械能

的高效收集。该混合动力发电装置仅仅使用商业变压器的条件下就实现了摩擦发电装置和电磁感应发电机的完美匹配。极大地减少了装置在复杂管理电路上的损耗;其不仅可以收集环境中增加风能、水能、波浪能等机械能,而且可结合目前商业化的电磁感应发电装置实现更高效机械能的利用效率。

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6725.2017.09.011

大电流对碳滑块/铜银合金接触线载流摩擦磨损性能的影响*

付文明 武云龙 刘 力 陈光雄

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

摘要: 在高速载流摩擦磨损试验机上研究速度为 150 km/h、接触压力为 60~120 N 试验工况下, 200~500 A 大电流对碳滑块摩擦磨损性能的影响。结果表明, 在低电压大电流的载流条件下, 铜银接触线和碳滑块表面主要以电弧放电为主, 放电面积大, 电弧放电能量高; 碳滑块磨损形式主要以电弧烧蚀、剥离、熔结、汽化为主, 机械磨损较少; 碳滑块的磨损量、电弧能量随着电流的增大而急剧上升, 摩擦因数随着电流的增加先增加后减小; 当电流不变时弓网间的电弧能量随着接触压力增加先增加后减小的趋势, 磨损量则随着接触压力的增加而减小。

关键词: 碳滑块; 电弧放电; 磨损量; 电弧能量

中图分类号: TB337.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6725(2017) 09-0011-08

Effect of High-current on Friction and Wear Behavior of Carbon Strip/Cu-Ag Alloy Contact Wire with Electric Current

FU Wenming WU Yunlong LIU Li CHEN Guangxiong

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

Abstract: The effect of low-voltage and high-current on the friction and wear behavior of carbon strip/Cu-Ag alloy contact wire was studied on a high-speed electric sliding test machine under a constant AC and the sliding velocity of 150 km/h and the contact forces from 60 to 120 N. The results show that under the condition of low-voltage and high-current, the main form of arc discharge between carbon strip/Cu-Ag alloy contact wire is short arc discharge with large arc discharge area and high arc energy. The main wear mechanisms of the carbon strip include arc ablation wear, delamination, melting, vaporization and slight mechanical wear. The wear volume of the carbon strip and arc energy is increased sharply with the increasing of the electric current. The friction coefficient is increased first and then decreased with the increasing of electric current. When the current is constant, the arc energy is increased first and then decreased with the increasing of the contact pressure. The wear volume is decreased with the increasing of the contact force.

Keywords: sliding electrical contact; arc discharge; wear volume; arc energy

电气化铁路以其环保、高效、运营成本等优势点成为陆地运输的主流。而高速铁路是当今世界电力机车发展的主要趋势^[1]。但是电力机车的不断提速使得弓网间的载流量不断增加, 提速后弓网间的载流量达到 300~500 A。由于电流成倍增加, 弓网的电弧能量也随之增加, 受电弓的使用寿命急剧降低^[2-4]。而在现有的文献^[5-7]中对于弓网载流摩擦的研

究都只是基于小电流工况的研究。

本文作者利用 AHT-12-7-1000 交流恒流摩擦磨损试验机大电流, 在高速载流摩擦磨损试验机上, 以铜银合金接触线和碳滑块为研究对象, 研究了低电压大电流对弓网材料载流摩擦磨损性能的影响。

1 试验部分

1.1 试验设备

试验设备主要包括: 高速载流摩擦磨损试验机、交流恒流源、数据采集系统和控制箱。高速载流摩擦磨损试验台的结构简图如图 1(a)所示, 图 1(b)为接触副的局部放大图。主要组成部分有底座、悬臂、旋转盘、驱动电机、升降台、加力装置和滑块夹具等。其中铜银合金接触线线宽在直径为 1 000 mm 的旋转盘上。在驱动电机的带动下, 旋转盘的线速度

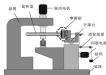
* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (512254202)。

收稿日期: 2016-01-13

作者简介: 付文明 (1969—), 男, 博士研究生, 研究方向为弓网载流摩擦磨损。E-mail: fuwenming@126.com。

通信作者: 陈光雄 (1962—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为摩擦振动和噪声、电弧放电。高速载流摩擦磨损。E-mail: chen_guangxiong@163.com。

可在 20~400 km/h 内线性调节;驱动电机通过凸轮机构驱动升降台带动碳滑块绕重点往复运动,其频率在 0.3~3 Hz 可调。通过凸轮装置和砝码施加轴向接触力使碳滑块与水平平转的旋转盘贴合。模拟弓网间横向“之”字型相对运动。试验电源采用 48V-12-1000 交流恒流源,其输出范围为 0~1 000 A。试验电压为 3~7 V。通过采集系统可以采集到的试验数据有:回路电流 I 、弓网间的电压降 V 、碳滑块触压力 F_N 、摩擦力 F_f 、转速 ω 、碳滑块的往复频率 f 、碳滑块面积 F_s 。



(a) 电动摩擦磨损试验机



(b) 碳滑弓接触接触面积

图1 试验的设备

Fig.1 Diagram of the test system (a) electric sliding test machinery; (b) carbon strip/contact area

1.2 试验材料和参数

试验用的碳基摩擦副为铜合金钎焊接触线和纯碳滑块。碳滑块试样规格为 120 mm×34.5 mm×20 mm。依次将其用 60[#]、240[#]、600[#] 的砂子打磨光滑。试验前磨和接触线对齐 5 min,其中碳滑块中碳的质量分数 99.8%。试验前后分别用精度为 0.0001 g 的电子天平称取碳滑块的质量。铜合金钎焊接触线中碳的质量分数为 99.72%~99.76%。试验参数见表1。

表1 试验参数

Table 1 Experiment parameters

试验参数	参数值
试验电流 I/A	200, 300, 400, 500
接触压力 F_N/N	60, 80, 100, 120
速度 $\omega/(km \cdot h^{-1})$	100
电压 U/V	3, 3.5, 4, 4.5

2 试验结果与讨论

2.1 摩擦因数分析

图2表示的是摩擦因数随电流变化的关系,可以看出摩擦因数在 0.39~0.53 间变化。并随电流的增大呈先增加后减小的趋势。在干摩擦条件下,接触副接触稳定,接触面积、摩擦分量摩擦阻力大,摩擦因数也相对较大。而在电弧摩擦磨损过程中,电流越大接触时间越长电弧越强,接触区的温度越高,表面越粗糙。摩擦过程中的摩擦分量 μ_s 、微接触凸体的变形分量 μ_d 随着增大。摩擦因数随着也增大^[7],因此在 200~400 A 时摩擦因数随着电流的增大而增大。



图2 摩擦因数随电流的变化曲线

Fig.2 The variation of friction coefficient with current

当试验电流为 500 A 时,由于电弧热和焦耳热的共同作用,碳滑块的温度急剧上升(400~570 ℃),接触微凸体瞬间熔蚀汽化使摩擦阻力变小。另外碳滑块在高温下呈脆性,接触点的抗剪能力变小,使摩擦因数变小。

2.2 电弧能量分析

图3(a)显示的是当速度为 150 km/h,不同接触压力下电弧能量随电流的变化图。可以看出电弧能量随着电流的增大而急剧上升。根据电弧能量公式 $E = \int i^2 R dt$ 可将电弧能量随电流的增加而增加。并且电流越大试验过程中电弧强度越剧烈,也可以解释电

其能量随电流的增大而增大。

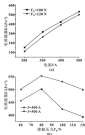


图3 电弧能量随电流 (a) 和接触压力 (b) 的变化曲线

Fig.3 Variation of arc energy with current (a) and contact pressure (b)

图3 (b) 是以接触压力为横坐标的电弧能量图, 可以看出在高压大电流的放电情况下, 电弧能量随着接触压力的增加呈先增加后减小的趋势。在接触压力为 60~80 N 时, 电弧能量随接触压力的增大而增大, 这与郭艳等人^[7]在臂板电液测量与电网放电能量预测模型的研究及应用中得出接触压力增大与电网的电弧能量随其减小的结果相悖。因试验采用的是低电压大电流, 根据电弧类型和放电原理可知, 低压大电流的放电形式为短弧放电, 电弧距离短, 放电面积大并且能量释放快。当接触压力较小时, 接触线与碳滑块间的接触不稳定, 间隙距离大。试验电压只有 3~4.5 V 难以维持电弧放电的持续, 因此在接触压力较小时接触期间的电弧很容易熄灭。当接触压力在一定程度上增大时, 接触线与碳滑块间的间隙距离变小, 接触较为稳定, 电弧放电随接触压力小时变稳定。所以当接触压力在 60~80 N 时电弧能量随接触压力的增大而增大。当接触压力在 80~120 N 时, 电网间的接触压力增大, 接触越稳定, 从而抑制了电网的再燃情况, 使得再燃电弧减少^[10-12], 电弧能量也随着接触压力的增大而减小。

2.3 磨擦量分析

从图4 (a) 中可以看出, 磨擦量随电流的增大

而增大, 由于电流越大电弧放电越强, 电弧使接触严重, 所以磨擦量随电流的增大而增大。这与图3 (a) 中的电弧能量随电流的变化趋势一致。试验表明电弧能量的大小将直接影响磨擦电学测量的大小。这与其他学者的研究是一致的^[13-15]。并且郭艳等人^[16]通过编制小二乘法预测电弧能量对碳滑块磨擦的影响最大, 两者呈正相关。

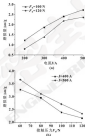


图4 碳板磨擦量随电流变化曲线

Fig.4 Variation of wear volume of carbon strip with current (a) and contact pressure (b)

从图4 (b) 可以看出, 当接触压力为自变量时磨擦量随着接触压力的增加而减小, 这与图3 (b) 中电弧能量随接触压力的增大呈先增加后减小的趋势不一样。当接触压力为 60 N 时, 由于短弧放电电弧容易熄灭, 所以电弧能量较 80 N 时更弱, 但接触不稳定, 接触电阻大, 放电频率高, 接触面内体大多以熔断飞溅、汽化的方式被侵蚀。这可能就是导致在 60 N 时电弧能量较小而磨擦量大的原因。

当接触压力增加时电网间的机械磨擦加剧, 电气磨擦得到抑制, 磨擦量呈 U 字形变化, 最佳接触压力为 90 N^[17]。图4 (b) 中磨擦量一直随着接触压力增大而减小。可能是由于在高压大电流的放电条件下电弧放电面积大, 电弧能量高, 能量释放快, 电气磨擦的作用一直大于机械磨擦。

2.4 试验现象和表面形貌分析

电网间的放电形式主要以电弧放电和大火花电

种放电形式为主^[4]。因试验在低电压大电流的工况下,接触线与碳滑块之间主要以电弧放电为主,接触区一直处于较为稳定的电弧燃烧状态。电流越大电弧燃烧越强烈,并伴有熔渣物质飞出,基本上没有耀斑式的电火花产生。试验中由于电流较大,因此即使在低通、较大的接触压力条件下,接触线与碳滑块间未出现接触不稳定或离线状态,接触区始终处于电弧放电,这可能是由于摩擦副的焦耳热或 I^2R 集中供热使摩擦副间的接触微凸体瞬间熔蚀或汽化,形成金属气相电弧进而形成电弧放电^[4]。

试验后用光学显微镜和扫描电镜分别观察不同工况下碳滑块的磨痕形貌,结果如图 5 所示,可以看出,碳滑块的磨痕表面主要有电弧烧蚀坑、剥离坑和裂纹。图 5 (a) 为 50 倍电镜下碳滑块的表面形貌图,其中黑色区域为摩擦接触区,亮白色区域则是被熔渣物质覆盖的烧蚀坑和剥离坑。图 5 (b) 和 5 (c) 为放大 200 倍的扫描电镜图,可以观察到剥离坑一般要比烧蚀坑深,并且剥离坑周边一般都伴随着裂纹扩展,而烧蚀坑周边一般都带有塑性变形和显著磨痕。试验采用的碳滑块的脆性比较差,随着电流的升高,碳滑块的温升急剧上升,剥离坑和裂纹也随着增多。当碳滑块温升达到 500 ℃ 以上时甚至可能出现热脆和断裂的情况。由于大电流电弧的放电能量大,温度高,接触微凸体极易被熔蚀、汽化,因此碳滑块表面的机械磨痕磨痕不是很明显。在图 5 (a)、(d) 所示的低倍数电镜图中只隐约可见。

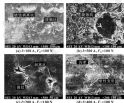


图 5 不同工况下碳滑块的表面磨痕形貌特征

Fig. 5 The wear surface morphology characteristics of carbon strip under different conditions

图 6 示出了 50 倍电镜下接触压力 $F_c=100$ N, 速度 $v=150$ km/h, 电流分别为 200~300 A 时碳滑块被电弧侵蚀的形貌图。可以明显地看出随着电流的增大碳滑块烧蚀将越严重,表面凸峰越多,从而进一步加强了电弧的侵蚀,如此恶性循环。由于低电压大电流产生的电弧放电其放电面积大,输电能较快,接触区的周围微凸体被瞬间熔蚀汽化,从图 7 所示的 500 倍的光镜图中,可以明显地看到接触线的铜材料到碳滑块上和凝固的铜颗粒落在烧蚀坑里。

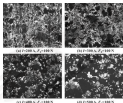


图 6 不同工况下碳滑块的电弧烧蚀形貌

Fig. 6 The arc ablation wear surface of carbon strip under different conditions

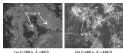


图 7 接触线的材料转移

Fig. 7 Material transfer of Cu-Ag alloy contact wire

3 结论

(1) 在低电压大电流的载流条件下接触线和碳滑块间主要以电弧放电为主,电流越大电弧放电的强度越强烈,基本没有耀斑式的电火花产生。碳滑块磨痕面主要为电弧烧蚀坑、剥离坑和裂纹,隐约可见机械磨痕和塑性变形。

(2) 弓网间放电能量随着电流的增大而急剧上升,随接触压力的增大呈先增大后减小的趋势;摩

测电流随着电流的增大先增加后减小, 摩擦力的检测是随着电流的增大而增大。随接触压力的增大而减小, 在低电流检测工况下电气检测的作用大于机械检测。

参考文献

- [1] 陈文, 吴广宇, 高国强. 电-高速铁路弓网电接触研究综述[J]. 机电工程, 2011(3): 46~8.
- [2] CHEN C, WU C X, GAO G Q, et al. Research review on electrical contact between pantograph and catenary of high-speed railway[J]. Electric Drive for Locomotive, 2011(3): 46~8.
- [3] CHEN C X, YANG H J, ZHANG W H, et al. Experimental study on arc addition occurring in a contact strip rubbing against a contact wire with electrical current[J]. Technology International, 2013(6): 60~65.
- [4] 高文宝, 吴广宇, 吕坤. 电-高速电气化铁路中的弓网电接触现象研究[J]. 高压电器, 2009, 45(3): 104~108.
- [5] GAO W B, WU C X, LI W, et al. Research review of arc phenomenon between pantograph and catenary in high-speed electrified railway[J]. High Voltage Apparatus, 2009, 45(3): 104~108.
- [6] 徐晓峰, 连展鹏, 杨正海. 电-电流对碳流摩擦副材料损伤行为的影响[J]. 润滑与密封, 2013, 38(11): 8~10.
- [7] XU X F, FANG X J, YANG C H, et al. Effects of electricity on material damage of current-carrying frictional pairs[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(11): 8~10.
- [8] 侯明, 孙永刚, 姜本刚. 电-电流对德肯斯-美国标准碳摩擦副特性的影响[C]//2008 全国摩擦学学术会论文集. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- [9] 侯明, 孙永刚, 赵海霞. 电-运动摩擦对 C/C 复合材料-德肯斯碳流摩擦副摩擦特性的影响[J]. 润滑与密封, 2014, 39(11): 37~40.
- [10] HOU M, SUN Y L, ZHANG Y X, et al. Effects of burning load on friction and wear property of C/C composite/Q550 steel electrical contact[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(11): 37~40.
- [11] 侯治华, 周文生, 周世华. 不锈钢表面粗糙度对超分子润滑乙炔摩擦副性能的影响[J]. 理化检验(物理分册), 2009, 37(9): 369~372.
- [12] CHEN X T, ZHANG D B, CHEN B L. Effect of stainless steel surface roughness on the friction and wear properties of ultra-high molecular weight polyethylene[J]. Physical Testing and Chemical Analysis Part A/Physical Testing, 2009, 37(9): 369~372.
- [13] 黄德顺, 孙永刚, 上官文. 电-表面粗糙度对铜板-德肯斯碳流摩擦副摩擦性能影响的研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(1): 29~31.
- [14] HU B Y, SUN Y L, HU H Y, et al. Tribological characteristics of B606/Q550.5 rubbing pairs under electric current with different surface roughness[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(1): 29~31.
- [15] 周彬, 曹四杰, 周海强. 电-摩擦副摩擦和弓网电接触模型模拟的研究及应用[J]. 润滑与密封, 2013, 38(3): 66~70.
- [16] HU Y, DENG B J, ZHOU P Y, et al. Study and application of the prediction formula of arc discharge energy and wear volume of Pantograph-CEN system[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(3): 66~70.
- [17] YANG T J, LI J X, TAN Y Y, et al. Effect of electrical current on tribological behavior of copper-impregnated metallized carbon against a Cu-Cr-Zr alloy[J]. Technology International, 2012, 36(1): 26~34.
- [18] YANG H J, CHEN C X, ZHANG H D, et al. Effect of the vibration on friction and wear behavior between the carbon strip and copper contact wire pair[J]. 2013 CHINESE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2012, 126(12): 1217~1220.
- [19] 张会杰, 孙永刚, 上官文. 电-高速铁路弓网电接触研究综述[J]. 润滑与密封, 2014, 39(3): 117~120.
- [20] ZHANG H J, SUN Y L, HU H Y, et al. Current vibration on the study of pantograph-catenary arc for high-speed railway[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(3): 117~120.
- [21] 李刚, 姜本刚, 孙永刚. 电-电接触摩擦副的研究现状[J]. 河南科技大学学报: 自然科学版, 2002, 23(4): 54~57.
- [22] LI P, ZHANG T Z, 周文生 W. Present friction and wear research on friction couple in electric field[J]. Journal of Hebei University of Science & Technology(Natural Science), 2002, 23(4): 54~57.
- [23] 周彬, 杨红强, 曹四杰. 电-量子最小二乘法的电接触摩擦副磨损[J]. 铁道学报, 2014(1): 43~45.
- [24] HU Y, YANG H J, DENG B J, et al. The prediction of the wear loss of strips based on the partial least-square regression method[J]. Journal of the China Railway Society, 2014(1): 43~45.
- [25] 曹四杰, 陈永强, 杨红强. 接触压力对碳滑板-铜接触线碳流摩擦副性能的影响[J]. 润滑与密封, 2012, 37(9): 41~45.
- [26] ZHANG H D, CHEN C X, YANG H J. Effect of contact pressure distribution and wear behavior carbon strip/copper contact wire under AC passage[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(9): 41~45.
- [27] 丁华, 陈永强, 卜俊. 电-碳流摩擦副中不同放电现象对碳流研究[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(3): 83~87.
- [28] DENG T, CHEN C X, HU B J, et al. Study on the mechanisms of different discharge phenomena in the process of friction and wear with electric current[J]. China Railway Science, 2009, 30(3): 83~87.
- [29] 吴朝欣, 陈彬. 弓网系统电接触成因与影响[C]//中国铁道学会 2010 年高速铁路接触网系统新技术研讨会论文集. 北京: 中国铁道学会, 2010, 104~108.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6725.2017.09.012

铜/铬青铜摩擦副磨损表面形貌与电弧的相互作用关系*

牛一旭¹ 上官宣¹ 张永振¹ 杨正海¹ 宋晨飞¹ 杜二明²

(1. 河南科技大学材料科学与工程学院 河南洛阳 471023;

2. 机械科学研究所以武汉材料保护研究所 湖北武汉 430030)

摘要:为探究高速摩擦过程中摩擦副磨损表面形貌与电弧的相互作用关系,在 DST-100 高速摩擦磨损试验机上以铜/铬青铜为摩擦副进行高速摩擦磨损试验,用 3D 形貌仪测量磨损表面粗糙度,并通过对电火花显微镜拍摄的试验后试样表面形貌,结果表明:起始表面粗糙度与磨损初期对电弧能量、摩擦系数有影响,在磨损中后期其影响并不显著;表面粗糙度与磨损率有一定的正相关性,表面粗糙度较大时,磨损率与电弧能量较大,表面粗糙度降低,磨损率与电弧能量也随之降低;表面磨损率呈“U”形变化,摩擦系数则先降低后升高;磨损初期,磨损材料主要是磨屑磨损,没有明显的电弧熔蚀作用,磨损中后期,电弧熔蚀较严重,出现电弧熔蚀坑,并造成熔结堆积。

关键词:表面粗糙度;电弧能量;磨损表面形貌;高速摩擦磨损

中图分类号: TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6725(2017)09-0012-04

Interaction Between Worn Surface Morphology of Cu/QCr0.5 Friction Pair and Arc under Electric Current

NIU Yixu¹ SHANGGUAN Xuan¹ ZHANG Yongzhen¹ YANG Zhenghai¹

SONG Chenfei¹ DU Erming²

(1. Institute of Material Science and Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471023,

China; 2. Wuhan Research Institute of Materials Protection, Academy of Machinery Science Technology, Wuhan Hubei 430030, China)

Abstract: In order to investigate the interaction between the worn surface morphology of friction pair and arc in the process of current-carrying friction and wear, the tests were carried out on the DST-100 high speed current-carrying friction and wear tester using Cu/QCr 0.5 as friction pairs. The worn surface roughness was measured by a 3D profilometer and the surface morphology of the pin samples were analyzed by scanning electron microscopy. The results show that the initial surface roughness has an influence the arc energy and friction coefficient at primary stage of wear, but it has not significant influence in the mid and late stage of wear. The change of surface roughness is related to the arc rate and arc energy, large surface roughness will result in large arc rate and arc energy, and arc rate and arc energy will decrease along with the decrease of surface roughness. In the process of friction and wear, the change of wear rate presents "U" shape while friction coefficient experiences the process of descending first and then ascending. The arc erosion is not obvious at primary stage of wear and the wear mechanism is mainly adhesion wear, but in the mid and late stage of wear, arc erosion is increasingly serious, resulting in arc ablation craters and fused deposition.

Keywords: surface roughness; arc energy; worn surface morphology; friction and wear under electric current

近年来,随着我国科学技术以及工业的迅猛发

展,中国铁路电气化水平已经达到世界领先^[1]。然而,列车运行速度越高,接触网和受电弓之间离线频率越大,产生离线电弧的概率也越大^[2]。电弧的产生不仅会恶化受流状态,而且会加速并加重材料的磨损,甚至威胁列车的运行安全^[3]。因此为国内外学者所关注。相关研究表明,影响电弧的因素很多,如电流、速度、表面粗糙度、摩擦副的材料、法向压力等,而且电弧对受电弓和接触材料的作用也是复杂多变的^[4]。材料磨蚀表面可以直接反映出电弧的侵蚀作

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51373047); 国家自然科学基金青年基金项目(51605034); 河南省自然科学基金项目(162300230091)。

收稿日期: 2017-08-31

作者简介: 牛一旭(1990—),女,硕士研究生,研究方向为城市轨道交通。E-mail: xiaoxing1990@163.com

通信作者: 上官宣(1963—),男,博士,教授,主要研究方向为城市轨道交通。E-mail: shanggu@hust.edu.cn

用,而电弧侵蚀又会改变材料磨削表面^[1]。在摩擦磨削过程中,摩擦表面与电弧都在不断地发生变化,它们之间也存在相互作用关系,进行材料表面形貌与电弧相互关系研究可为减小电弧能量、抑制电弧产生及合理设计材料表面提供基础理论依据。然而由于电弧及材料表面实时动态检测的困难,目前国内外在这方面的研究较少。

由于无法在摩擦过程中连续测得表面粗糙度,质量磨削的变化,因而需要连续检测磨削磨化,在其他条件相同的情况下,使试样磨削时间不同,本文作者在 HST-600 高速载流摩擦磨削试验机上以铜-铝青铜为摩擦副进行试验,分析不同磨削时间内电弧能量、磨蚀率与表面粗糙度、质量磨削率、摩擦副数的关系,探究高速摩擦磨削过程中摩擦表面和电弧的相互作用关系。

1 试验部分

1.1 试验设备及参数

试验设备为自主研发的 HST-600 高速载流摩擦磨削试验机,结构如图 1 所示。此试验机是销盘式摩擦磨削试验机,其数据采集系统能够同时采集电流、电压、速度、扭矩和正压力等参数。其中 96C-2A 扭矩测量仪可以测量扭矩和扭矩,但速率在零的传感器能够测量电流和电压,并通过 RS-232 传输到上位机,将电信号同步传输到安装有数据采集系统的电脑中,实时记录电流、电压、速度、扭矩和正压力的瞬时值。试验使用的销试样为销盘,尺寸为 $\phi 40 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}$,盘试样材料为铝青铜,尺寸为 $\phi 80 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ 。



图1 HST-600 高速载流试验磨削系统结构

Fig.1 Basic structure of HST-600 high-speed carrier grinding test machine

试验前在摩擦盘上分别夹装 240° 、 $1\ 000^\circ$ 砂带,在此速度下预磨削试样 $10\sim 20 \text{ s}$,以获得起始粗糙度不同的 2 组试样。试验时电流、速度、载荷分别为 50 A 、 10 m/s 、 20 N ,每组试样磨削时间分别为 2 、 6 、

9 、 \dots 、 27 、 30 、 35 、 40 s ,进行多组试验,分别检测不同磨削时段的扭矩、压力等数据,对相应数据取平均值,并用 JSM-3010LV 型扫描电子显微镜观察磨削试样的磨削表面形貌。

1.2 表面粗糙度的测定

摩擦表面粗糙度由三维表面轮廓仪测定,用表面算术平均偏差 S_z 表征。 S_z 与二维 S_a 相同,用以表示测量范围内,摩擦表面高于或低于中性面的偏差绝对值,并给出如下定义:

$$S_z = \frac{1}{\pi n} \sum_{i=1}^n |z_i(X_i, Y_i)| \quad (1)$$

式中: S_z 为表面算术平均偏差, μm ; n 为 X_i 、 Y 方向上的测量点数; $z_i(X_i, Y_i)$ 为测量点相对于中性面的高度。

1.3 质量磨削率及摩擦副数的计算

根据式 (2) 对试验过程中所测得的扭矩数据进行计算,得到摩擦副数。

$$\mu = \frac{N \times 1\ 000}{FL} \quad (2)$$

式中: μ 为摩擦副数; N 为摩擦扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; F 为试验中施加在销试样上的平均压力, N ; L 为销试样的中心距, $L = 60 \text{ mm}$ 。

每次试验磨削后销试样的质量由精度为 0.1 mg 的 BS2105 电子分析天平称得,然后计算出销试样试验前后的质量损失,磨削率的计算见式 (3)。

$$W = \frac{\Delta m \times 1\ 000}{v t} \quad (3)$$

式中: W 为磨削率, mg/m^2 ; Δm 为试样质量损失, g ; v 为滑动摩擦速度, m/s ; t 为磨削时间, s 。

1.4 电弧能量及磨蚀率的计算

电弧能量与电弧产生时销-盘之间的电流、电压和电弧燃烧的时间密切相关,用式 (4) 计算电弧能量。

$$E = \sum_{i=1}^n (I_i \Delta t_i) \quad (4)$$

式中: E 为电弧能量, J ; I_i 为单次电弧时,销-盘间的电压, V ; Δt_i 为单次电弧时,流经销-盘试样之间的电流, A ; Δt_i 为单次电弧时长, s 。

电弧磨蚀率用来衡量试验过程中电弧产生的概率,其大小为电弧燃烧的总时间与摩擦试验总时间的比值,可由式 (5) 进行计算。

$$R = \frac{t}{t_1} \times 100\% \quad (5)$$

式中: R 为电弧磨蚀率, $\%$; t 为一次试验中的电弧燃烧总时间, s ; t_1 为一次试验的总时间, s 。

2 实验结果及分析

2.1 起始表面粗糙度与电流的关系

图2示出了不同起始表面粗糙度下,电流能量、摩擦系数随磨剥时间变化的趋势。可以看出,在磨剥初期,较低的起始表面粗糙度相对应的电流能量、摩擦系数也较低,而在磨剥中后期其影响并不显著。这主要是由于铜制材料的硬度较低、耐磨性较差,初始表面很快会被新的摩擦表面取代^[4],因此起始表面粗糙度对摩擦系数、电流能量的影响在磨剥初期比较明显。

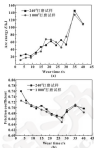


图2 不同起始表面粗糙度下,电流能量
(a)、摩擦系数 (b) 随磨剥时间变化的趋势

Fig. 2 The variation of average energy (a) and friction coefficient (b) with wear time under different initial surface roughness

在摩擦磨剥过程中,摩擦系数先降低后增大。如图2(b)所示。这主要是因为,随着磨剥时间的增加,摩擦表面产生的电流热与电阻热增多,导致磨剥时接触表面发生氧化、熔蚀。表面微凸峰间的接触面积为变小,剪切阻力降低^[24],所以摩擦系数降低。而后,由于电流使接触加剧,表面粗糙度升高,因而摩擦系数随之升高。

2.2 表面粗糙度与电流频率率、电流能量的关系

对1.0mm²砂纸打磨试样中每个时间间隔内的表面

粗糙度、磨剥率、电流能量分别进行计算分析,得出摩擦磨剥过程中,表面粗糙度与电流磨剥率、电流能量的关系如图3所示。经计算,表面粗糙度与磨剥率的相关系数 $r=0.5868$,即两者有一定的正相关性。当表面粗糙度较大时,接触凸峰较多,故电流频率也较多,容易起弧,且多为长时电弧^[25],因此磨剥率、电流能量较大。而当电流产生的热量与摩擦产生的热量使接触表面微凸峰熔蚀时,加上剪切力的作用,摩擦表面变得平滑^[26],粗糙度降低,磨剥率、电流能量也随之降低。而当表面粗糙度降低到一定程度时,由于接触面之间的分子吸附力增大,因此易出现表面分子融合的表面咬焊现象^[27]。随着相对滑动的发生,局部咬焊的表面会被撕裂,而使接触峰减少,它们承受的电流量则加大。粗糙峰实际接触时的瞬时温度升高,加剧了显著摩擦作用,导致表面质量严重下降,使接触状态变差而引起严重的电流现象^[28],因而磨剥率、电流能量均有所升高。如图3所示。

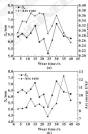


图3 表面粗糙度与电流磨剥率 (a)、电流能量 (b) 的关系
Fig. 3 The relationship between surface roughness and wear rate (a) and average energy (b)

2.3 电流能量与质量磨剥率、摩擦系数的关系

摩擦磨剥过程中,电流能量与质量磨剥率、摩擦系数的关系如图4所示。整个摩擦磨剥过程中,质量磨剥率呈“U”形变化,摩擦系数则先降低后升高。在磨剥初期(0~12 s),由于表面状态,电流发生频率高^[29],电流能量大,此时电流能量主要是使摩擦

表面微凸峰脱落,并未造成严重的电化学腐蚀。因而摩擦因数降低。这个阶段的质量损失主要是由磨屑磨削引起的材料转移(由销试样表面转移到圆盘试样表面)造成的^[1],因此质量磨削率逐渐升高。磨损中期(12~27 s)为稳定磨损阶段,表面粗糙度较低,电化学能量较小,此时摩擦因数是渐下降,质量磨削率也明显降低。磨损后期(27~48 s),由于表面质量变化,电化学能量大幅升高,摩擦因数、质量磨削率也随之增大。此阶段的质量损失主要是由电化学腐蚀造成的。

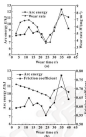


图4 电化学能量与质量磨削率 (a)、摩擦因数 (b) 的关系

Fig.4 The relationship between a/c energy and wear rate

(a) and friction coefficient (b)

不同磨损时间下销试样的表面形貌如图5所示,整个摩擦磨损过程中磨削机制也在不断变化^[1]。磨损初期,电化学腐蚀作用并不明显,磨削机制主要为磨屑磨削,如图5(a)所示,可见摩擦表面有明显的层状磨屑。磨损中期,出现轻微电化学腐蚀,表面微凸峰脱落,在剪切力的作用下,表面变得光滑,如图5(b)、(c)所示,磨削机制主要为磨屑磨削并伴有轻微的电化学腐蚀。磨损后期,电化学腐蚀越发严重,摩擦表面出现电化学腐蚀坑(如图5(d)所示),加之磨屑作用,表面磨层成为大颗粒磨屑并脱落,造成严重的质量损失。

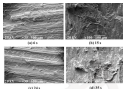


图5 测试不同磨损时间的 SEM 形貌

Fig.5 SEM morphology of pin samples with different wear time

3 结论

(1) 起始表面粗糙度在磨损初期对电化学能量、摩擦因数有影响,在磨损中期其影响并不显著,在摩擦磨损过程中,摩擦因数先降低后增大。

(2) 表面粗糙度与电化学率有一定的正相关性,表面粗糙度较大时,电化学率、电化学能量较大;表面粗糙度降低,电化学率、电化学能量也随之降低。

(3) 整个摩擦磨损过程中,质量磨削率呈“U”型变化,摩擦因数则先降低后升高。磨损初期,质量磨削率升高,摩擦因数降低,磨削机制主要为磨屑磨削;磨损中期,质量磨削率、摩擦因数均降低,磨屑磨削以及轻微的电化学腐蚀为主要的磨削机制;磨损后期,质量磨削率、摩擦因数大幅升高,磨削机制主要为严重的电化学腐蚀以及磨屑磨削。

参考文献

- [1] 丁林电气腐蚀与电化学-微细线摩擦磨损性能及电特性研究[D].成都:西南交通大学,2008.
- [2] 沈永平.我国高速列车技术自主创新发展的优势[J].科学通报,2002,47(8):990-999.
- [3] 周通.磨屑材料表面摩擦磨损中电化学腐蚀特性研究[D].洛阳:河南科技大学,2008,24-27.
- [4] 李峰.磨屑材料表面摩擦磨损特性与表面粗糙度关系的研究[D].成都:西南交通大学,2004,1~3.
- [5] 熊星亚,涂利敏,陈刚.电化学腐蚀与表面粗糙度磨削行为及其磨削表面结构研究总论[J].材料导报 A,2004,28(11):26-28.
- [6] XIAOFC X Z, TU C J, CHEN C, et al. Research progress on tribological behavior with content and microstructures of wear scar facets of polygonal contact strip[J]. Materials Review A, 2004, 28(11):26-28.

PTFE 基三层滑动轴承材料与不同材料配副时的摩擦学特性*

王成龙 贾文兵 熊 挺

(合肥工业大学机械工程学院 安徽合肥 230009)

摘要:PTFE 基三层滑动轴承复合材料与不同材料组成的摩擦副有着不同的摩擦学特性,研究这些摩擦副的摩擦学特性,对于优化摩擦副材料具有重要的实用价值。研究 PTFE 基三层复合材料与铜基材料、有色金属以及聚合物材料进行配副时的摩擦磨蚀性能,通过扫描电镜观察磨蚀表面的磨蚀形貌,分析不同摩擦副的摩擦磨蚀机制,并给出摩擦副配副的优选结果。结果表明,PTFE 基三层滑动轴承材料与铜基材料以及聚合物材料配副时,其磨蚀机制为磨粒磨蚀,摩擦学性能较好;而与有色金属配副时,其磨蚀机制为黏着磨蚀,摩擦学性能较差。

关键词:PTFE; 三层滑动轴承材料; 配副材料; 摩擦磨蚀

中图分类号:TH117.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1007-0258(2017)09-0019-04

Tribological Properties of PTFE Based Three-layer Sliding Bearing Materials with Different Coupled Materials

WANG Chenglong JIA Wenbing XIE Ting

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei Anhui 230009, China)

Abstract: The friction pairs composed of PTFE based three-layer sliding bearing composites with different coupled materials have different tribological properties, so it has a great practical significance for optimizing the coupled pairs to study the tribological characteristics of these friction pairs. The tribological properties of PTFE based three-layer sliding bearing materials with different coupled materials were studied, including steel materials, polymers and non-ferrous metals. The micro-structure of the wear surface of different friction pairs was observed by scanning electron microscope to analyze the friction and wear mechanisms of different friction pairs, and the optimal coupled materials were given. The results show that a better tribological performance can be obtained when PTFE based three-layer sliding bearing material slides against steel materials or polymers, and the wear mechanism is delamination wear, but the poor tribological performance can be obtained when it is matched with non-ferrous metals, and the wear mechanism is adhesive wear.

Keywords: PTFE; three-layer sliding bearing material; coupled material; friction and wear

三层滑动轴承材料由铜基、铜粉层和表面聚合物复合材料层 3 部分构成。聚四氟乙烯 (PTFE) 基复合材料与不同材料配副在石油润滑或油润滑的应用场合下显示出了优异的摩擦磨蚀性能^[1-4],因此在工程机械、交通工具、仪器仪表、轻纺食品、医疗器械、航空航天等领域得到越来越广泛的应用^[5]。PTFE 基复合材料可与不同材料进行配副用于轴承、导套以及滑动摩擦副,但是其与不同材料组成的摩擦副有着不同的摩擦学特性^[6-7],因此优化摩擦副配副

材料具有重要的实用价值。通过研究发现,三层复合材料是一种优良的自润滑轴承材料^[8-11]。本文亦选取铜基、铜粉层和表面聚合物复合材料层 3 部分构成的三层滑动轴承材料为例,选取 3 类 6 种不同材料与其配副,研究了其摩擦磨蚀性能,并分别讨论了不同摩擦副的摩擦磨蚀机制,并给出了摩擦副配副的优选结果,这对于 PTFE 基三层滑动轴承材料的工程应用有一定的借鉴和指导意义。

1 试验部分

将三层复合材料按照国家标准 GB 3660-82 剪裁成 30 mm×7 mm×2 mm 的长条状试样,对偶材料为 3 类 6 种,分别为铜基材料 (45 钢、铸钢)、有色金属 (铝合金、铜制) 以及聚合物材料 (高密度聚乙烯 HDPE、尼龙)。将空盘、干摩擦条件下,用 MTR-200 摩擦磨蚀试验机进行试验,图 1 示出了摩擦副接触形式。每次试

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51273144)。

收稿日期: 2016-03-03

作者简介: 王成龙 (1981—),男,硕士研究生,研究方向为复合材料及其摩擦学。E-mail: 52427399@163.com

通信作者: 熊挺 (1960—),男,博士,教授,研究方向为自润滑复合材料及其摩擦学。E-mail: xiet@hbit.edu.cn

验前,将复合材料与对偶件的表面用细砂纸擦拭干净,并在空气中晾干。试验条件为:径向加载 200 N,主频转速 200 r/min,摩擦副测试时间 60 min。

试验后用工具显微镜测量磨痕两端的读数差值测出磨痕宽度。用于磨痕的计算。通过处理摩擦力的动态曲线,得到摩擦系数的动态曲线。通过扫描电镜观察磨痕表面的微观形貌,分析了不同摩擦副的磨痕机制。



图1 试验摩擦副接触形式

Fig.1 Friction pair contact form of testing machine

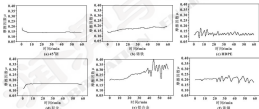


图2 PTFE基三层复合材料与不同配对材料的摩擦系数曲线

Fig.2 Friction coefficient curves of the friction pairs composed of PTFE based three-layer sliding bearing composites with different coupled materials

表1 PTFE基三层复合材料与不同配对材料的磨痕宽度

Table 1 Wear wear width of the friction pairs composed of PTFE based three-layer sliding bearing composites with different coupled materials

配对材料	45°钢	铜铁	40Cr	尼龙	铝合金	黄铜
磨痕宽度/mm	2.51	2.49	2.68	2.86	3.205	3.92

2 结果与讨论

2.1 摩擦副测试结果

PTFE基三层复合材料与3类6种不同材料配对后摩擦系数变化结果见图2中,磨痕宽度见表1。

可见,PTFE基三层复合材料与3类6种材料进行配对时摩擦系数变化各有不同:

(1)在与铜铁材料配对时,摩擦系数整体比较稳定。特别是与45°钢配对时,摩擦系数在经过4 min的下降后基本保持不变,而与铜铁材料配对时虽然摩擦系数有略微的上升和波动,但是整体幅值较小。

(2)在与合金材料配对时摩擦系数存在较大的差别,与40Cr配对时摩擦系数波动比较大,但是平均值维持在0.125左右,而与尼龙配对时摩擦系数在前期达到0.15后保持不变至试验结束。

(3)在与有色金属配对时,因为PTFE基三层复合材料与有色金属属于同类材料,而且铝合金表面材质致密,所以在摩擦过程中会发生严重的黏着磨损,这就导致摩擦系数在经过一段平稳期后出现了大幅的无规律波动。

2.2 摩擦表面分析

与不同的配对材料摩擦以后PTFE基三层复合材料磨痕的磨痕表面形貌做电镜照片见图3。

根据图3、图2及表1,可知PTFE基三层复合材料与不同配对材料的摩擦磨损机制及配对性能各有不同:

(1)在配对材料为铜铁时,其主要磨损机制为

剥层磨削(见图 3(a)、(b)), 摩擦因数 and 磨削量均较小, 并且磨削过程比较平稳, 所以钢铁材料适合与 PTFE 基三层复合材料配副。

(2) 在配副材料为聚合物材料时同样为剥层磨削(见图 3(c)、(d)), 但表面出现较大差异。与 HDPE 材料配副时, 摩擦因数一直处于波动状态, 但磨削量较小。比较适合一些特定场合的配副; 而与尼龙配副

时, 摩擦因数不稳定且磨削量较大, 适合与 PTFE 基三层复合材料配副。

(3) 在配副材料为有色金属时, 其主要磨削机制为刮层磨削(见图 3(e)、(f)), 摩擦因数较大并且有极大波动, 试样磨削严重, 所以有色金属材料不适合与 PTFE 基三层复合材料配副。

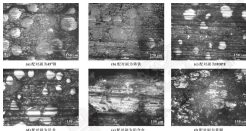


图 3 PTFE 基三层复合材料与不同配副材料磨削表面显微照片

Fig. 3 Micro photos of the wear surface of PTFE based three layer composite material with different coupled materials: (a) sliding against 45° steel; (b) sliding against cast iron; (c) sliding against HDPE; (d) sliding against nylon; (e) sliding against aluminum alloy; (f) sliding against brass

通过上述分析, PTFE 基三层复合材料与不同配副材料摩擦磨削性能的综合评价见表 2。

表 2 PTFE 基三层复合材料与不同配副材料的综合评价
Table 2 Evaluation of the tribological properties of PTFE based three-layer materials with different coupled materials

配副材料	摩擦因数	摩擦因数 最大幅值	磨削量 1/mm ³	综合评价
45°钢	0.148	0.001	0.273	优
铸铁	0.18	0.001	0.229	良
铝合金	0.32	0.38	4.88	差
黄铜	0.20	0.09	3.903	差
HDPE	0.12	0.01	0.962	良
尼龙	0.146	0.002	0.680	优

由表 2 可见, PTFE 基三层复合材料在与钢铁材料(45°钢、铸铁)配副时, 摩擦因数与磨削体积均较小, 所以为最佳配副材料; 在与聚合物材料(HDPE、尼龙)配副时, 摩擦因数较小, 但磨削体积均较大, 摩擦学性能优良; 而在与有色金属材料(铝合金、黄铜)配副时, 摩擦因数较大, 同时磨削体积最大, 所以配副性能最差。

2 结论

(1) PTFE 基三层复合材料在与钢铁材料(45°钢、铸铁)配副时, 磨削机制为剥层磨削, 其摩擦因数与磨削体积均较小, 所以为最佳配副材料。

(2) PTFE 基三层复合材料在与聚合物材料(HDPE、尼龙)配副时, 磨削机制为剥层磨削, 其摩擦因数较小, 但磨削体积均较大, 摩擦学性能优良。

(3) PTFE 基三层复合材料在与有色金属材料(铝合金、黄铜)配对时,磨擦机制为黏着磨擦,其摩擦因数较大,同时磨擦体积也较大,所以配对性能最差。

参考文献

- [1] KISHIMOTO J, NISHIMOTO I, MUKITA E. Lubricating wear resistance of PTFE composites[J]. *Wear*, 2002, 252(3): 383-389.
- [2] KISHIMOTO T. Analysis of slider wear behavior of PTFE composite using Taguchi's technique[J]. *Current Engineering*, 2013, 2(1): 46-51.
- [3] KAKIMOTO T, KUROKAWA S, KISHIMOTO T, et al. A study of atmospheric pressure plasma discharges for surface functionalization of PTFE used in biomedical applications[J]. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2008, 41(16): 1640-1649.
- [4] CHEN H, CHEN M, CHEN J, CAI H, et al. In situ polymerization of polyimide on PTFE surfaces[J]. *Macromolecules*, 2009, 42(26): 7400-7408.
- [5] TANGSCHANNITTE N, NIMR N, NYRKE P, et al. Study of plasma modified PTFE for biological application: relationship between plasma treatment properties, plasma treatment, surface

composition and surface roughness[J]. *Plasma Processes & Polymers*, 2008, 1(7): 661-667.

- [6] 周开槐, 周干. 摩擦学原理[M]. 2版. 北京: 清华大学出版社, 2002: 380-383.
- [7] MINOUE K, ANDO K, KIMURA T, et al. Observation of wear in PTFE over-PTFE tribion hybrid polymer bearings under dry contact[J]. *Advanced Materials Research*, 2012, 457/458: 157-162.
- [8] YANG X, JIN X, DU Z, et al. Frictional behavior investigation on three types of PTFE composites under oil-free sliding conditions[J]. *Industrial Lubrication & Technology*, 2009, 60(3): 254-260.
- [9] 陈伟, 王明华, 田明, 车敏. 无磨合对 PTFE 基三层复合材料摩擦磨损性能的影响[J]. 润滑与密封, 2015, 40(1): 37-40.
- [10] CHEN T, BAO M, HAN W, et al. Effect of wear tests conditions on friction and wear properties of PTFE-based three-layer composites[J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 40(1): 37-40.
- [11] KIMURA T, KIMURA K, KIMURA K, et al. A comparison of the tribion friction and wear properties of PTFE and a PTFE-based composite when tested using three different types of sliding wear machines[J]. *Technology International*, 2015, 30: 35-38.

(上接第22页)

- [9] 王中明, 周开槐, 周开槐. 电动机运行气隙磁通谐波误差分析[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(4): 768-769.
- [10] WANG J F, LIU J L, YAN T C. Analysis and improvement on gap derivation of gas-dynamic bearing for gyroscope motor[J]. *Journal of Chinese Inertial Technology*, 2015, 21(4): 768-769.
- [11] 张同江, 张同安, 刘斌. 压电材料不同激励状态下微驱动气浮轴承静特性分析[J]. 润滑与密封, 2015, 40(2): 73-78.
- [12] DU T J, XIAO J A, LIU B, et al. Static characteristic analysis of air type gas bearing in different needle-like sliding states[J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 40(2): 73-78.
- [13] SHI T, LEITZ S, ASANO T, et al. Experimental study of small-size air-belted linear supported by externally pressurized conical gas bearings[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2013, 64: 37-46.
- [14] MINOUE K, BERT D. Lubricant dewetting on the slider's air-bearing surface in hard disk drives[J]. *Technology Letters*, 2004, 60(3): 1-11.
- [15] KOSKICZAK R, ANDERSON B. Experiments with model-based computed-torque manipulator controllers for free-flying robots[J]. *Journal of Guidance Control & Dynamics*, 1999, 18(4): 1188-1191.
- [16] HELMAN M L, CANNON E H, ROCK S B. A modular system architecture for multi-manipulator, free-flying space robots

[C].// *Proceedings of IEEE International Symposium on Intel. Agents Control*. Chicago: IEEE, 1993: 90-97.

- [17] KOSKICZAK R, PALLIAN C, BERT D. Free-flying formation flying control design for the robot mission[C].// *Proceedings of IEEE Conference on Navigation, Control and Co-located Conferences*. Poland: IEEE, 1999: 1367-1370.
- [18] 史士群, 周开武, 车敏. 车-空同构微驱动两文微系统[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2008, 40(3): 381-383.
- [19] SHI T C, MEI Z W, ZHU Y Y, et al. Space manipulator ground test system[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2008, 40(3): 381-383.
- [20] 张同安. 微驱动两文微系统动力学建模[J]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [21] 张同安. 两文微系统微驱动特性及量子微驱动力学研究[M]. 西安: 西安交通大学, 2000.
- [22] TAN M C, CHEN C W, ZHANG C Y. Analysis of magnetic load effect for sliding FEM journal bearing[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, 364: 71-73.
- [23] 张同安, 史士群. 两文微驱动两文微系统动力学及温度场分布理论研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(3): 1-7.
- [24] ZHANG C Y, TAN M C. Theoretical study on three-dimensional pressure distributions and temperature field of water-lubricated hydrostatic journal bearings[J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(3): 477.

基于 Fluent 两相流空穴模型的三油槽轴承油膜特性分析*

王丽娜 尹国栋 苏春健 郭少辉

(山东科技大学机械电子工程学院 山东青岛 266590)

摘要:针对空穴现象,运用 Fluent 两相流模型分析三油槽滑动轴承润滑状态下的油膜特性,研究不同进口压力和润滑油粘度对油膜承载力和气穴的影响。研究表明,提高进口压力可以提高轴承的承载力,减少空穴区域的面积和高比例的气穴,从而防止完全空化的发生;而润滑油粘度的增大虽然增加了轴承的承载力,但也加剧了油膜发散区域的气穴现象,并且增加了高比例的气穴比例。在工程应用中应合理地选择润滑油的粘度。

关键词:三油槽滑动轴承;气穴;面积;油膜特性

中图分类号: TH133.31 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0089(2017) 09-0910-05

Research on Oil Film Characteristics of Three Oil Groove Journal Bearing Based on Two Phase Flow Model of Fluent

WANG Li YIN Guodong SU Chunjian GUO Shaochun

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China)

Abstract: In consideration the cavitation effect, oil film characteristics of three oil groove journal bearing were analyzed in turbulent flow condition using two phase flow model of Fluent, and the oil film capacity and distribution of cavitation were studied at different inlet pressures and viscosities. Results show that the bearing capacity of the three oil groove journal bearing is increased with the increasing of inlet pressure, and the area of the cavitation zone and high proportion of cavitation are reduced, which can prevent the occurrence of cavitation completely. The bearing capacity of the three oil groove journal bearing is increased with the increasing of lubricating oil viscosity, but the cavitation phenomenon is intensified in the divergence area of oil film, and the proportion of cavitation is increased. In practical application, the lubricating oil viscosity should be rationally chosen.

Keywords: three oil groove journal bearing; cavitation; turbulence; oil film characteristics

随着高速滑动轴承的广泛应用,为了使得滑动轴承能够稳定高效地工作及延长轴承的使用寿命,不仅要从其结构上进行分析和改进,还需要从外界影响因素上来进行分析研究。而轴承油膜中的气穴会影响轴承工作的稳定性和寿命,因此有必要对油膜中的气穴进行分析研究。

伴随着计算机和流体力学的迅速发展,越来越多的学者开始利用 CFD 软件对滑动轴承的油膜特性进行分析研究^[1-4]。孟凡明等^[5]利用 CFD 软件研究了气穴对轴承摩擦性能的影响。刘俊杰等^[6]利用 FLUENT 研究了深线形油腔在滑动轴承的压力场,并验证了仿

真结果与文献结果的一致性。同时很多学者研究了气穴对滑动轴承油膜特性的影响^[7-10]。吉定斌等^[11]利用 Fluent 对两相油膜的动力学性能进行了研究,指出气穴对油膜的影响对轴承进行分析更加合理。但关于两相油膜油膜特性的研究,大多数学者往往忽略了流动情况。为了更好地研究油膜特性,就需要考虑流动状态下的油膜特性。

张义祥等^[12]对三油槽滑动轴承进行了分析研究。结果表明得到承载效果好,抗干扰能力强,不容易发生油膜脱离和失稳现象,保证了机械工作时的稳定性。但文献[12]未对三油槽滑动轴承空穴区域的气穴成分进行分析。本文作者针对三油槽滑动轴承,利用 Fluent 软件考虑流动情况下的空穴模型对油膜空穴的组成以及变化情况进行了分析研究。

1 物理模型

1.1 轴承结构及网格划分

三油槽滑动轴承的结构模型及网格划分情况如图

* 基金项目: 中国博士后科学基金项目(201706412041); 山东科技大学面向青年科技人才支持计划项目(2015QJ04034); 国家自然科学基金项目(51305242)。

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 王丽娜(1979—),女,博士,讲师,研究方向为摩擦学与润滑。E-mail: wangli@wustd.com

1所示,3个直槽均匀分布在轴承的周向上,则液体通过油槽中间的空隙流入轴承,通过两端部流出,具有较好的润滑能力。研究的三油槽轴承直径 $D=100\text{ mm}$ 、半径间隙 $r=0.4\text{ mm}$ 、5 mm,轴承宽度 $B=110\text{ mm}$ 、油腔包角 $\alpha=60^\circ$ 、油腔深度 $h=0.12\text{ mm}$ 、油腔宽度 $L_1=90\text{ mm}$ 、封油边宽 $L_2=10\text{ mm}$ 、侧盖油腔度 $\mu=0.002\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、密度 $\rho=890\text{ kg/m}^3$ 、偏心率 $e=0.4$ 、转速 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、进油压力 $p_{in}=20\text{ MPa}$ 、排油压力为 100 MPa 、出口压力为0、初始偏转角 $\beta=45^\circ$ 。

通过 Gambit 软件建立三油槽滑动轴承的结构模型并完成网格的划分。由于油膜厚度方向尺寸较小,又是分析的难点,因此在油膜厚度方向分了4层,以便更好地研究其油膜特性。网格总数为254 608。采用压力入口和压力出口边界条件;油膜外壁面设置为静止壁面(Wall),油膜最内层壁面设置为旋转壁面(Rot),两相流的设置:首相设为液态润滑油,第二相设为气体。通过迭代计算求出轴承水平方向(X向)的承载力 and 垂直方向(Y向)的承载力,使之满足条件 $F_x/F_y < 0.004^{[1]}$ 。将此最终平衡位置时的偏转角。为了方便分析说明,图1中的3个油槽分别编号为油槽1、2、3,其中X正方向(右侧)的油槽命名为油槽1,顺时针方向依次为油槽2和油槽3。



图1 三油槽滑动轴承的模型网格

Fig.1 Grid model of three straight groove bearings

1.2 两相流模型

Fluent 6.3.26 提供了VOF、Mixture 和 Eulerian 三种多相流模型。其中VOF模型多用于相互不能混溶的流动,所以不适合分析油膜的气穴问题;而欧拉模型的稳定性较差,故采用 Mixture 混合模型,其控制方程^[2]为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i E)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k_i}{\rho_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + R_i \quad (3)$$

式中: ρ 为混合相的密度; R_i 为流体内的热源以及辐射热。

1.3 湍流模型

由于标准 $k-\varepsilon$ 模型适用于完全湍流的情形,而 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型比标准的 $k-\varepsilon$ 模型具有更高的精度和可信度,所以文中采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型。RNG $k-\varepsilon$ 模型的定轴方程如下:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_d + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_t \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\rho}{k} (G_k + C_{2\varepsilon} G_b) - C_{3\varepsilon} \frac{\rho^2 \varepsilon}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (5)$$

式中: G_k 表示由层流速度梯度而产生的湍流动能项; G_b 是由浮力产生的湍流动能项; Y_d 表示在可压缩流动中,湍流脉动项到全局函数中对耗散率的贡献项; C_k 、 C_b 、 C_ε 是常量; α_k 和 α_ε 是 k 方程和 ε 方程的湍流 Prandtl 数; S_k 和 S_ε 是用户自定义的湍流动能和湍流耗散率项。

2 计算结果与分析

2.1 进油压力的影响

图2为不同进油压力时的油膜气穴云图。可以看出:随着进油压力的增加,油膜中的气穴区域面积逐渐减小。例如:当进油压力为 100 MPa 时,在油膜周向方向出现了3个气穴区域;当进油压力增加到 400 MPa ,油槽1附近的气穴区域消失,而油槽2和油槽3附近的气穴区域的面积也是逐渐减小;当进油压力继续增加到 $1\,000\text{ MPa}$ 时,油槽2附近的气穴区域消失,此时仅剩油槽3附近有少量气穴区域。由此可见,进油压力的增加减少了气穴区域的面积和形成大小,保证了供油的连续性,有利于提高轴承的润滑质量。

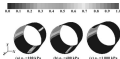


图2 不同进油压力时的油膜气穴云图

Fig.2 The oil film aeration cloud of different inlet pressures

图 3 (a) 示出了进油压力对不同体积分数的气穴所占比例的影响。可以看出, 将油膜空穴区域的气穴按照体积分数分成 4 个不同类型 $\theta=0.23$ 、 $0.23 \sim 0.45$ 、 $0.45 \sim 0.68$ 和 $0.68 \sim 1.0$, 油膜空穴区域的气穴绝大部分都是以 $\theta=0.23$ 的小比例和 $0.68 \sim 1.0$ 的高比例的气穴形式存在于油膜空穴区域。对于整个空穴区域的气体来说, $\theta=0.23$ 的小比例的气体分数占到整个气体体积的 70% 以上。这与文献 [7] 的结果

相符合。随着进油压力的增加, 空穴区域的小比例比例分数的空穴数量逐渐增加, 而 $0.68 \sim 1.0$ 的高比例分数的空穴数量则逐渐减少。正如图 2 所示的高比例体积分数空穴形状逐渐减少, 而体积分数处于中间的空穴数量也有所减少。只是此比例小变化不是很明显。由此可见进油压力的增加可以减少油膜中大比例体积分数的空穴数量, 防止完全空化现象的发生。

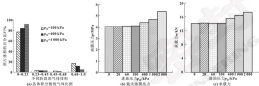


图 3 进油压力对油膜特性的影响

Fig. 3 The influence of inlet pressure on oil film properties. (a) the proportion of gas with different volume fraction; (b) maximum oil film pressure; (c) bearing capacity

图 3 (b)、(c) 示出了进油压力对油膜静压力和承载力的影响。可以看出, 随着进油压力的增加, 油膜静压力和承载力均呈现不同程度的增长趋势, 与图 2 中气穴的变化趋势恰恰相反。例如: 当进油压力从 0 增加到 1000 kPa 时, 油膜静压力从 4.04 MPa 增加到 4.08 MPa, 承载力从 14.137 kN 增加到 14.175 kN, 增加量分别为 0.99% 和 0.267%, 增幅幅度较小; 而当进油压力从 1000 kPa 增加到 2 000 kPa 时, 油膜静压力从 4.08 MPa 增加到 5.36 MPa, 承载力从 14.175 kN 增加到 17.407 kN, 增加量为 31.37% 和 22.8%, 增幅幅度较大。由此可以看出, 较大的进油压力更有利于气穴的减少, 从而有利于承载力的增加。

由表 1 可以更加清晰地看出, 随着进油压力的增加, 油膜中的空穴数量呈现减少趋势, 而由图 3 (a) 可知, 随着进油压力的增加, 只有 $\theta=0.23$ 的气穴数量在增加, 而处于 $0.68 \sim 1.0$ 的气穴数量呈现减少趋势, 因此减少的空穴数量中高比例体积分数的气穴占据了较大的比例, 符合图 2 中空穴区域的变化; 随着进油压力的增加, 空穴区域的面积和体积均减小。正如云图 2 所示, 空穴区域个数由 3 个减少至 1 个, 且面积和形状有明显的减少。由于油膜总面积和总体积

不变, 空穴区域的面积和体积的减小导致空化区面积和体积所占的比例也相应地减小。

表 1 空化区的相关参数

Table 1 Relevant parameters of cavitation area

进油压力 P_{in}/MPa	空穴 数量	空化面 积 A_c/m^2	空化面 积/油膜 面积 $\gamma_c/\%$	空穴体 积 V_c/m^3	空穴体 积/油膜 体积 $\gamma_v/\%$
100	49 760	0.008 90	17.2	7.9×10^{-7}	19.1
200	31 369	0.004 16	12.1	3.2×10^{-7}	12.7
1 000	19 376	0.002 14	6.2	2.3×10^{-7}	3.7

综上所述, 较大的进油压力, 不仅可以适当地增加油膜压力和承载力, 还能够减小空穴区域面积, 防止发生完全空化现象, 因此在实际工作中, 可以适当增加进油压力来防止空化现象的发生, 确保油膜更加稳定地工作。

2.2 轴度的影响

图 4 为不同轴度时的气穴云图。可以看出, 高轴度的轴套加剧了油膜加载区域的气穴现象, 导致了空穴区域在形状上和面积上的增大。例如: 当轴度为

0.002 Pa·s 时, 油槽 3 附近出现较大空穴区域, 而油槽 2 附近只有少量的空穴出现, 油槽 1 附近没有空穴出现; 当黏度增加到 0.006 Pa·s 时, 油槽 1 附近虽未出现空穴区域, 而油槽 2 和油槽 3 附近的空穴区域面积增加; 当黏度增加到 0.02 Pa·s 时, 油槽 1 附近出现了较大空穴区域, 油槽 2 和油槽 3 附近的空穴区域面积和形状进一步增加和扩大。由此可见, 黏度的增大加剧了空化现象的发生, 这与文献 [8] 结论相一致。

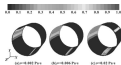
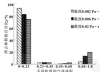


图4 不同黏度时的气穴云图

Fig.4 The aepaerlet cloud of different viscosities.

图5 (a) 示出了黏度对不同体积分数的气穴所占比例的影响。可以看出, 对于整个空穴区域而言, 体积分数为 0~0.25 的空穴数量和 0.60~1.0 的高比例体积分数的空穴数量占到整个空穴区域的 90% 以上。而空穴区域的气穴绝大部分还是以小比例的形式存在的。随着黏度的增加, 空穴区域的小体积分数的气穴数量所占的比例下降, 而高比例的气穴数量所占的比例增加, 说明黏度的增加加剧了发生区域的空间化现象, 使得高比例气穴增多, 很有可能会发生完全空化现象, 对轴承的综合性能非常不利。因此在实际应用中, 应选择合适黏度的润滑油。

图5 (b)、(c) 示出了黏度对油膜静压力和承载力影响曲线。可以看出, 油膜静压力和承载力随着润滑油黏度的增加呈现出明显的增大趋势。例如: 当润滑油黏度从 0.002 Pa·s 增加到 0.02 Pa·s 时, 油膜静压力和承载力分别从 0.427 MPa 和 1.726 kN 增加到 4.05 MPa 和 14.346 kN, 油膜压力增加了约 10 倍, 而承载力增加了 8 倍左右。同样当润滑油黏度从 0.006 Pa·s 增加到 0.06 Pa·s 时, 油膜压力和承载力也分别增加了 10 倍与 8 倍左右。但黏度从 0.002 Pa·s 增加到 0.02 Pa·s 时的斜率要小于黏度从 0.006 Pa·s 增加到 0.06 Pa·s 时的斜率, 说明高黏度的润滑油对于承载力和油膜压力的提升效果更加明显。



(a) 各体积分数气穴比例

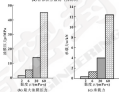


图5 润滑油黏度对油膜特性的影响

Fig.5 The influence of the lubricating oil viscosity on the oil film characteristics: (a) the proportion of gas with different volume fraction; (b) maximum oil film pressure; (c) bearing capacity

表2给出了不同黏度时油膜空化区域的相关参数。可以看出, 随着润滑油黏度的增加, 整个油膜中的空穴数量, 空化区面积, 空穴体积以及空化区的面积比和体积比皆呈现出明显的增加。更加清晰直观地反应了图4 中气穴面积和形状的变化以及图5 (a) 中的气穴比例变化。

表2 空化区的相关参数

Table 2 Relevant parameters of cavitation zone

黏度 $\mu/$ (Pa·s)	空穴 数量	空化面积 A/m^2	空化面 积/油膜 面积 $\beta_1/\%$	空穴体 积 V/m^3	空穴体 积/油膜 体积 $\beta_2/\%$
0.002	36 908	0.002 22	6.6	2.7×10^{-7}	6.9
0.006	36 288	0.002 71	13.6	6.3×10^{-7}	15.3
0.02	31 330	0.006 64	19.2	5.9×10^{-7}	21.7

综上所述, 黏度的增加使得轴承的承载力性能和油膜压力增加明显, 但也加剧了空化现象的发生, 使

将空穴区域的体积和面积增大,相应地高比例的气穴数量增加,很可能导致完全空化现象的发生,因此在实际应用中应合理地选择润滑油的黏度。

3 结论

(1) 润滑油压力的增加不仅使三油槽滑动轴承膜压力增大,承载能力增强,还减小了空穴区域的面积和体积,同时还减少了高体积分数的空穴数量,抑制了完全空化现象的发生,对轴承的工作具有一定的积极作用,因此在实际工作中可适当适当地加大润滑油压力来提高轴承的工作性能。

(2) 润滑油黏度的增大,使得三油槽滑动轴承的承载能力大大增强,但抑制了空穴现象的发生,使得空穴区域的面积和体积增大,空穴区域中的大体积分数的空穴数量增多,对轴承的工作具有一定危害,因此应合理地选择润滑油的黏度。

参考文献

- [1] 张戈伟,林圣强,唐朝辉.三油槽滑动轴承油膜压力特性及对轴承稳定性影响[J].动力工程学报,2018,38(4):437-442.
- [2] ZHANG L P, LIN S Q, TANG T H. Influence of three-lobes journal bearing oil film pressure property on the rotor stability[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2018, 38(4): 437-442.
- [3] 唐朝辉,张戈,胡晓峰.气穴现象对动静态平衡径向轴承压力场的影响研究[J].润滑与密封,2007,32(9):1-3.
- [4] ZHANG L P, CHEN H, HU X F. Influence on pressure field of hydrodynamic bearing with cavitation[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(9): 1-3.
- [5] 唐戈,张林,胡玉梅,等.膜厚预测对滑动轴承油膜特性及轴瓦结构特性影响[J].润滑与密封,2013,38(11):23-26.
- [6] XIE Y, ZHANG B, HU Y W, et al. Effect of journal rotation speed on characteristics of oil film and structural characteristics of bearings[J]. Lubrication Engineering, 2019, 39(11): 27-29.

- [7] 何秉成,姚礼强,付国宁.不同参数对滑动轴承动态特性的影响分析[J].昆明理工大学学报(自然科学版),2003,28(2):40-46.
- [8] HUANG Y C, XIAO T Q, FU T X. Analysis of influence of different parameters on dynamic characteristics of sliding bearing[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2003, 28(2): 40-46.
- [9] 王凡明,陈洋,高寅响.气穴对滑动轴承油膜特性影响的两- CFD 分析[J].重庆大学学报,2013,36(2):6-11.
- [10] MENG F M, MENG T, CHEN C X, et al. Study on the effect of cavitation on tribological performances of sliding bearing by CFD method[J]. Journal of Chongqing University, 2013, 36(2): 6-11.
- [11] 刘景杰,陈立,张明林.基于 FLUENT 两相流模型滑动轴承油膜压力研究[J].润滑与密封,2013,38(10):35-38.
- [12] LIU J J, CHEN L, ZHANG M L. Research on static characteristics of deep/shallow grooves hybrid bearing based on FLUENT[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(10): 35-38.
- [13] 王丽娟.动压润滑油膜轴承空化现象研究[D].太原:太原科技大学,2021.
- [14] WANG L L, LI C H. The effect of viscosity on the cavitation characteristics of high speed elliptical bearing[J]. Journal of Hydrodynamics, 2013, 27(1): 367-372.
- [15] 李强,陈本兴,刘建强.对入油口边界条件的滑动轴承性能分析[J].机械强度,2010,32(2):270-274.
- [16] LI Q, ZHANG B T, LIU B L. Analysis of the performance of journal bearing with JFO boundary condition[J]. Journal of Mechanical Strength, 2010, 32(2): 270-274.
- [17] 古礼斌,王建强,李强.等速气穴影响的椭圆轴承油膜压力场研究[J].润滑与密封,2010,35(1):60-69.
- [18] GU L B, WANG J M, LI Y. Research on oil-film pressure field of elliptic oil-film bearings with considering cavitation effect[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(1): 60-69.
- [19] 张启明.滑动轴承的油膜动力润滑理论[M].北京:机械工业出版社,1996.

高性能聚酰胺工程塑料制备关键技术取得突破

从科技报获悉,“高性能聚酰胺工程塑料制备关键技术研究与产业化”国家科技支撑计划项目,完成的技术产品各项性能指标均达到任务书规定的同类产品的先进水平。主要产品已用于电子电器、汽车等领域实际应用,填补了我国中高端聚酰胺工程塑料研究领域的空白,并实现了产业化。

聚酰胺(PA,俗称尼龙)具有优良的机械强度、耐热性、耐化学性、耐磨性和自润滑性,且易加工等优点,产品广泛应用于汽车、航空、航天、船舶、建筑、电子电气、冶金、动力工具、纺织等领域。目前,全球聚酰胺总消费

量已超过 600 万 t,其中聚酰胺工程塑料达到 400 万 t 以上,成为工程塑料行业用途最广、品种最多的一类重点发展的高分子材料。

工程塑料是高分子材料的重要组成成分,属于国家重点发展的战略性新兴产业,聚酰胺工程塑料已列入《国家中长期科学和技术发展规划纲要(2006—2020 年)》“基础原材料”主题。科技报制定的《“十三五”材料领域科技强国专项规划》,明确重点重点发展特种工程塑料、海洋工程材料等先进结构材料技术,高性能塑料等新材料。

基于 CFD 的新型斜面推力滑动轴承承载性能分析

张文涛 马 腾

(长春理工大学机电工程学院 吉林长春 130022)

摘要:基于计算流体力学(CFD)理论,应用 FLUENT 软件,建立新型推力滑动轴承油膜润滑模型并进行仿真计算。研究油膜厚度、瓦块倾斜角度及环形油槽位置等因素对新型斜面推力轴承承载性能的影响规律。分析结果表明,新型推力滑动轴承承载力随油膜厚度的减小而增大,且油膜厚度越小,承载力提高越显著;在承载力随厚度不变时,轴承承载力及油膜压力均随瓦块倾角的增加而先增加后减小的变化规律;环形油槽位置对轴承承载力增加,合理的环形油槽位置对承载力提高影响显著。

关键词:推力轴承;油膜;压力分布;承载力

中图分类号: TH133.37 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0682(2017) 09-0750-06

Load Capacity Analysis of the New Type Tapered-Land Thrust Bearing Based on CFD

ZHANG Wentao MA Teng

(College of Mechanical and Electric Engineering, Changchun University of Science and Technology, Changchun 130022, China)

Abstract: Based on the theory of Computational Fluid Dynamics (CFD), the oil film lubrication model was built and simulated by FLUENT software. The effects of oil film thickness, inclined angle of pads, position of annular oil groove on load capacity of a new type thrust bearing were analyzed. The results show that the load capacity of the new type thrust bearing is increased with the decrease of the oil film thickness, and the thinner the oil film thickness is, the more remarkable the increasing of bearing capacity. When the oil film thickness is a constant, both the load capacity and peak pressure are increased first and then decreased with the increasing of the inclined angle of pads. The load capacity is increased when the position of annular oil groove moves outward, and the reasonable position of annular oil groove can increase the load capacity of a new type thrust bearing significantly.

Keywords: thrust bearing; oil film; pressure distribution; load capacity

流体动压润滑推力轴承主要应用于重型机械设备,例如水轮机、立式风机、泵、大型透平机械以及船舶推进器等。随着现代机械设备向着高速、重载方向发展,对流体动压润滑推力轴承承载力也提出了更高的要求。目前,在轴承设计中采用新结构是提高轴承承载力的一种效果显著的重要途径。例如在高速泵及大型高压增压器上通过使用新型推力轴承,产品的承载性能及可靠性都将大幅度提高。

推力轴承工作过程中,随着瓦块瓦沿轴颈瓦与推力环之间的相对线速度越大,沿推力轴承半径方向线速度变化大,而传统的斜面推力轴承斜面倾角角度、油

膜厚度均是一固定值,显然不利于形成高承载油膜。传统斜面推力轴承结构制约了轴承承载力的提高。本文作者研究的新型推力滑动轴承是通过环形油槽将其轴瓦分成内外两部分,改变内、外侧轴瓦的高度和倾角来减轻传统斜面推力轴承结构对承载力提升的制约,同时中间的环形油槽不仅能对轴瓦提供充足的润滑油,而且能够通过对油介质交换降低油温,改善轴承的工作环境。

本文作者建立包含空穴模型的两相 Navier-Stokes (N-S) 方程,采用数值分析方法对新型斜面推力滑动轴承承载性能展开研究。通过改变油膜厚度、瓦块倾斜角度及环形油槽位置,研究了新型斜面推力轴承结构参数对轴承承载性能的影响规律。

1 计算模型的建立

新型斜面推力轴承结构如图 1 所示。轴承工作介

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 张文涛(1972—),男,博士,副教授,研究方向为精密与超精密加工、润滑与密封等。E-mail: zhangwentao@ccut.edu.cn

质的动力黏度为 $0.025 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 密度为 866 kg/m^3 。润滑油从轴承内圈油槽口进入, 从轴承外圈流出, 进口压力为 0.2 MPa , 出口压力为 0 。

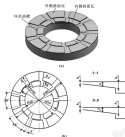


图1 推力轴承结构及参数

Fig.1 Structure and parameters of roller bearing

为提高计算效率和计算精度, 采用了周期性边界条件。对整体油膜的 L/4 油膜模型进行分析。利用 ICG 软件建立油膜实体模型, 将模型导入到 ANSYS ICEM CFD 中进行网格化处理。L/4 油膜计算域模型如图 2 所示。



图2 油膜 CAD 模型

Fig.2 CAD model of oil film

利用 ICEM CFD 软件对计算域模型进行结构化网格划分。利用 ICEM 划分完成块之后, 进行节点设置, 节点数如表 1 所示。最后生成结构化网格, 仿真

分析有限元模型如图 3 所示。承载区和油槽连接处的网格局部放大如图 4 所示。

表1 油膜节点数设置

Table 1 The node quantity of film

封面轴向 方向节点	径向 节点	油膜轴向 方向节点	油膜周 向节点	油膜轴 向节点
100	100	20	20	20



图3 油膜网格划分示意图

Fig.3 Grid diagram of oil film



图4 油膜网格局部放大图

Fig.4 Grid local magnification of oil film

2 流动状态判断

不同转速条件下润滑介质流动状态依据雷诺数进行判定。雷诺数计算公式为

$$Re = \frac{\rho \omega d}{\eta} \quad (1)$$

式中: ρ 和 η 分别是流体的密度 (kg/m^3) 和动力黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); ω 是角速度 (rad/s); d 是两表面之间的平均油膜厚度 (m)。

当雷诺数达到 $1\,000 \sim 1\,500$ 时, 流体从层流向湍流转变^[1]。文中采用油膜最大膜厚 d_{max} 计算雷诺数。临界雷诺数选择 $1\,000$ 。当轴转速为 $14\,000 \text{ r/min}$, 则润滑介质从层流转变为湍流时对应临界膜厚 $d_{\text{lim}} = 0.5313 \text{ mm}$, 即当膜厚小于 0.5313 mm 时, 流动状态为湍流。

2 控制方程

滚动轴承在高速运转条件下, 由于轴颈等零件导

致液膜内部润滑油发生空穴现象。文中利用 FLUENT 软件里的气穴模型直接求解 N-S 方程, 其原理和 IFO 边界条件相同。但该方法计算精度比有限差分法求解雷诺方程更高。气穴模型认为在事体中间同时存在液相和气相, 并且液相和气相之间存在着质量传递。两相流流动的控制方程如下:

动量平衡方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m) = 0 \quad (2)$$

$$\rho_m = \frac{\sum_i \alpha_i \rho_i \rho_i}{\rho_m} \quad (3)$$

$$\rho_m = \sum_i \alpha_i \rho_i \quad (4)$$

式中: ρ_m 为质量平均密度; ρ_m 为混合密度; α_i 为第 i 相的体积分数。

能量平衡方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m e_m) + \nabla \cdot (\rho_m e_m \mathbf{u}_m) = -\nabla_p \cdot \nabla +$$

$$[\rho_m (\nabla u_m + \nabla v_m)] + \rho_m g + P + \nabla \cdot (\sum_i \alpha_i \rho_i e_{m,i} \mathbf{u}_{m,i}) \quad (5)$$

$$\rho_m = \sum_i \alpha_i \rho_i \quad (6)$$

$$e_{m,i} = e_i + \mathbf{u}_i \cdot \mathbf{u}_i \quad (7)$$

式中: $e_{m,i}$ 为第 i 相的总能量; ρ_m 为混合密度; P 为外部静压力。

气泡运动方程:

$$\frac{d}{dt}(\alpha_i \rho_i) = \nabla \cdot (\alpha_i \rho_i \mathbf{u}_i) = R_i - R_i \quad (8)$$

式中: α_i 为气相体积分数; ρ_i 为气相的密度; \mathbf{u}_i 为气相速度; R_i 和 R_i 为气泡产生和破裂的传质源项。

在两相流中, 液相和气泡之间没有摩擦速度时, 气泡动力学方程由广义 Rayleigh-Plesset 方程得出:

$$R_i \frac{d^2 R_i}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_i}{dt} \right)^2 = \left(\frac{p_v - p}{\rho_i} \right) - \frac{4\sigma_i}{\rho_i R_i} \frac{dR_i}{dt} - \frac{2\mu}{\rho_i R_i}$$

式中: R_i 为气泡的半径; σ 为液体表面张力系数; ρ_i 为液体密度; p_i 为气泡表面压力; p 为局部总压力。

在 FLUENT 中, 忽略二次项和表面张力, 上式可以简化为

$$\frac{dR_i}{dt} = \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{\rho_i}} \quad (9)$$

4 计算结果及分析

4.1 油膜厚度对压力场和承载力的影响

压力场转速分别为 6 000、8 000、10 000 r/min, 轴瓦倾角为 6.2° , 轴承其他结构参数如图 1 (b) 所示, 内圈油膜厚度为 25 μm 。

图 5 显示了轴转速为 8 000 r/min 时外圈油膜厚度改变时油膜压力场分布。图 6 显示了轴向承载力随油膜厚度的变化曲线。

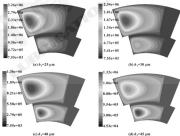


图 5 转速 8 000 r/min 下油膜压力场分布 (Pa)

Fig. 5 Pressure distribution of oil film at the speed of 8 000 r/min (Pa)



图4 油膜厚度对承载力影响

Fig. 4 Influence of oil film thickness on load capacity

图5显示,在转速一定时,高压区压力峰值随着油膜厚度的增加而减小,高压区压力峰值位于油膜外侧,随着油膜厚度的增加,形成高压压力峰的区域逐渐向轴瓦内侧移动。由图4可知,轴向承载力随着油膜厚度的增加而减小。综合图3和图4可知,在转速一定时,将油膜厚度减小,压力峰值和承载力就会越大。增加内侧轴瓦高度,使内侧油膜厚度减小,可以提高内侧收敛油膜的承载力内。

4.2 轴瓦倾角对推力轴承承载能力的影响

首先设定内侧油膜为最小油膜厚度 25 μm , 斜倾角为 0.2° , 轴转速为 8 000 r/min , 外侧油膜厚度分别为 30、35、40 μm 条件下, 分析外侧轴瓦斜倾角对推力轴承承载性能的影响规律。图7示出了承载力随外侧轴瓦倾角的变化曲线, 图8示出了油膜压力峰值随外侧轴瓦倾角的变化曲线。由图7可知, 在转速一定的情况下, 轴承承载力随倾角增加呈现先增大后减小的变化规律, 倾角在 0.2° 左右时轴承的承载力为最大。油膜厚度增加, 倾角对轴承承载力影响减弱, 这时承载力的提高主要受内油膜厚度的制约。

图7 转速 8 000 r/min 下外侧瓦倾角对承载力的影响Fig. 7 Influence of inclined angle of outside pads on load capacity at the speed of 8 000 r/min

由图8可知, 外侧油膜压力峰值随着倾角的增加先增加后减少, 但承载力和油膜压力峰值并不是在相同的结构参数条件下达到最大值, 原因是倾角改变导

致收敛油膜作用区域的形状(面积)改变。

图8 转速 8 000 r/min 下外侧瓦倾角对压力峰值的影响Fig. 8 Influence of inclined angle of outside pads on peak pressure at the speed of 8 000 r/min

同时, 在转速 8 000 r/min , 内侧油膜 25 μm 下, 分析外侧油膜厚度 30 μm 、瓦面倾角 0.25° 以及外侧油膜厚度 50 μm 、瓦面倾角 0.2° 两种情况下, 内侧瓦面倾角改变时对轴承承载性能的影响规律。

图9示出了承载力随内侧轴瓦倾角的变化曲线, 图10示出了油膜压力峰值随内侧轴瓦倾角的变化曲线, 其变化规律与前面外侧倾角变化规律一致, 但内侧倾角对承载力的影响弱于斜可平, 而对压力峰值影响显著。

图9 转速 8 000 r/min 下内侧瓦倾角对承载力的影响Fig. 9 Influence of inclined angle of inside pads on load capacity at the speed of 8 000 r/min 图10 转速 8 000 r/min 下内侧瓦倾角对压力峰值的影响Fig. 10 Influence of inclined angle of inside pads on peak pressure at the speed of 8 000 r/min

4.3 环形油槽位置对轴承承载能力的影响

轴瓦倾角为 0.2° ，外、内圈油膜厚度分别为 $40\mu\text{m}$ 、 $25\mu\text{m}$ ，转速选择 $8\,000$ 、 $10\,000\text{ r/min}$ ，油槽径向宽度为 1 mm ，油槽位置如表2所示。环形油槽位置对轴承承载力影响如图11、12所示。

图11显示转速为 $10\,000\text{ r/min}$ 时4种环形油

槽典型位置条件下轴承压力场分布。

表2 环形油槽位置

位置编号	1	2	3	4	5	6	7	8
内圈位置/ 40°	25	50	54	57	60	63	66	69

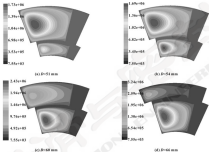


图11 转速 $10\,000\text{ r/min}$ 下不同环形油槽位置的压强场分布(Pa)

Fig.11 Pressure distribution of different annular oil groove position at the speed of $10\,000\text{ r/min}$ (Pa)



图12 环形油槽对承载力的影响

Fig.12 Influence of annular oil groove on load capacity

可见，在转速一定时，环形油槽位置外移，油膜高区承载区发生了由外向内移动。

由图12可知，轴承承载力随环形油槽位置的外

移不断增加，并且位置越靠近外侧承载力增长越显著。在其他条件相同情况下油槽位置3对应下新型推力轴承承载力比传统斜瓦推力轴承提高100%，其油膜压力场分布如图11(b)所示，优化结构参数轴承承载力可进一步提高。

5 结论

(1) 在相同轴瓦倾角条件下，新型推力轴承承载力随油膜厚度的减小而增大，且油膜厚度越小，承载力提高越显著。

(2) 在承载力油膜厚度不变时，轴承承载力随轴瓦倾角的增加呈现先增加后减小，油膜压力峰值随倾角的增加也呈现先增加后减小的变化规律。

(3) 在其它条件下环形油槽位置外移轴承承载力增加，环槽位置越靠近外侧，承载力提高幅度越显著，其原因不仅是由于位置因素所导致，还包括内圈

瓦面圆筒槽外形,内圆小的瓦面倾角和小的油膜厚度影响增大明显,在实际的轴承设计中倾角、内外瓦面高度、油槽位置该型轴承的承载优势会更大地得到发挥。

参考文献

- [1] 高洪本,杨克刚.基于CFD方法的液体动压滑动轴承动态特性研究[J].润滑与密封,2008,33(4):60-62.
GAO H B, YANG K G. Research on the dynamic characteristics of hydrodynamic journal bearing based on CFD analysis[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(4): 60-62.
- [2] 张青刚,陈丹,尹志超,等.基于CFD的本两圆筒面推力轴承承载能力分析[J].东华大学学报(自然科学版),2013,38(4):431-436.
ZHANG Q G, CHEN D, YIN Z C, et al. Load capacity analysis of water lubricated tapered-land thrust bearing based on CFD[J]. Journal of Donghua University (Natural Science), 2013, 38(4): 431-436.
- [3] 何春雷,周正源,吴林强.潜水泵本两圆筒力轴承承载性能数值分析[J].润滑与密封,2010,35(4):59-62.
HE C R, WU Z Y, WU L Q. Numerical analysis of lubricating property of submersible pump water-lubricated thrust bearing

[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(4): 59-62.

- [4] 刘彬,支峰,高品.圆筒面推力源油轴承的数值研究[J].轴承,2011(9):4-9.
LIU J, AN Q, GAO L. Numerical study on incline thrust sliding bearing[J]. Bearing, 2011(9): 4-9.
- [5] 周诗琦,黄平.摩擦学原理[M].4版.北京:清华大学出版社,2012:22-23.
- [6] MARCHMENT V A, KHAMSETH M H, CALLEY R B. Optimizing hydrodynamic thrust bearing of mixed-till type[J]. Machine Engineering Research, 2012, 32(1): 20-28.
- [7] ARIVUMUTHU K R, MURUGUSUNDARAJAN S, PERUMESWARAR S. Hydrodynamic calculation of a thrust plate bearing that operates with viscoelastic lubricant under turbulent friction conditions[J]. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2011, 40(4): 394-399.
- [8] 成大先.机械设计手册[M].9版.北京:化学工业出版社,2012:123-131.
- [9] 成大先.起重设计手册[M].北京:化学工业出版社,2003.
- [10] 王福军.计算流体力学分析,CFD软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2006.

(上接第60页)

- [6] 王一帆.聚脲-热固性树脂基过程中电致特性[J].河南师范大学学报,2010,36(4):3-7.
- [7] ZHANG A H, HARRIS C C, LIU J. Friction and wear in high speed sliding with and without electrical current[J]. Wear, 2009, 269(5/6): 609-614.
- [8] 黄德兴,孙永刚,王宜文,等.表面粗糙度对铜锡-热固性树脂基摩擦磨损性能影响的研究[J].润滑与密封,2008,34(7):29-31.
HU D X, SUN Y G, WANG Y W, et al. Tribological characteristics of SnSb/CuSb rubbing pairs under electric current with different surface roughness[J]. Lubrication Engineering, 2008, 34(7): 29-31.
- [9] KIMB H K, CHOI, L. Effect of air discharge on wear rate of Cu impregnated carbon strip in unlubricated sliding against Cu tool-
key under electric current[J]. Wear, 1998, 216: 172-178.
- [10] 崔树刚,林方志,丁高华.摩擦材料受电摩擦时接触点温度分布对摩擦性能的影响[J].中国铁道科学,2002,23(2):111-117.
CUI S G, LIN F Z, DING G H. Effects of transient temperature rise in contact areas on wear properties[J]. China Railway Science, 2002, 23(2): 111-117.

- [11] 黄德兴,孙永刚.表面粗糙度对铜基粉末冶金-热固性树脂基摩擦磨损性能影响的研究[J].润滑与密封,2011,36(7):69-71.
HU D X, SUN Y G. Influence of surface roughness on electric current friction and wear properties of copper-base PPS/PSb-3 couples[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(7): 69-71.
- [12] 郭纳天,周克生,周进华.不锈钢表面粗糙度对超高分子量聚乙烯摩擦磨损性能的影响[J].理化检验(物理分册),2008,37(9):369-372.
GUO N T, WU J K, CHEN H. Effect of stainless steel surface roughness on the friction and wear properties of ultra-high molecular weight polyethylene[J]. Physical Testing and Chemical Analysis Part A: Physical Testing, 2008, 37(9): 369-372.
- [13] 吴树松.弓网系统电蚀的产生及其影响[J].电气化铁道,2008(2):27-29.
- [14] 董军.铜基摩擦材料的研究[D].成都:西南交通大学,2008:17-31.
- [15] KIMB H. Wear properties of metal/carbon composite pairs-graphite sliders for conventional electric vehicles[J]. Wear, 1997, 198(1): 23-30.

柴油机连杆衬套磨损的正交试验研究^{*}

王雪 赵俊生 孟宏伟 曹存存

(中北大学机械与动力工程学院, 山西太原 030051)

摘要:以单因素试验和正交试验方法设计连杆衬套摩擦磨损试验方案,在试验中研究连杆衬套往复运动摩擦磨损试验机上研究载荷、转速、配合间隙对衬套磨损量的影响。通过方差分析和响应曲面分析各因素及因素交互作用对磨损量影响,对工艺参数进行优化,建立磨损量预测模型。结果表明,对衬套磨损量影响重要程度依次为转速、载荷、配合间隙。在交互作用中,载荷与配合间隙的交互作用对于磨损量影响比较显著。衬套磨损量响应优化的结果为:由载荷取 110 kN,转速为 230 r/min,配合间隙为 0.14 mm 时,连杆衬套的磨损量最小,为 3.4 μm 。

关键词:连杆衬套;摩擦磨损;正交试验;交互作用;响应曲面设计

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0682(2017)09-0016-08

Analysis of Wear of Diesel Engine Connecting Rod Bushing

WANG Xue ZHAO Junsheng MENG Hongwei CAO Cuncun

(College of Mechanical and Power Engineering, North University of China, Taiyuan Shanxi 030051, China)

Abstract: Based on the single factor and orthogonal experiment methods, the experimental scheme of the friction and wear of rod bushing reciprocating friction and wear test machine. By means of variance analysis and response surface analysis, the influence of machining parameters on the wear rate was studied, the process parameters were optimized, and the prediction model of wear volume was established. The results show that the influence on the wear rate of bushing in turn is speed, fitting clearance and load. The interaction between the load and the clearance has significant influence on the wear rate of bushing. In response to the optimization of bushing wear, the result is that the load is 110 kN, the speed is 230 r/min, the fitting clearance is 0.14 mm, the wear amount of the connecting rod bushing is the smallest, which is 3.4 μm .

Keywords: connecting rod bushing; friction and wear; orthogonal experiment; interaction; response surface design

连杆衬套是连接连杆小头和活塞销的重要部件,它与活塞销构成摩擦副,工作环境恶劣,承受高载荷、高转速、往复受到磨损,从而严重影响机的使用寿命^[1]。研究连杆衬套的磨损对于提高衬套的使用寿命,减少不必要的浪费具有重要意义。文献[2]在试验机上研究了客车衬套磨损的磨损情况,但试验无法模拟衬套在连杆往复运动状态下的磨损情况;文献[3]通过单因素试验,研究各因素对磨损程度的影响;文献[4-7]针对连杆衬套摩擦磨损严重的问题,设计了正交试验,得到影响磨损量变化的主次顺序。

目前,对连杆衬套的磨损量的研究主要侧重于单因素影响,对于因素间的交互作用考虑较少,并且很多试验使用与衬套同种材料的试样进行对比,试验结果与真实情况相差甚远。本文基于单因素试验和正交试验的基础上,应用方差分析和响应曲面分析研究因素间交互作用对于衬套磨损量的影响^[8]。为衬套的摩擦磨损模拟提供思路。文中使用衬套和活塞销试样,在摩擦磨损模拟试验台上进行试验,实现 $\alpha 12^\circ$ 相对运动的摩擦效果。这样的实验结果更接近真实工况;由响应面分析的三响应图使各因素对磨损量的交互影响更形象直观。

1 试验设计

试验过程中主要考虑连杆衬套与活塞销的配合间隙、施加的载荷、主轴转速等对模拟连杆衬套磨损量的影响^[9-11]。取试验前衬套内外径厚度差的最大值作为指标。如图1所示,在连杆衬套内径靠近活塞销两端的中心区域处均匀标记16个点,使用千分尺测

* 基金项目: 山西省自然科学基金项目(201201103212); 山西省由政府科技产业化项目(201200021)。

收稿日期: 2016-12-10

作者简介: 王雪(1990—),女,硕士研究生,研究方向为内燃机用户与传动控制,联系方式: 9928231@qq.com。

磨损前后试件的内径变化。试验中固定的工艺条件为: 每隔 60 s 测面 15 s 进行测磨, 连杆衬套材料为 45 号钢 $\sigma_{\text{B}} 710 \sim 760$, 表面硬度为 $180 \sim 200 \text{ HRC}$ 。

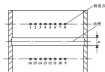


图1 连杆衬套内径测量点分布图

Fig.1 Measuring point distribution of inner diameter of connecting rod bushing

1.1 试验装置

在连杆衬套-滑道副摩擦磨损试验平台上模拟衬套的磨损情况。摩擦磨损试验平台主要包括机械元件、液力传动元件、控制采集元件 3 部分。试验台可以对施加载荷、工作转速、激励频率等进行调节, 并实时试验结果进行采集、储存。可以模拟多种工况下衬套的磨损量^[4]。连杆衬套-滑道副摩擦磨损试验平台如图 2 所示。



图2 连杆衬套-滑道副摩擦磨损试验平台

Fig.2 The friction and wear test platform of the connecting rod bushing and piston pin

1.2 单因素试验设计

分别改变载荷、转速和配合间隙, 研究各参数对衬套内外表面磨损量的影响。对每个测量表面沿长度方向均匀的 16 个点进行测量, 取 16 个点的测量数据的最大磨损量即为该表面测量结果。试验中使用的滑道副的外径为 32 mm, 材料为 45 号钢 $\sigma_{\text{B}} 710 \sim 760$ 的连杆衬套外径为 32.63^{mm}, 内径分别为 32.1^{mm}、32.12^{mm}、32.14^{mm}、32.16^{mm}、32.18^{mm}, 即连杆衬套和滑道副的装配间隙分别为 0.1、0.12、0.14、0.16、0.18 mm, 衬套宽为 (30 \pm 0.02) mm, 按表 1 进行试验。

表1 单因素试验参数设计表

Table 1 Single factor test parameters design table

试验因素	载荷 $F/(10^3 \text{ N})$	转速 $n/(r \cdot \text{min}^{-1})$	间隙 δ/mm
	A	B	C
1	11, 12, 13, 14, 15	250	0.18
2	15	250, 250, 250, 250, 250	0.14
3	15	250	0.1, 0.12, 0.14, 0.16, 0.18

1.3 正交试验与响应曲面试验设计

为综合研究载荷、转速、配合间隙对衬套磨损量的影响和各因素间的交互作用, 采用三因素三水平, 设计 4₃ (2³) 正交表作为正交试验方案, 试验因素水平表如表 2 所示, 并对有交互作用的正交试验进行设计, 如表 3 所示。为更加直观地判断优化区域, 并求得衬套磨损量的预测模型, 设计响应曲面分析。Box-Behnken 设计是一种符合旋转性, 或几乎可旋转性的曲面设计, 它能以较少的试验次数估计有交互作用的多项式。如果响应面的模型建立得此较好, 可以计算出任一条件组合下的参数值。鉴于

Box-Behnken 设计以上优势, 设计了响应曲面表, 如表 4 所示。

表2 正交试验因素水平

Table 2 Factors and levels of orthogonal test

因素	载荷 $F/(10^3 \text{ N})$	转速 $n/(r \cdot \text{min}^{-1})$	间隙 δ/mm
	A	B	C
1	11	250	0.18
2	13	250	0.14
3	15	300	0.18

表3 有交互作用的正交试验设计及其磨痕量

Table 3 Orthogonal experimental design and the wear

序号	A	B	A+B	C	A+C	B+C	磨痕量 V/mm	序号	A	B	A+B	C	A+C	B+C	磨痕量 V/mm
1	1	1	1	1	1	1	0.000 6	19	2	2	2	3	3	1	0.000 3
2	1	1	1	2	2	2	0.000 4	20	2	3	1	1	2	3	0.000 2
3	1	1	1	3	3	3	0.000 8	21	2	3	1	2	3	1	0.000 1
4	1	2	2	1	1	2	0.000 9	22	2	3	1	3	1	2	0.000 6
5	1	2	2	2	2	3	0.000 8	23	3	1	3	1	3	1	0.000 8
6	1	2	2	3	3	1	0.000 7	24	3	1	3	2	1	2	0.000 6
7	1	3	3	1	1	3	0.000 0	25	3	2	1	1	3	2	0.000 4
8	1	3	3	2	2	1	0.000 9	26	3	2	1	1	3	2	0.000 2
9	1	3	3	3	3	3	0.000 0	27	3	2	1	2	1	3	0.000 0
10	2	1	2	1	2	1	0.000 7	28	3	2	1	3	2	1	0.000 3
11	2	1	2	2	3	3	0.000 6	29	3	3	2	1	3	3	0.000 3
12	2	1	2	3	3	1	0.000 1	30	3	3	2	2	1	1	0.000 4
13	2	2	3	1	2	2	0.000 0	31	3	3	2	3	2	2	0.000 7
14	2	2	3	2	3	3	0.000 9								

表4 Box-Behnken 设计表

Table 4 The design table of Box-Behnken

试验 编号	载荷 $P/$ (10^4 N)	转速 $n/$ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	间隙 a/mm	最大磨痕 量 V/mm
A	B	C		
1	11	250	0.10	0.000 4
2	11	250	0.10	0.000 7
3	11	270	0.10	0.000 2
4	11	310	0.10	0.000 9
5	11	270	0.10	0.000 9
6	11	270	0.11	0.000 9
7	11	310	0.11	0.000 4
8	11	270	0.11	0.000 9
9	11	250	0.11	0.000 1
10	11	270	0.10	0.000 9
11	11	270	0.10	0.000 9
12	11	270	0.10	0.000 9
13	11	310	0.11	0.000 6
14	11	250	0.10	0.000 6
15	11	270	0.11	0.000 5
16	11	270	0.10	0.000 2
17	11	270	0.11	0.000 3

2 磨痕量的试验结果及分析

2.1 单因素试验结果

单因素试验中各因素对材料磨痕量的影响均以折线图的形式表示。图3中磨痕量随着载荷的增大而增

大,这是因为载荷向下,由于载荷集中作用,使接触区内产生极高压力,峰值可达几个兆帕。摩擦力的增大,造成磨痕加深。压力引起接触区域润滑油膜被增大,使摩擦因数增大。磨痕量随压力和摩擦因数呈指数规律增大。同时,接触区产生的高温,又降低了润滑油的粘度,使摩擦因数减小。这种复杂的热-压效应、热-温效应的共同作用下,随载荷的增大,磨痕量总体呈现增大趋势。



图3 载荷对磨痕量的影响

Fig. 3 Effect of load on wear

图4中磨痕量随转速的增大而增大,且增幅逐渐增大。这可能是因为试验过程中,随着转速的增大,此时摩擦副间较小的间隙使冷却效率降低,产生大量热量,材料热氧化反应增强,在润滑不良情况下材料容易在摩擦力作用下被刮除。图5中磨痕量随配合间隙的增大无减小而增大,这是因为当连杆衬套与滑道间的配合间隙较小时,摩擦副表面的微凸体接触

面积大,且衬套轴不易进入摩擦副,衬套磨损降低,产生较大的摩擦力,致使磨擦量增大;间隙增大,微凸体接触面积减小,衬套质量好,摩擦力减小,磨擦量随之减小。过大的配合间隙使摩擦副承受高冲击载荷,磨擦量也会变大。



图4 转速对磨擦量的影响

Fig.4 Effect of rotational speed on wear



图5 配合间隙对磨擦量的影响

Fig.5 Effect of fitting clearance on wear

2.2 正交试验结果的分析处理

方差分析是将因素水平的变化所引起的试验结果间的差异与试验的波动所引起的试验结果间的差异区分开来的一种数学方法。对正交试验进行方差分析,为了得到各因素对磨擦量影响的显著水平,方差分析结果如表5所示。

表5 方差分析结果

Table 5 Variance analysis results

因素	自由度	平方和	均方差	F值	F值	F _{0.05}	显著性
A	2	0.000 780	0.000 390	2.88	0.002	$F_{0.05, 2, 18} = 6.91$	*
B	2	0.000 940	0.000 470	3.62	0.000	$F_{0.05, 2, 18} = 6.90$	+
A × C	4	0.000 970	0.000 243	2.05	0.000	$F_{0.05, 4, 18} = 3.70$	
C	2	0.000 960	0.000 480	3.50	0.000	$F_{0.05, 2, 18} = 6.91$	+
B × C	4	0.000 100	0.000 025	0.19	1.021		
A × B	4	0.000 790	0.000 198	1.03	1.310		
误差	8	0.000 096	0.000 012				
合计	20	0.002 670					

因为B×C的均方差小于误差的均方差,可以把B×C都作为误差项处理。将剩余的各因素的F值与表中的值进行比较。可见,因素A、B、C对衬套磨擦量的影响非常显著。交互作用A×C对磨擦量的影响较为显著,其他因素交互作用对磨擦量的影响不显著。根据F值得大小可以确定各因素对磨擦量的影响顺序,由大到小依次为B、C、A、A×C、A×B,即转速的影响最大,配合间隙次之,载荷的影响最小。在交互作用中,B×C作为误差项处理,可以考虑在后续优化中剔除,从而简化预测模型,获得简单、精确的模型。

2.3 Box-Behnken响应面法分析

利用Design Expert软件对实验数据进行整理分析,获得衬套磨擦量的预测模型。剔除方差分析中试验结果影响不显著的交互项B×C,通过对预测模型采

用平方方法进行优化,剔除影响不显著的因素A×B、A×C,得到优化后的预测模型为

$$Y = 3.70625 \times 10^{-4} + 2.6875 \times 10^{-4}F + 2.1875 \times 10^{-4}\omega - 0.03015\delta - 1.5625 \times 10^{-4}F\omega + 0.20052\delta^2$$

式中:F为载荷,ω为转速,δ为配合间隙。

优化后,模型显著值为32.25,失拟程度值很小为 1.482×10^{-4} ,说明方程的拟合效果很好,实验误差小,满足响应面分析的要求。为了检验预测模型是否真实,进行了试验验证。参数组合与预测结果及误差如表6所示。磨擦量误差控制在8%以内,说明所建模型是正确的,可以用于预测连杆衬套的磨擦量。通过磨擦量预测模型,对F求最小值,获得了试验参数范围内的最优水平为A₁B₁C₁,即载荷为100 kN,转速为240 r/min,配合间隙为0.14 mm,磨擦量为0.005 4 mm³。

表6 不同参数组合下预测结果与实验结果对比

Table 6 Comparison of prediction results experimental results under different parameter combination

试验 编号	载荷 $F/(10^3 \text{ N})$	转速 $\omega/(r \cdot \text{min}^{-1})$	配合间隙 α/mm	预测值 \bar{x}/mm	实验值 \bar{x}/mm	误差 $\sigma/\%$
1	12	200	0.13	0.0005 8	0.0005 3	9.43
2	10	200	0.13	0.0005 7	0.0006 0	6
3	15	200	0.11	0.0006 2	0.0006 3	0.61
4	10	300	0.17	0.0006 4	0.0006 1	0.92

图6为转速270 r/min时,载荷与配合间隙对磨粒量的响应曲面图,如图所示,磨粒量随着配合间隙的增加先减小后增大。上述的结果对磨粒量的影响与单因素试验结果趋势一致。图7为配合间隙0.14 mm时,转速与载荷对磨粒量响应曲面图,由图可知,在试验采用的参数范围内,磨粒量与载荷和转速

呈正比关系,且转速对磨粒量的影响较大。这与方差分析结果相吻合。图6中曲面弧度较大,说明载荷与配合间隙的交互作用对磨粒量影响较大,图7中曲面的弧度较小,图像基本呈平面状态,说明载荷与转速的交互作用对磨粒量影响很小,可以在手动优化中剔除,这也与方差分析中的结果一致。



图6 间隙和载荷对磨粒量影响的曲面图

Fig. 6 Response of gap and load to wear



图7 转速和载荷对磨粒量影响的曲面图

Fig. 7 Response of speed and load to wear

3 结论

(1) 研究的载荷、转速、配合间隙3种因素中,选择时的磨粒量受转速和配合间隙的影响非常显著,受载荷影响比较显著。交互作用中受载荷与间隙、载荷与转速的影响较大。转速与配合间隙的交互作用影响不显著,可以不考虑。就转速和就载荷更利于减小磨粒量。单因素试验中,间隙对磨粒量的影响趋势比较复杂,磨粒量随间隙的增大先减小后增大。因此,选择合适的配合间隙十分重要。

(2) 响应曲面分析得到了衬套磨粒量预测模型,通过实验验证了模型的正确性。通过磨粒量预测模型获得了试验参数范围内的最优水平载荷100 kN,转速250 r/min,配合间隙0.14 mm,此时磨粒量为0.0005 4 mm。

参考文献

- [1] 覃海,王洪,黄大斌,等.基于Random的选材衬套加工工艺参数的模拟研究[J].热加工工艺,2015,42(1):67-69.
- [2] YUAN X, WANG Y, SUN W X, et al. Simulation research on optimizing technological parameters of conserving and finishing based on simulation[J]. Hot Working Technology, 2013, 42(1): 63-66.
- [3] 子海,陈秋成.提高冲床衬套冲模磨粒性能的研究[J].铁道机车车辆工人,2000(3):1-3.
- [4] 康巨良.轴承衬套材料摩擦学性能研究及预测[D].沈阳:东北大学,2014.
- [5] 赵华伟.选择衬套表面硬度对摩擦磨粒特性影响的试验研究[D].沈阳:东北大学,2012.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0845.2017.09.017

二丁基二硫代氨基甲酸铋的抗氧协同性能^{*}

胡建强 张健健 杨士坤 徐 新 谢 凤

(空军勤务学院航空油料研究室 江苏徐州 221000)

摘要: 为研究有机砷基添加剂的抗氧化性能及与传统抗氧剂复配后的抗氧协同作用,采用薄层油膜氧化实验考察二丁基二硫代氨基甲酸铋(BDDC)与 p,p' -二异辛基二亚胺(DOHPA)含铜 α -烯烃(PAO)合成基础油和150SN矿物基础油中的抗氧协同作用,借助红外光谱定量分析基础油在不同氧化时间下的氧化程度,探讨BDDC与DOHPA的抗氧协同机制。结果表明,BDDC自身具有一定抗氧化性能,与DOHPA复配后,BDDC可以起到清除自由基和分解过氧化氢物的作用,可使润滑油中的过氧化氢物分解,同时降低金属离子催化自由基,抑制氧化链的生长,BDDC和DOHPA复配后,能够降低砷基添加剂的用量,提升润滑油的抗氧化能力,表现出了良好的抗氧协同性能。

关键词: 二丁基二硫代氨基甲酸铋; p,p' -二异辛基二亚胺;薄层油膜氧化实验;抗氧协同

中图分类号: TQ626.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0845(2017)09-0017-05

Antioxidant Synergistic Properties of Dibutyl Dithiocarbamate Bismuth

HU Jianqiang ZHANG Jianjian YANG Shikun XU Xin XIE Feng

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

Abstract: To study the antioxidant properties of organic bismuth additive and its synergistic effect with traditional antioxidants, the antioxidant synergism of dibutyl dithiocarbamate bismuth (BDDC) and p,p' -diisooctylphosphoramine was evaluated by thin micro oxidation test in synthetic base oil (PAO) and mineral base oil (150SN). The oxidation degree of base oil in different oxidation time was quantitatively analyzed by FTIR. The antioxidant synergistic mechanism of BDDC and DOHPA was discussed. The results show that BDDC has certain antioxidant properties itself. After compounded with DOHPA, BDDC can decompose hydroperoxide, and the arylamine antioxidant can capture free radicals and control the growth of oxidation chain. The compound additive combination of BDDC and DOHPA shows good antioxidant collaborative performance, which can enhance the antioxidant properties of lubricating oils and reduce the dosage of additives.

Keywords: dibutyl dithiocarbamate bismuth; p,p' -diisooctylphosphoramine; thin micro oxidation test; antioxidant synergy

润滑油在使用过程中,受高温、水分、氧气以及金属的催化作用,会发生氧化降解,生成油泥、积炭等有害物质,造成轴承腐蚀、润滑油质变酸、粘度增加等一系列问题,严重影响润滑油的使用性能^[1-3]。尤其是重负荷车辆润滑油的氧化温度可达150~160℃,更应加强抗氧化温度使用油质分析,导致齿轮腐蚀磨损。要想提高使用润滑油的性能规格,必须加入一定量的高温抗氧化剂来改善油品的热氧化安定性。

金属铋作为银白色金属,已广泛应用于制药(比如胃药内用复方铝酸铋)、化妆品等领域。此外,有机砷化合物作为润滑油添加剂在各种润滑油中也表

现出了突出的抗氧化性能和一定的抗氧抗磨性能^[4-6]。但目前的研究主要集中于有机砷基添加剂在润滑油中的摩擦学性能。而对于有机砷基添加剂的抗氧化性能研究较少,尤其与传统抗氧化剂复配后的抗氧协同作用研究更少^[7-9]。因此,研究二烷基二硫代氨基甲酸铋类抗氧化剂的复配效果,对提升润滑油的高温抗氧化性能和环保性能,降低复合添加剂用量具有重要意义。

目前有多种模拟氧化实验来评定油品和添加剂的抗氧化性能。其中薄层氧化实验中氧气的扩散限制不明显,而且金属表面与油体接触也可达到40~20 cm²/mL。因此,薄层氧化试验更符合评价实际工况条件下,铜等金属在润滑油氧化降解中作为金属催化剂的作用。并且诸多文献也曾报道薄层氧化实验结果与发动机台架试验有非常好的相关性^[10-12]。为了研究润滑油在实际工况中的氧化行为,本文也是采用薄层油膜氧化实验并结合红外光谱研究分析了二丁基二硫代氨基甲酸铋与 p,p' -二异辛基二亚胺之间的抗

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81373028); 江苏省自然科学基金项目(8K20041129; 8K20044108)。

收稿日期: 2016-10-29

作者简介: 胡建强(1973-),男,博士,教授,研究方向为油品添加剂及应用。E-mail: hujq@163.com

实验协同应用。

1 实验材料及方法

1.1 实验试剂

所用基础油为聚- α -烯烃 (PAO) 合成基础油和 150SN 矿物基础油; 添加剂 p 、 p' -二异辛基二苯胺 (DDBPA), 烟台 Vandenbilt 添加剂公司; 二丁基二硫代氨基甲酸酯 (BDDC), 由实验室合成。经原子吸收光谱测得微量元素质量分数为 7.5%。

1.2 实验方法

1.2.1 润滑油热氧化试验

薄层油样的热氧化安定性采用薄层油膜热氧化试验方法 (Thin Micro Oxidation Test, TMOT) 测定。其中用到的微氧化试验仪器, 根据 Thin State 测薄油微氧化试验装置的条件自行改造设计。试验装置包括胶质测定器 (试验油杯带有电加热装置, 150~300 °C 的水银温度计 (分度值为 0.1 °C)、低密铝合金油杯 (见图 1)、微量进样器 (量程 100 μ L))。

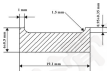


图 1 薄层油膜微氧化试验油杯结构简图

Fig. 1 The structure of oil cup in thin micro oxidation test

油样进样量为 60 μ L 或 40 μ L, 试验温度为 200~250 °C, 氧化时间根据试验条件的需要自行设定。试验完毕后, 用电子天平 (精度为 0.1 μ g) 称量氧化后油杯中油样的质量, 计算不同试验时间下油样质量的损失百分率 (氧化后油样与样品的百分比)。油样损失率越大, 油样的热氧化安定性就越差。最后, 用溶剂洗涤油杯中油样, 而后烘干, 称量出油杯中的沉积物 (取 3 次试验的平均值), 计算不同试验时间下沉积物的质量百分数 (沉积物与试油质量的百分比)。沉积物含量越高, 油样的热氧化安定性就越差。

1.2.2 红外光谱分析

PAO 基础油中不含含氧基化合物, 氧化后的 PAO 中一般都会含有一定量的酸、酯、酮和内酯类氧化产物。这些氧化降解产物的共同特征就是它们都含有羰基 ($>C=O$), 因此可通过红外光谱监测油杯中的

羰基吸收峰来测量油杯的氧化深度。红外光谱分析是在北京第二光学仪器厂生产的 QFX-800 独立型红外光谱仪上进行, 采用 KBr 压片, 波数扫描范围 400~4 000 cm^{-1} , 分辨率 4.0 cm^{-1} 。油杯的氧化程度一方面可以通过吸收波数在 1 700 和 2 400 cm^{-1} 附近的酮基和酯基吸收峰面积率确定, 油样氧化深度越深, 该吸收峰面积就越大。另一方面通过计算 1 850~1 650 cm^{-1} 与 3 060~2 850 cm^{-1} 处的峰面积比值 CSI, 来定量评价复合添加剂的抗氧协同性能。CSI 的数值越小, 表示油样的抗氧化能力越强, 同时, 氧化深度的总增加也意味着油液中的抗氧化剂可能已基本耗尽。

2 结果讨论

2.1 PAO 与 BDDC 与 DDBPA 的抗氧协同性能

2.1.1 润滑油热氧化实验分析

采用薄层油膜微氧化试验器 BDDC 与 DDBPA 的抗氧协同性能进行研究, 分析 PAO 油杯的质量损失随氧化时间的变化关系。实验设置油杯量为 60 μ L, 氧化温度为 250 °C, 氧化时间为 30~140 min, 不同氧化时间下, 油样质量损失随氧化时间变化的关系见图 2。



图 2 PAO 的质量损失与氧化时间变化关系

Fig. 2 The relationship between mass loss and oxidation time of PAO

从图 2 可以看出, 在氧化时间为 20 min 时, 油杯已经出现质量损失, 这是由于加热油杯表面和氧化分解造成的。随着氧化时间的增加, PAO 油杯的质量损失不断增加, 但在相同的氧化时间下, 质量分数 1% BDDC 与 0.5% DDBPA 复配油杯的质量损失要明显低于仅含质量分数 0.5% DDBPA 的油杯, 这说明 BDDC 与 DDBPA 的复配表现出抗氧协同作用, 使得 PAO 的抗氧化能力增强, 减缓了油杯的氧化分解, 降低了油杯的质量损失。

进一步研究 BDDC 和 DDBPA 的复配对沉积物抑制的影响, 将含质量分数 1% BDDC、0.5% DDBPA

及 1% B2EDC+0.5% DDDPA 的 PAO 油样在 240 °C 下进行薄层油膜氧化实验, 油样量为 40 μL , 氧化时间为 30~110 min, 油样沉积物质量分数随氧化时间的变化关系如图 3 所示。



图 3 PAO 沉积物质量分数与氧化时间的变化关系

Fig. 3 The relationship between sediment weight content and oxidation time of PAO

从图 3 可以看出, 单独含质量分数 0.5% DDDPA 和 1% B2EDC 的 PAO 油样在氧化时间为 30 min 时, 沉积物质量分数急剧增加, 而含有 0.5% DDDPA 和 1% B2EDC 的复配油样从 70 min 时, 沉积物质量分数才开始明显增加。在相同氧化时间下, 含 B2EDC 与 DDDPA 油样的沉积物质量分数均低于单独含 B2EDC 或 DDDPA 的油样, 说明在 PAO 基础油中 B2EDC 与 DDDPA 两者复配可以有效地抑制沉积物。

2.1.2 红外光谱分析

采用红外光谱对不同氧化时间下的 PAO 油样进行分析, 根据氧化油样中羰基峰的变化情况, 研究油样的氧化程度。图 4 为 PAO 在不同氧化时间下加入质量分数 1% B2EDC 后的红外光谱图。可以看出, 不加添加剂的 PAO 基础油在 10 min 时就没有出现羰基吸收峰, 而含质量分数 1% B2EDC 的油样在 30 min 才出现羰基吸收峰, 并且随着氧化时间的增加, 其氧化吸收峰面积增加缓慢, 说明 B2EDC 作为添加剂具有一定的抗氧化性能, 能够提升 PAO 的抗氧化能力。进一步研究了质量分数 1.0% DDDPA 与 0.5% B2EDC 复配前后各 PAO 油样的氧化情况, 测试结果如图 5 所示。可以看出, 含质量分数 0.5% DDDPA 的 PAO 油样在 30 min 时就出现了氧化羰基吸收峰, 而含有质量分数 1% B2EDC 和 0.5% DDDPA 的复配油样在 60 min 时才出现氧化吸收峰, 比只含有质量分数 1% B2EDC 油样的氧化时间延长了 30 min, B2EDC 与 DDDPA 的复配, 降低了 PAO 油样氧化的程度, 两者

在 PAO 基础油中具有很好的抗氧协同性能。

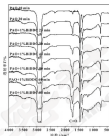


图 4 B2EDC 添加前后 PAO 的红外光谱图

Fig. 4 The infrared spectra of PAO samples before and after adding B2EDC

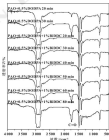


图 5 B2EDC 与 DDDPA 复配前后 PAO 的红外光谱图

Fig. 5 The infrared spectra of PAO samples before and after adding B2EDC and DDDPA

为了定量分析不同氧化时间下 PAO 的氧化程度, 通过红外光谱中 $1\ 850\sim 1\ 650\ \text{cm}^{-1}$ 与 $3\ 060\sim 2\ 850\ \text{cm}^{-1}$ 处的峰面积比值 (CS), 来分析 BDDC 与 DDD-PAL 的机氧协同性能。实验温度为 $220\ ^\circ\text{C}$, 油样量为 $60\ \mu\text{L}$ 。表 1 为薄层油膜氧化实验中 PAO 油样的 CS 值。

表 1 PAO 油样的 CS 值

Table 1 The CS of PAO samples

油 样	时间 t/min	面积比 (CS 值)
PAO+0.1% DDDPA	100	0.221
PAO+0.1% DDDPA	120	0.286
PAO+0.1% DDDPA	140	0.327
PAO+0.1% DDDPA+1.0% BDDC	100	0.215
PAO+0.1% DDDPA+1.0% BDDC	120	0.280
PAO+0.1% DDDPA+1.0% BDDC	140	0.312

CS 值越大, PAO 油样的氧化程度越轻。从表 1 中的 CS 值可以得出, 在相同氧化时间下, 各 PAO 油样氧化时间在 $100\ \text{min}$ 之后, 质量分数 1% BDDC 与 0.5% DDDPA 的复配油样的 CS 数值均小于仅含质量分数 0.5% DDDPA 油样的 CS 数值。这进一步证明了 BDDC 与 DDDPA 可以增强 PAO 的机氧化性能, 两者具有机氧协同效率。

2.2 150SN 中 BDDC 与 DDDPA 的机氧协同性能

2.2.1 薄层油膜氧化实验分析

由于矿物基础油在高温下的挥发性能要优于合成基础油。在研究添加剂在 150SN 矿物油中的机氧化性能时, 将薄层油膜氧化实验的温度降低 $100\ ^\circ\text{C}$ 。在温度 $210\ ^\circ\text{C}$, 油样量为 $60\ \mu\text{L}$ 的条件下评价 150SN 的质量损失与氧化时间的变化关系。测试结果见图 4。



图 4 150SN 的质量损失与氧化时间的变化关系

Fig. 4 The relationship between mass loss and oxidation time of 150SN

从图 4 可以看出, 含有质量分数 1% BDDC 与 0.5% DDDPA 的 150SN 油样, 其质量损失要低于仅含 DDDPA 或 BDDC 的油样。与 PAO 基础油相比, 得到油样质量损失的效果相近, 主要由于实验温度偏高。而 150SN 为矿物基础油, 自身会高温挥发, 并且高温机氧化性能也要优于 PAO 基础油。将实验温度提升为 $230\ ^\circ\text{C}$, 油样量为 $40\ \mu\text{L}$, 分析 150SN 的沉积物质量分数与氧化时间的变化关系, 测试结果见图 7。



图 7 150SN 的沉积物质量分数与氧化时间的变化关系

Fig. 7 The relationship between deposit weight content and oxidation time of 150SN

从图 7 可以看出, 在相同氧化时间下, 含质量分数 1% BDDC 与 0.5% DDDPA 的 150SN 中的沉积物质量分数低于仅含质量分数 1% BDDC 或 0.5% DDDPA 的 150SN 油样, 说明 BDDC 与 DDDPA 的复配也能增强 150SN 基础油的沉积物抑制作用。

2.2.2 FTIR 实验分析

通过红外光谱分析添加剂在 150SN 中的机氧协同性能。图 8 为质量分数 0.5% DDDPA 与 1.0% BDDC 复配前 150SN 的红外光谱图。可以看出, 氧化时间为 $100\ \text{min}$ 时, 含质量分数 1% BDDC 和 0.5% DDDPA 的 150SN 中的强基峰几乎接近于 0, 油样没有发生氧化。含质量分数 1% BDDC 的油样出现很小弱基峰, 油样刚开始氧化。而含质量分数 0.5% DDDPA 的 150SN 已经出现明显强基峰, 基础油已经发生明显氧化。随着氧化时间的增加, 含质量分数 1% BDDC 和 0.5% DDDPA 的 150SN 基础油强基峰没有增加。其次是含质量分数 1% BDDC 油样高的氧化吸收峰面积较小, 氧化吸收峰面积最大的是含质量分数 0.5% DDDPA 的油样。这不仅说明在 150SN 基础油中 BDDC 亦为添加剂具有一定的机氧化性能。而且它与 DDDPA 复配后, 还表现出了优异的机氧协同作用。

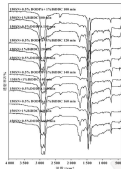


图8 DDBDC与DDBPA复配前后DDBDC的红外光谱图

Fig.8 The infrared spectra of DDBDC complex before and after adding DDBDC and DDBPA

从以上实验分析,二丁基二硫代氨基甲酸酯与 p 、 p' -二芳基二硫胺具有良好的高温抗氧协同作用。在PAO合成基础油和ISOVG矿物基础油中均具有良好的感受性。二丁基二硫代氨基甲酸酯作为一种氨基甲酸酯,自身就具备良好的抗氧化性能,可以起到清除自由基和分解过氧化氧化物的作用。氨基甲酸酯可使润滑油中的过氧化氧化物分解,阻止了自由基链反应的传递,最终生成稳定的物质。而芳胺抗氧剂能够捕捉自由基,控制氧化链的生长,起到良好的氧化抑制作用。3种添加剂作用方式不同,当它们复配后,对氧化产生的自由基通过氧化物捕捉起到良好的消除作用,产生抗氧协同性能。

3 结论

(1) 二丁基二硫代氨基甲酸酯自身具有一定的抗氧性能,能够提升PAO合成基础油和ISOVG矿物基础油的抗氧化能力。

(2) 二丁基二硫代氨基甲酸酯可以起到清除自由基和分解过氧化氧化物的作用,可使润滑油中的过

氧化物分解。而芳胺抗氧剂能够捕捉自由基,控制氧化链的生长。两者复配表现出良好的高温抗氧协同性能,有效地延长基础油的氧化诱导时间,抑制副产物的产生。

参考文献

- [1] WU Y X, LI W M, ZHANG W, et al. Oxidative degradation of synthetic ester and its influence on tribological behavior [J]. Tribology International, 2015, 84(1): 16-23.
- [2] 胡建强, 胡俊芹, 杜占合. 二丁基二硫代氨基甲酸酯的协同性能[J]. 合成基础材料, 2007, 34(2): 20-22.
- [3] HU J Q, HU Y Q, HU Z H, et al. Laboratory of thiolthioether-amine [J]. Synthetic Lubricants, 2007, 34(2): 20-22.
- [4] FANG J, HU Y H, XIA Y Q, et al. Base medium effect on the tribological behavior of oil-soluble double stable triazole dithiophosphate [J]. Industrial Lubrication and Technology, 2010, 42(4): 187-200.
- [5] AMER M N, NEHAL H A, HANAFI H A, et al. Synthesis and utilization of non-metallic detergent/dispersant and antioxidant additives for lubricating engine oil [J]. Tribology International, 2014, 69: 287-299.
- [6] 郭应强, 孙汝中, 陈书明. 二丁基二硫代氨基甲酸酯, 复配化合物的合成、晶体结构及热稳定性[J]. 化学通报, 2014, 77(4): 565-569.
- [7] GAO Y C, SUN W Z, CHEN H Y, et al. Synthesis, crystal structures and tribological activities of aromatic and aliphatic thiolthioether complexes [J]. Chemistry, 2014, 77(4): 566-569.
- [8] 胡建强, 张健健, 蔡强. 二丁基二硫代氨基甲酸酯的抗氧性能研究[J]. 石油炼制与化工, 2014, 47(4): 76-79.
- [9] 王刚, 赵万强, 张保志. 二硫苯胺/吡啶基复合铜离子膜添加剂对摩擦性能及机理分析[J]. 石油学报(石油加工), 2014, 27(4): 643-649.
- [10] WANG P, ZHANG F X, ZHANG X Z, et al. Tribological properties and initial explanation mechanism of composite grease with bis-azo nano-particle-based aliphatic carboxylic acid [J]. Acta Petrol Sinica (Petroleum Processing Section), 2013, 27(4): 643-649.
- [11] 白世安, 徐新, 周凤. 复配化合物抗氧性能及其碱-铜元素复合作用探讨[J]. 润滑与密封, 2009, 34(4): 90-92.
- [12] HU X L, XU X, XIE F. Research on extreme pressure and anti-wear property of thiazole containing compounds and the synergistic effect of thiazole and Sulfur [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(4): 90-92.
- [13] HU J Q, HU Y Q, GAO Y C, et al. Study on tribological properties of organic thiazole compounds as lubricating additive [J]. Advanced Materials Research, 2013, 235/236/237 (1/2/3): 1632-1635.

基于响应曲面法的油封结构参数优化设计^{*}

张付英^{1,2} 陈建奎¹ 王宏涛¹ 姜向敏¹

(1. 天津科技大学机械工程学院 天津 300222;

2. 天津市轻工与食品工程机械装备集成设计与在线监测重点实验室 天津 300222)

摘要:利用有限元分析软件 ABAQUS 建立旋转轴唇形油封的二维轴对称模型,并分析接触宽度、唇形角度、过盈量以及唇厚等结构参数对油封密封性能的影响。研究结果表明,在研究的结构参数范围内,油封的接触压力分布均满足密封要求;且油封唇口最大接触压力随接触宽度增加、唇形角度过盈量的增大而减小。随油封唇部厚度的增加而增大。唇形角度的增大先由增大量大进而趋于平缓。基于响应曲面法以获得油封唇口最大接触压力作为优化目标,对旋转轴唇形油封的结构参数进行优化设计,得到最佳的优化组合方案。

关键词: 旋转轴唇形油封; 接触压力; 响应曲面法; 结构优化

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150 (2017) 09-0186-06

Optimize Design on Structural Parameters of Rotary Lip Seal Based on Response Surface Methodology

ZHANG Fuying^{1,2} CHEN Jiankui¹ WANG Hongtao¹ JIANG Xiangmin¹

(1. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China;

2. Key Laboratory of Integrated Design and On-Line Monitoring of Light Industry and Food Engineering Machinery and Equipment in Tianjin, Tianjin 300222, China)

Abstract: The two-dimensional axisymmetric model of rotary lip seal was established by using finite element analysis software ABAQUS, and the effect of the structural parameters such as contact width, low-angle and high-angle, interference and waist depth on the sealing performance of rotary lip seal was analyzed. The results show that the contact pressure distributions of the rotary lip seal meet the sealing requirements within the range of structural parameters studied. The maximum contact pressure of the rotary lip seal is reduced with the increasing of the contact width, the low-angle and the interference, but increased with raising of the waist thickness. Along with the increasing of the high-angle, the maximum contact pressure of the rotary lip seal is increased obviously first and then tended to be slow. With the maximum contact pressure of sealing surface as the optimization target, the structural parameters of the lip seal of the rotary shaft were optimized based on the response surface methodology, and the optimal structural parameters combination scheme was obtained.

Keywords: rotary lip seal; contact pressure; response surface methodology; structure optimization

旋转轴唇形密封(简称油封),因其具有结构简单、价格低廉、密封性好、寿命长、耐腐蚀性好等优点^[1],被广泛应用于汽车、机床、航空航天、建筑机械等传动密封时。由唇形密封组成的油封系统的密封可靠性对旋转机械整体可靠性起关键作用。文献[2-4]研究表明,唇形密封的接触宽度和唇形唇角及唇厚的皮参数、旋转轴的转速、唇形密封安装时的过盈量、工作压力等因素都会影响油封的密封性能。由于传统

油封设计时其密封可靠性在实验之前是不可预见的。因此利用有限元软件对油封密封性能进行模拟分析越来越得到人们的重视。LEE 等^[5]利用有限元软件 MARC 建立了油封的有限元模型并对静态条件下油封的结构参数、油封用弹簧、轴和橡胶相对运动产生的热量对油封唇口接触压力大小及分布和接触宽度的影响进行了模拟分析。YANG 等^[6]用 MARC 软件对唇形油封的应力分布进行了研究分析,并且大致估算出了油封唇口部位所需油膜的厚度值。然而,目前对如何使旋转轴唇形油封各密封参数实现最佳组合从而获得最佳的接触压力分布目标的研究尚不多见。

本文作者利用有限元软件 ABAQUS 对旋转轴唇形油封的结构参数,如唇形油封的唇形唇角和唇厚、

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51675400)。

收稿日期: 2016-11-08

作者简介: 张付英(1968-),女,博士,教授,主要研究方向为产品创新设计和密封设计。E-mail: zdfuying@tust.edu.cn。

接触宽度及过盈量对其密封性能的影响进行了分析研究,并基于响应曲面法对旋转轴唇油封的结构参数进行优化设计,为唇形密封件的结构设计和初始安装提供理论指导。

1 旋转轴唇油封唇形模型的建立

1.1 几何模型的建立及网格的划分

研究选取的旋转轴唇油封为带弹簧的内包金属骨架型,其型号为60 mm×50 mm×8 mm。油封的主体材料是丁腈橡胶(NBR)。图4所示为初始设计的旋转轴唇油封结构示意圖。密封圈与旋转轴为过盈配合,其中 α 为油侧倾角, β 为空气侧倾角, δ 为未受压时油封唇尖部位与弹簧圈中心的轴向距离,也称为唇口接触宽度。



图2 网格划分后的轴封模型图
Fig.2 Axisymmetric model after meshed

1.2 材料模型的建立

油封的主体材料是丁腈橡胶(NBR),属于高度非线性的复合材料,具有非线性的应力-应变关系。文中采用两参数的Mooney-Rivlin模型来描述橡胶材料的这种应力-应变关系^[4],其应变能函数为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_2 - 3)$$

$$\text{应力-应变关系即为}$$

$$\delta\sigma = \delta W / \delta\epsilon$$

式中, δ 为应力, ϵ 为应变。其中材料常数可根据丁腈橡胶的硬度由经验公式^[5]计算得出:

$$E_c = \frac{15.75 + 2.15H_a}{100 - H_a}$$

$$C_{10} = E/7.5, C_{20} = 0.25C_{10}$$

式中, E 为橡胶材料的弹性模量,由油封生产厂家提供。

文中所分析的油封橡胶材料的IRHD硬度为75。通过计算可得2个材料参数分别为: $C_{10} = 0.946$ MPa, $C_{20} = 0.236$ MPa。其他具体参数见表1。

表1 密封结构所用材料及其力学性能参数

Table 1 The material and its mechanical property parameters of seal structure

材料	弹性模量 E /MPa	泊松比
旋转轴和弹簧	2×10^5	0.3
弹簧	1 225	0.3
橡胶	0.95	0.299 5

2 结构参数对旋转轴唇油封静态密封性能的影响

旋转轴唇油封是靠密封唇与轴接触表面上形成的稳定的边界侧滑油膜实现密封。而侧滑油膜的形成主要取决于油封唇部接触应力的分布状态。因此,油封静态时的密封性能(即压力分布状态)对旋转轴的动态密封性能起决定作用。下面从密封参数对油封唇部接触应力的分布状态的影响方面,探究其对旋转轴唇油封密封性能的影响。



图3 Mooney-Rivlin模型示意图
Fig.3 Mooney-Rivlin model structure diagram

为了方便建模仿真和研究分析,有限元分析时针对材料特性以及边界约束条件进行如下假设:

- (1) 认为旋转轴唇油封的橡胶材料不可压缩。
- (2) 油封密封圈和旋转轴及其接触边界区域均按轴对称问题处理。
- (3) 由于密封件构成的唇形油封骨架的硬度是橡胶材料的几百万倍,因此不考虑其变形情况,即旋转轴与金属骨架视为刚体,只需对橡胶部分进行网格划分。
- (4) 由于其约束边界条件导致唇形油封唇口部位产生径向压缩。
- (5) 为了分析方便,不考虑润滑油温度的改变对唇形油封密封性能的影响。

图2示出了划分好网格的旋转轴唇油封的二维轴对称模型。有限元模型中旋转轴用线条代替,其余部分采用自动划分的四边形网格。为了获得旋转轴与油封唇口之间更为精确的接触应力及其分布情况,从而得到精确的分析结果,油封唇口部位网格的划分比周围区域精细。

2.1 唇口接触宽度对密封性能的影响

试验研究表明,唇口接触宽度 R 过小(趋向于0)难以保持油膜,会造成密封油膜的破坏,在轴转动时容易引起唇面脱落,不利于密封; R 的值过大,油封唇面与轴之间的接触宽度和摩擦力过大,会导致摩擦产生的热量增加,同时还容易引起单位径向力减小,最终导致密封失效。

取过盈量 S 为0.45 mm,油侧唇角 α 为45°,空气侧唇角 β 为30°,膜厚 T 为1.1 mm,当 R 值在0~0.4 mm之间变化时(取步长为0.1 mm),分析唇面油封唇口接触压力沿轴向的分布情况,结果如图3所示。显然,图3中的不同唇口接触宽度时的压力分布都满足密封要求。图4示出了油封唇口最大接触压力随 R 的变化曲线图。可以看出,在其他条件保持不变的情况下,唇口最大接触压力随 R 的增加而逐渐减小,这是由于随着 R 的增大,油封空气侧唇面受到的弹簧弹力的作用力增大,导致唇面在油封唇尖部位的作用力减少,从而引起油封唇口磨损力减少所致。对唇口接触宽度 R 的量化研究,为按实际工况需求设计油封提供了理论依据。



图3 唇口接触压力分布随接触宽度 R 的变化

Fig. 3 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the contact width R



图4 唇口最大接触压力随接触宽度 R 的变化

Fig. 4 Changes of maximum contact pressure of the lip with the contact width R

2.2 前唇角 α 对密封性能的影响

前唇角 α 是指密封侧油侧唇面与旋转轴的夹角。前唇角过大,油封安装后与轴的接触面减小,容易引起磨损;前唇角过小,油封油侧唇口抱轴力减少,不易形成罩盖。

取唇口接触宽度 R 为0.3 mm,过盈量 S 为0.45 mm,空气侧唇角 β 为30°,膜厚 T 为1.1 mm,当油侧唇角 α 在30°~55°之间变化时(角度增量为5°),分析唇口接触压力沿轴向的分布以及唇口最大接触压力随 α 的变化关系,分别如图5和图6所示。显然,不同油侧唇角时的唇口接触压力分布都满足密封要求,且随着前唇角的增大,最大接触压力先增大后减小,在35°左右达到最大值,说明油侧唇角在此时密封效果最佳。



图5 唇口接触压力分布随前唇角 α 的变化

Fig. 5 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the lip angle α



图6 唇口最大接触压力随前唇角 α 的变化

Fig. 6 Changes of maximum contact pressure of the lip with the lip angle α

2.3 后唇角 β 对密封性能的影响

油封空气侧唇面即为后唇角 β ,是指油封空气侧唇面与轴的夹角。该值过小,会恶化油封对轴的密封性,不利于密封;该值过大,会降低油封的刚度。

取唇口接触宽度 b 为 0.3 mm, 过盈量 δ 为 0.45 mm, 油封唇角 α 为 45° , 唇厚 T 为 1.1 mm, 当空气侧唇角 β 在 $10^\circ \sim 35^\circ$ 之间变化时 (取步长值为 5°), 分析油封唇口接触压力沿轴向的分布以及唇口最大接触压力随唇角 β 的变化曲线, 结果分别如图 7 和图 8 所示。可见, 不同空气侧唇角时, 唇口接触压力分布都满足密封要求, 且随着空气侧唇角的增加, 唇口最大接触压力先快速增大, 超过 25° 后呈逐渐减小趋势, 密封与轴的接触宽度则随空气侧唇角的增加而显著减小。因此, 当空气侧唇角为 25° 时, 油封的综合性能最佳。



图 7 唇口接触压力分布随唇角 β 的变化

Fig. 7 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the lip-angle β



图 8 唇口最大接触压力随唇角 β 的变化

Fig. 8 Change of maximum contact pressure of the lip with the lip-angle β

2.4 过盈量 δ 对密封性能的影响

过盈量是指唇口在自由状态时, 旋转轴轴径与唇形油封唇口内径之差。过盈量大小, 油封易造成磨损; 若过盈量太大, 在轴高速运转时, 唇口易贴在旋转轴上, 从而引起油封唇口和旋转轴表面温度迅速上升, 将会造成油封唇口橡胶老化速度加快, 使油封寿命缩短甚至失效。因此, 选择合适的过盈量十分重要。

取唇口接触宽度 b 为 0.3 mm, 唇厚 T 为 1.1 mm, 油封唇角 α 为 45° , 空气侧唇角 β 为 20° , 当过

盈量的取值范围定义在 0.35~0.6 mm 之间 (每次的增量设定为 0.05 mm), 分析油封唇口接触压力沿轴向的分布以及唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线, 结果如图 9 和图 10 所示。可以看出, 在过盈量取值范围内的压力分布都满足密封要求, 且最大接触压力随着唇口过盈量的增加而减小, 表明过盈量过大反而不利于密封。



图 9 唇口接触压力分布随过盈量 δ 的变化

Fig. 9 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the interference of δ



图 10 唇口最大接触压力随过盈量 δ 的变化

Fig. 10 Changes of maximum contact pressure of the lip with the interference of δ

2.5 唇厚 T 对密封性能的影响

在实际工作中, 唇部厚度是影响旋转轴唇形油封密封性能和密封性能的重要参数。若唇部厚度过小, 则唇口对轴具有较好的耐磨性, 密封圈在使用时易发生变形; 若唇部厚度过大, 则油封的密封性能较差, 唇部易磨侧破坏, 从而引起磨损, 造成密封失效。因此在油封结构设计时, 选择适当的唇部厚度是非常重要的。

其他参数保持不变, 取唇口接触宽度 b 为 0.3 mm, 过盈量 δ 为 0.45 mm, 油封唇角 α 为 45° , 空气侧唇角 β 为 20° , 当唇部厚度在 0.8~1.4 mm 之间时 (每次的增量设定为 0.1 mm), 分析油封唇口接触压力沿轴向的分布以及唇口最大接触压力随唇部厚度的

变化情况,结果如图 11 和图 12 所示。可以看出,在分析的唇部厚度范围内,其唇口接触压力分布均满足密封要求,且唇口最大接触压力随着唇形密封唇部厚度的增大而增加,表明唇部厚度的增大对密封的密封性起有利作用。



图 11 唇口接触压力分布随唇厚 T 的变化

Fig. 11 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the seal depth T



图 12 唇口最大接触压力随唇厚 T 的变化

Fig. 12 Changes of maximum contact pressure of the lip with the seal depth T

2 基于响应曲面法的密封结构参数优化设计

响应曲面法 (Response Surface Method, RSM), 也称为回归设计, 是通过适当的试验设计来获得需要的数据, 利用多元二次回归方程拟合因素与响应值之间函数关系, 并通过对响应曲面及等值线的分析获取最佳工艺参数组合方案。处理相应变量问题的一种传统统计优化方法^[1]。

根据响应曲面法, 利用相关文献 [11-12] 做初步试验来进一步确定影响密封唇口接触压力的因素和因子水平。以旋转轴唇形密封唇口最大接触压力具有良好密封性作为响应优化目标, 选择密封的接触宽度、唇后斜角、过盈量以及唇厚 5 因子进行优化设计。

如图 13 和图 14 所示的二维响应曲面图, 可以清晰地看出各因子对响应变量的影响程度。曲面图中等高线的形状弯曲且比较陡时, 表明这些因子之间交互效应对响应变量接触压力的影响显著。在响应变量为

最大接触压力时的方差分析中, 接触宽度与其他 4 个因子, 唇后角与过盈量及唇厚, 唇厚与唇后角及过盈量之间的二阶交互效应均不显著, 因此在计算过程中不需要考虑以上 2 个交互效应。



图 13 接触压力与唇后角、密封深的曲面图

Fig. 13 The curved surfaces of contact pressure and the rear lip angle and seal depth



图 14 接触压力与过盈量、密封深的曲面图

Fig. 14 The curved surfaces of contact pressure and the interference, the rear lip angle

接触宽度、唇后斜角、空气侧斜角、过盈量、唇厚 5 因子的优化结果如图 15 所示。其中, \bar{y} 表示目标特性的目标值, d 表示复合合意性 (单目标接近设定目标, 此值越趋向 1 靠越)。当旋转轴唇形密封的接触宽度为 0.22 mm、唇后斜角为 33.41°、空气侧斜角为 15.25°、过盈量为 0.40 mm、唇厚为 1.04 mm 时, 达到期望值。密封性能最优。

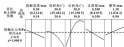


图 15 响应变量优化图

Fig. 15 Optimisation of the response variable

4 结论

(1) 在研究的结构参数范围内,旋转轴唇形油封唇部的接触应力分布都是离出口最大接触应力在靠近油侧区域出现,而在空气侧区域逐渐减小。

(2) 旋转轴唇形油封主密封面的最大接触应力为随着接触宽度的增大而逐渐减小,随着前唇角的增加先增大后减小,在 35° 左右时达到最大值;后唇角随前唇角的增大先快速升高,超过 35° 后呈逐渐下降趋势;随着密封总量的增大反而逐渐减小,随着油封唇部厚度的增大接触增大。

(3) 基于响应曲面法对某油封进行了多目标优化设计,得到了最优的结构参数组合,即当接触宽度 $R=0.32$ mm,油侧唇角 $\alpha=35.41^\circ$,空气侧唇角 $\beta=15.25^\circ$,过盈量 $S=0.41$ mm,唇厚 $P=1.04$ mm时实现了最大接触应力4 MPa的优化目标。

参考文献

- [1] 付平,李德地.密封设计手册[M].北京:化学工业出版社,2009.
- [2] 吴在俊,赵良平,杜永春.车轴唇形油封密封性能的影响因素[J].合肥工业大学学报,2012,35(11):1431-1439.
- [3] WU Z J, ZHANG L J, DU Y C, et al. Study of the influence of structure parameters on sealing performance of radial lip seal [J]. Journal of Hefei University of Technology, 2012, 35(11): 1431-1439.
- [4] 康伟,赵良平,杜永春.旋转轴唇形油封密封性能的综合元分析[J].机械科学与技术,2010,34(9):1179-1186.
- [5] KANG W, ZHANG L J, DU Y C. Finite element analysis of sealing performance of the rotary lip seal [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 34(9): 1179-1186.

- [6] 赵良平,吴在俊,杜永春.车轴唇形油封密封性能影响因素分析[J].合肥工业大学学报(自然科学版),2012,35(12):1762-1766.
- [7] ZHANG L J, DU Y C, DUAN H Q, et al. Analysis of pumping effect of rotary lip seal and influence factor [J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2012, 35(12): 1762-1766.
- [8] LEE C Y, LEE C H, JIAN H Q, et al. Simulation and experiment on the contact width and pressure distribution of lip seals [J]. Tribology International, 2006, 39(9): 918-925.
- [9] YANAGI A H, YOSHI C Y, THONG C S. Analysis of flow field around a radial lip seal [J]. Tribology International, 2009, 42(3): 449-459.
- [10] 李建国,丁玉梅,杨卫民.车轴油封密封性能的综合元分析[J].润滑与密封,2009,34(10):134-138.
- [11] JI C, DENG T M, YANAGI W M, et al. Finite element analysis of the sealing performance of oil seal [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 134-138.
- [12] 李建国,丁玉梅,杨卫民.车轴油封密封性能的综合元分析[J].润滑与密封,2007,32(1): 96-98.
- [13] JI C, DENG T M, YANAGI W M, et al. Finite element analysis of the dynamic sealing mechanism of oil seal [J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(1): 96-98.
- [14] 曹林 A. 密封工程,加封设计橡胶配件[M].张立群,译.北京:化学工业出版社,2002:212-219.
- [15] MONTAGNARI D C. 实验设计与分析[M].傅德生,张健,王际周,等译.4版.北京:人民邮电出版社,2009:364-379.
- [16] JIA X H, JIN C H, HAN W J, et al. Numerical simulation and experimental study of shaft pumping by laser structured shafts with rotary lip seal [J]. Tribology International, 2011, 44, 603-609.
- [17] GUO F, JIA X H, HAN W J, et al. A mixed lubrication model of a rotary lip seal using flow fiction [J]. Tribology International, 2013, 57: 193-201.

广东计量科学研究院完成多项微纳米技术科研项目

随着微纳科技及微加工的发展,微纳尺度产品的计量检测愈加迫切,需求也逐年增长。为解决量传溯源问题,广东省计量院通过承担国家总局科研项目“微纳米薄膜厚度的量值溯源及膜厚测量仪器校准技术研究”和广东省科技厅项目“微纳米尺度薄膜台阶高度及膜厚量值溯源研究”,成功研制微纳米级薄膜标准膜,微米台阶高度标准样膜、薄膜厚度标准样品等。其研究成果可用于扫描电子显微镜(SEM)、扫描探针显微镜、X射线荧光测厚仪的校准。在此基础上,广东计量院率先在国内建立扫描探针显微镜、X射线荧光测厚仪校准两大区域计量标准,基本解决华南地区以及微纳米尺度仪器的量值溯源问题。

为促进微纳米技术水平与接轨国际,广东省计量院参与了国家科技支撑计划项目“微纳技术计量标准溯源物

质研究”,协助国家计量院开展计量量值扫描电镜及扫描探针显微镜标准测量装置的研究,在国内首次实现扫描电镜的量值溯源量值溯源至国际米定义及波长基准,同时利用双探针测量模式,突破扫描显微镜的测量盲区,实现二维微纳结构的垂直测量。

目前,经广东省计量院校准的扫描电子显微镜、X射线荧光测厚仪等高端分析仪器,为华南地区微电子、超精密加工、新材料以及汽车制造产业等领域内150多家企业提供了转型升级的计量溯源支撑,助推产业转型升级。例如,国家级高新技术企业深圳华星光电在液晶显示面板研发过程中存在微米元器件量值不确定等问题,一直存在攻关难点,广东省计量院对其微米分析仪器进行校准和溯源,确保数据量值精準可靠,促进了该企业的高端液晶面板开发。

不同冷却润滑条件下 TB6 钛合金高速铣削切削力实验研究^{*}

易湘斌 焦爱强 常文春 徐创文 王 亮 李怀元

(兰州工业大学绿色切削加工技术及其应用甘肃省高校重点实验室 甘肃兰州 730050)

摘要:为研究冷却润滑介质及切削参数对 TB6 钛合金切削力的影响,由于式、低温风冷、常温微油雾 3 种冷却润滑条件下进行绿电磨削合金绿色切削 TB6 钛合金试验。通过多元回归分析法,建立 3 种冷却润滑条件下切削力的经验公式。研究工艺参数对切削力影响。研究表明,相同工艺参数下,干式切削切削力为最大,低温风冷式、微油雾润滑条件下的切削力较干切降低 20%。采用硬脆合金刀具切削 TB6 钛合金,应选择微量油雾作为冷却润滑介质,切削参数应选择大切屑速度和径向切深,适当的进给量和轴向切深。

关键词: TB6 钛合金; 绿色切削; 切削力; 回归分析

中图分类号: TG506 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017) 09-0009-06

Research on Cutting Force of High Speed Milling TB6 in Different Cooling Lubricating Conditions

YI Xiangbin JIAO Aiqiang CHANG Wenchun XU Chuangwen WANG Liang LI Huaiyuan

(Key Laboratory of Green Cutting Technology and Application in Gansu Province, Lanzhou Institute of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

Abstract: High-speed cutting TB6 titanium alloy test were conducted with coated carbide tools. It is established the empirical formula of cutting force under three situations of dry type, low temperature air, and normal temperature tiny mist through the multiple regression analysis and it is studied the parameters affect on cutting speed. The studies show that in the same parameter the maximum the dry type cutting force, the low temperature air in the middle, compared with the dry type, the cutting speed is reduced by 20% under the tiny mist lubricating. Adopt coated carbide tools to milling TB6 titanium alloy, it's better to choose the tiny mist as the cooling lubricating medium, the cutting parameter should choose the high speed cutting speed and the radial cutting depth of and give the appropriate feeding speed and axial depth.

Keywords: TB6 titanium alloy; green cutting; cutting force; regression analysis

钛合金具有优异的物理、机械性能,但其较高的化学活性和较低的导热率极大地限制了钛合金的切削加工性,增加了生产成本。为此,诸多国内外学者深入开展了钛合金绿色切削加工切削力的研究。SABIT-TAKI^[1]对车削 Ti-6Al-4V 合金的切削力和切削温度进行了研究。结果表明,在 30~200 m/min 的切削速度范围内,切削力几乎不发生变化。郑刚等人^[2]研究了 TA15 钛合金在高速加工中切削力的变化规律,建立了高弹分量切削用量对动态切削力的数学模型。潘志雷等^[3]研究了 TC4 合金在干切削、空气油雾和微

气油雾介质下高速铣削切削力与铣削用量关系。在 200~300 m/min 的切削速度范围,切削力随切削速度增加而单调上升。戚宝超等^[4]在不同冷却润滑介质下进行了高速车削钛合金试验,发现电火花空气条件下的切削力最小。低温 0℃ 下切削温度最低。

虽然已有大量的文献对 Ti-6Al-4V 和 TC4 钛合金的切削力进行研究^[5-7],但是对于高强度钛合金 TB6、冷却润滑介质及切削参数对切削力有何影响,国内尚缺乏相关研究^[8-11]。TB6 强度高、断裂韧性好、淬透性好、耐腐蚀能力强,广泛用于飞机机身、机翼和起落架结构件。由于切削力大小直接影响零件的表面质量,因此建立切削力经验模型,分析加工参数对切削力的影响,对于建立航空航天高速切削工艺数据库具有实际意义。

本文作者通过 TB6 钛合金的绿色切削试验,测定切削过程中的切削力,运用最小二乘法对数据进行回归分析,建立切削力经验模型,得出不同冷却润滑条

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51665002); 甘肃省自然科学基金项目 (2014A-021); 兰州工业大学青年科技基金项目 (15K-080)。

收稿日期: 2016-07-27

作者简介: 易湘斌 (1979-),男,博士研究生,讲师,研究方向为绿色切削加工及论文写作。E-mail: yxb@200316f.126.com。

件下。切削工艺参数对切削力的影响规律。

1 试验设计

1.1 试验材料

采用近 α Ti6合金(Ti-10V-2Fe-3Al)作为试验材料,试样尺寸为95 mm×25 mm×300 mm,化学成分及机械性能见表1、表2。

表1 Ti6合金化学成分

元素	Fe	Si	Ni	Fe	Al	Ti	Fe
质量分	0.00	0.00	0.00	1.93	2.90	95.13	余量
质量分	0.00	0.00	0.00	1.93	2.90	95.13	余量

表2 Ti6合金的机械性能

参数	室温	300℃
抗拉强度 σ_b /MPa	1 000	960
屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	1 000	960
持久强度 σ_{1000} /MPa	997	920
伸长率 δ_5 /%	6	16.8
收缩率 ψ /%	64	70.8
冲击韧性 α_K /(J·cm ^{1/2})	60	38

1.2 试验设备

切削试验在北京机床厂3KA714数控机床上完成。刀片采用肯纳(KENNA)硬质合金2英寸超细刀片,涂层KC725M,刀片直径20 mm,刀片几何参数为:前角4°,后角7°,刃倾角-4°,切削方式为顺铣。图1给出了试验所选择的刀杆和刀片。



图1 试验用超细刀杆和刀片
Fig.1 Test tool and blades.

动态切削力测试系统如图2所示,由Kistler 6255C压电式测力仪,305B电荷放大器 and DynaWare Type 5693数据采集与处理单元组成。切削试验装置如图3所示。



图2 切削力测试系统
Fig.2 Cutting force test system.



图3 切削试验装置
Fig.3 Experimental device.

切削试验分别在于切削、低温冷风、常温微油雾介质下进行。试验用微油雾及低温冷风装置为Q&W 129复合喷雾冷却系统,如图4所示。喷雾液采用加60413EL 2000植物油基环保型切削油。设定低温冷风喷雾出口温度为-30℃,流量为300 L/min,控制常温微油雾流量为20~30 mL/h,油水流量比为1:100,气压为0.5 MPa,采用外部喷射,喷雾与机床主轴成45°,喷嘴距离刀-锯接触区20 mm。



图4 喷雾冷却系统
Fig.4 Spray cooling system.

1.3 试验方法

试验采用四因素四水平正交试验方法进行。变量为切削速度 v 、每齿进给量 f 、轴向切深 a_x 和径向切深 a_r 。切削试验因子与水平见表3。试验过程中监测并记录测量三向切削力。将稳态切削取消后将三向切削力分别取平均值。最后计算出切削合力 F 。表4为试验正交表和切削力试验数据。

表3 因素水平表

Table 3 Factors level table

水平	切削速度 $v/(m \cdot min^{-1})$	进给量 f $(mm \cdot z^{-1})$	轴向切深 a_x/mm	径向切深 a_r/mm
1	60	0.02	0.5	3
2	100	0.04	1	6
3	140	0.06	1.5	7
4	180	0.08	2	8

表4 不同切削条件下Ti64钛合金切削试验正交表和切削合力试验数据

Table 4 Milling experiment orthogonal table and cutting force data of Ti64 titanium alloy in different conditions

组号	切削速度 $v/(m \cdot min^{-1})$	每齿进给量 $f/(mm \cdot z^{-1})$	轴向切深 深度 a_x/mm	径向切深 深度 a_r/mm	F/N		
					平均值	最大值/均值	测量误差
1	60	0.02	0.4	2	26.899 87	21.280 87	22.888 82
2	60	0.04	0.6	4	54.868 34	49.122 11	46.422 04
3	60	0.06	1	6	89.228 93	84.831 45	78.723 93
4	60	0.08	1.3	8	153.880 0	134.696 7	93.826 33
5	100	0.02	0.7	3	36.872 64	31.449 82	31.967 66
6	100	0.04	0.4	6	51.999 96	52.662 00	46.780 72
7	100	0.06	1.3	4	76.091 9	68.218 83	65.056 66
8	100	0.08	1	2	65.788 49	66.662 83	58.331 69
9	140	0.02	1	8	79.666 66	74.667 06	66.398 13
10	140	0.04	1.3	6	103.780 4	93.102 17	88.271 87
11	140	0.06	0.4	4	87.069 58	82.762 66	69.828 31
12	140	0.08	0.7	2	65.248 91	63.766 4	49.482 76
13	180	0.02	1.3	6	96.401 93	84.669 85	68.477 97
14	180	0.04	1	2	91.224 74	82.196 90	68.809 08
15	180	0.06	0.7	8	112.669 3	106.582 4	83.241 63
16	180	0.08	0.4	6	72.638 09	65.660 82	56.738 71

2 切削力经验公式的建立与分析

2.1 经验公式的建立

切削过程中切削合力 F 与切削速度 v 、每齿进给量 f 、轴向切深 a_x 和径向切深 a_r 等切削参数相关。切削力、表面粗糙度经验公式可用下列指数函数表示:

$$F = a_1 v^{a_2} f^{a_3} a_x^{a_4} a_r^{a_5} \quad (1)$$

式中: a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 为决定于刀具几何和材料性质的系数; $a_{10}, a_{20}, a_{30}, a_{40}, a_{50}$ 为切削参数的指数。对式(1)两边分别求对数, 得

$$\lg F = \lg a_1 + a_2 \lg v + a_3 \lg f + a_4 \lg a_x + a_5 \lg a_r \quad (2)$$

设 $Y = \lg F$, $B = \lg a_1$, $X_1 = \lg v$, $X_2 = \lg f$, $X_3 = \lg a_x$, $X_4 = \lg a_r$ 。式(1)可简化为:

$$Y = B + a_2 X_1 + a_3 X_2 + a_4 X_3 + a_5 X_4 \quad (3)$$

应用多元线性回归法进行拟合, 对式(3)进行

广义回归分析, 获得切削参数的各个系数。进而建立指数形式的切削力经验公式。根据试验结果, 以3种切削冷却条件下的切削合力为拟合建立的经验公式为干式切削:

$$F = 25.12 v^{0.77} f^{0.77} a_x^{0.77} a_r^{0.77} \quad (4)$$

低温冷风切削:

$$F = 33.88 v^{0.77} f^{0.77} a_x^{0.77} a_r^{0.77} \quad (5)$$

微雾喷雾切削:

$$F = 48.98 v^{0.77} f^{0.77} a_x^{0.77} a_r^{0.77} \quad (6)$$

2.2 回归分析的显著性检验

表5给出了不同冷却切削条件下切削力的方差分析结果。根据回归方差和残差方差计算统计量 F 的值。取显著性水平 $\alpha=0.05$, 查 F 分布表, $F_{0.05}(4, 11)=3.36$, 显然, 表5中的切削合力 F 的回归值远大于估计值。说明建立的切削力回归模型高度显著。

表5 切削合力方向拟合模型的显著性检验分析

Table 5 Significance test analysis of cutting force regression equation

方向	冷却	平方和 R^2	自由度 $d.f.$	均方 $M.S.$	F 值
干式 切削	回归	0.377 8	4	0.094 4	23.80
	残差	0.044 2	11	0.004 0	1.76
	总计	0.423 7	15		高度显著
低温 冷风	回归	0.409 2	4	0.102 3	39.70
	残差	0.029 8	11	0.002 7	1.76
	总计	0.439 2	15		高度显著
微量油 雾	回归	0.377 8	4	0.094 4	23.82
	残差	0.044 2	11	0.004 2	1.76
	总计	0.469 3	15		高度显著

图5为3种冷却润滑条件下,切削合力回归模型标准化残差的累积正态概率图(FP图),该图是一种检验正态分布的统计图形。

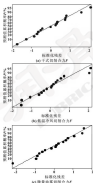


图5 3种冷却润滑条件下切削合力回归模型FP图

Fig. 5 Regression model probability graph of cutting force in three cooling and lubrication conditions

可以看出,每组 16 个数据大多数落在斜率为 1 的直线附近,说明经验分布与理论分布基本一致,呈正态分布,模型总体拟合效果不错。可以看出,低温冷风条件下切削力的累积概率图拟合效果相对较差,出现几个偏离点,反映出在加工或数据采集过程中出现个别异常。

总体来讲,相较于微量油雾冷却,低温冷风对切削力的影响与干式切削相比差别并不大。温度测量表明,风冷对切削温度的降低仅有几十度,效果并不明显。考虑测量误差,风冷对切削力的影响程度相对较小。微量油雾冷却是将水、压缩空气与少量微量油混合汽化,高速喷射到刀具接触区。在一定的压力下,油雾喷射进入刀具-工件的接触区,使其得到充分润滑,有效地降低接触区的摩擦系数,水雾在高温作用下汽化,微滴的挥发吸液带走大量热量,使得切削热和切削力显著降低。

2 切削参数对切削力的影响

由回归公式(4)、(7)可以看出,采用 62725M 高速铣削高硬度钛合金时,轴向切深对切削合力的影响最为显著,其次为进给量,进给量和切削速度对切削合力的影响程度随冷却润滑条件的改变有所变化。可以看出,随冷却润滑条件的改善,切削速度对切削力的影响显著降低。

图6示出了每齿 $f=0.06 \text{ mm}/\text{z}$, $a_p=1 \text{ mm}$, $a_e=6 \text{ mm}$ 时,切削合力随着切削速度 v 的变化响应曲线。相比干式切削,低温冷风和微量油雾冷却使得切削力分别降低 6% 和 22%,总体上,切削力随着切削速度的增加而增加,但在切削速度大于 $1400 \text{ m}/\text{min}$ 时切削力降低的趋势变缓,微量油雾冷却对减小切削力的积极影响较大。



图6 切削合力随切削速度变化响应曲线

Fig. 6 The effect curves of cutting force changing with cutting speed

图7示出了切削速度 $v=1000 \text{ m}/\text{min}$, 轴向切深 $a_p=1.3 \text{ mm}$, 径向切深 $a_e=6 \text{ mm}$ 时,每齿进给量 f 对切削合力的影响。可以看出,随着进给量的增大,切

制合力有所增加,这与大多数文献的研究结果相一致。在干式和微量油雾切削环境下,当每齿进给量超过 0.06 mm/z 时,切削力增加幅度降低。其原因可能是由于进给量的增加,切削温度升高,造成切屑底层软化,切削力减小。微量油雾环境下,切削力随着进给量增加变化不大,说明在 0.06 mm/z 每齿进给量的条件下,冷却充分,切削与刀具表面摩擦系数减小,切削变窄小,单位切削力降低。因此,从控制切削力的角度看,适当增加进给量是一种较好的选择。



图7 切削合力随轴向切深变化曲线

Fig.7 The effect curves of cutting force changing with axial cutting depth

图8显示了切削速度 $v=140 \text{ m/min}$,每齿进给量 $f=0.06 \text{ mm/z}$,径向切深 $a_y=0.7 \text{ mm}$ 时,切削合力随径向切深 a_y 的变化情况。可以看出,随着径向切深 a_y 增大,切削力小幅增大;低温冷风与干切环境下的切削力变化趋势接近,降温效果并不明显;相比冷风切削,微量油雾切削降低切削力20%以上。试验表明,在微量油雾环境下,径向切深的增加对切削力无明显影响,从提高生产率的角度,可以考虑大幅增加径向切深。



图8 切削合力随径向切深变化曲线

Fig.8 The effect curves of cutting force changing with radial cutting depth

图9显示了切削速度 $v=100 \text{ m/min}$,每齿进给量 $f=0.04 \text{ mm/z}$,径向切深 $a_y=0.8 \text{ mm}$ 时,切削合力随径向切深 a_y 的变化情况。可以看出,随着径向切深 a_y 增大,切削力大幅增大,说明随着刀具-工件接触长度的增加,切削层截面积增大,造成切削力增大。同时可以看出,低温冷风与干切环境下的切削力十分接近,说明冷风降温对刀具-工件接触区的降温条件得到改善;相较于干切,微量油雾冷却降低切削力25%,有明显效果。



图9 切削合力随径向切深变化曲线

Fig.9 The effect curves of cutting force changing axial cutting depth

试验表明,涂层硬质合金刀具低速切削高强度钛合金Ti6Al4V时,降温条件对切削力的影响十分有限。高速切削时,低温冷风可以降低切削力,但远不如微量油雾降温冷却的效果。从降低切削力和提高生产率两方面考虑,应优先选微量油雾作为冷却降温介质。切削用量选择尽可能高的切削速度,适当的进给量,尽可能大的径向切深和适当的轴向切深。综上所述, $v=100 \text{ m/min}$, $f=0.06 \text{ mm/z}$, $a_y=0.8 \text{ mm}$, $a_x=0.7 \text{ mm}$ 是微量油雾切削条件下,涂层硬质合金刀具切削Ti6Al4V钛合金较为理想的切削参数。

4 结论

(1) 通过涂层硬质合金干式切削Ti6Al4V钛合金试验,系统研究了冷却降温条件和工艺参数对切削力的影响。采用正交试验和回归分析方法建立了切削力预测模型,经过F显著性检验后的经验公式线性高度显著,具有很高的可信度,可以大幅减少试验次数。

(2) 为了减小主切削力,提高切削效率,应采用尽可能高的切削速度,适当大的进给量,尽可能大的径向切深和适当的轴向切深。

(3) 切削条件较好时,切削速度对切削力的影响十分有限。从降低切削力的角度看,微量油雾降温

冷却体现了其优越性,是高速铣削 Ti6Al4V 钛合金的有效途径。但在该条件下工件的加工表面完整性如何,有待进一步的研究。

参考文献

- [1] NARITAKE S. High-speed machining of titanium alloy[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002, 10: 109-113.
- [2] 刘彪, 蔡九华, 冯圣盼. 基于 PC20 刀具的高速铣削钛合金切削力的研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2009, 42(2): 222-229.
- [3] LIU P, XU J H, FENG S L, et al. Cutting forces in high speed milling of titanium alloy with PC20 tool[J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2009, 42(2): 222-229.
- [4] 洪志国, 何宇. 不同冷却下钛合金高速铣削切削力的研究[J]. 机械工程, 2004(4): 9-10.
- [5] MAN Z L, HE X. Study on the force of high speed milling of Ti alloy under different cutting mode[J]. *Mechanical Engineer*, 2004(4): 9-10.
- [6] 刘彪, 王成. 钛合金切削力预测及其影响因素分析[J]. 微制造技术, 2008(22): 66-68.
- [7] LIU C, WANG T. Dynamic cutting force prediction and analysis influence for milling titanium alloy[J]. *Aeronautical Manufacturing Technology*, 2008(22): 66-68.
- [8] GU B Y, HE N, LI L. Effect of cooling/lubrication medium on the machinability of Ti6Al4V[J]. *Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2011, 28(3): 228-230.
- [9] KUCUKU O, DOKUZ A B B, BOZDEMIR Y, et al. Evaluation of the performance of CBN tools when turning Ti6Al4V alloy with high pressure coolant supply[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2009, 45(9): 1039-1044.
- [10] TOSUN H, GUNER N C. Predictive model of the Ti6Al4V alloy surface roughness[J]. *Journal of Intelligent and Reliable systems*, 2009, 40(5): 513-520.
- [11] 杨磊, 唐国斌, 唐建春. 单刃铣钛合金刀具后刀面磨削接触过程判定为分析[J]. 润滑与密封, 2010, 35(1): 47-50.
- [12] YANG B, XIE C B, ZHONG Q C, et al. Stress analysis on flank surface of titanium alloy cutting tool during sliding contact process[J]. *Lubrication Engineering*, 2010, 35(1): 47-50.
- [13] GU Y, HE N, LI L, et al. An experimental investigation of effects of cooling/lubrication conditions on tool wear in high-speed end milling of Ti-6Al-4V[J]. *Steel*, 2009, 26(7): 760-766.
- [14] LIU C F, XU D X, JIN Q C, et al. Influence of high speed milling parameters on 3D surface topography and fatigue behavior of Ti66 titanium alloy[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2013, 23(5): 1680-1686.
- [15] 龙海峰. 磨削工材料高速切削过程中切削力的非线性特征规律研究[J]. 机械工程学报, 2008, 42(1): 33-34.
- [16] LIU C F. Partial study on nonlinear characteristics of difficult-to-cut materials in high-speed cutting process[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 42(1): 53-54.
- [17] 洪国, 刘唯忠, 李皓亮. 单刃高速铣削 Ti6Al4V 切削力及表面粗糙度研究[J]. 微制造技术, 2014, 48(14): 66-71.
- [18] WU Y, LIU W W, LI X Y, et al. Study on cutting force and surface roughness during high-speed milling Ti6Al4V[J]. *Aeronautical Manufacturing Technology*, 2014, 49(14): 66-71.

(上接第 80 页)

- [1] 曹存台, 贾文政, 杨华亮. 基于 BP 神经网络的磨削力预测模型[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2016(1): 83-85.
- [2] CHEN C C, FAN W X, YANG H L. Prediction of wear of connecting rod bearing based on BP neural network[J]. *Modern Machine Tool & Automatic Manufacturing Technology*, 2016(1): 83-85.
- [3] 唐国, 冯志国, 周本召. 单刃铣削钛合金表面磨削的正交试验研究[J]. 机械工程与自动化, 2014(1): 156-160.
- [4] XU C, FENG Z C, ZHONG Y Z, et al. Study on connecting rod bearing's inner surface wear by orthogonal test method[J]. *Mechanical Engineering & Automation*, 2014(1): 156-160.
- [5] 唐国, 李俊. 单刃铣削钛合金磨削实验研究[J]. 太原: 中北大学, 2011.
- [6] 王明海, 李俊永, 唐建春. 超声铣削钛合金材料表面粗糙度

研究[J]. 农业机械化, 2014, 45(4): 141-146.

- [7] WANG M H, LI X Y, ZHONG Y Z. Surface roughness of titanium alloy under ultrasonic vibration milling[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(4): 141-146.
- [8] 何力, 洪斌, 唐江水. 优化试验设计方法及数据分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012.
- [9] 张利强, 刘晋中. 磨削力为压力工艺参数选取方式分析[J]. 磨削技术, 2008, 11(1): 45-48.
- [10] 杨成池. 材料耐磨磨削磨削的数值仿真研究[D]. 太原: 中北大学, 2010.
- [11] 赵敏生, 王旭平, 覃雷. 单刃磨削磨削磨削磨削试验台研制[J]. 润滑与密封, 2014, 39(3): 100-102.
- [12] ZHONG Y Z, WANG J F, YU J N X, et al. Development of friction and wear testing machine on oscillation bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(3): 101-102.

表面织构对人工膝关节流体动力润滑性能的影响

杨厚强 华子恺 洪 岩

(上海大学机电工程与自动化学院 上海 200070)

摘要: 为探究表面织构对人工膝关节流体润滑性能的影响,对加入表面织构的人工膝关节进行流体动力润滑分析,基于雷诺连续介质模型的雷诺方程,并基于有限差分法对雷诺方程进行求解。通过借助 MATLAB 软件进行编程计算,得到表面织构参数对本模型的摩擦副润滑性能的影响规律。结果表明:随着表面织构深度的增大,摩擦系数先增大后减小。由研究的表面织构半径范围内,摩擦系数随着表面织构半径的增大而减小。因此在一定范围内,适当增加表面织构半径和表面织构深度有利于改善该模型的摩擦副润滑性能。

关键词: 人工膝关节; 雷诺方程; 流体动力润滑; 表面织构

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-2017(2017)09-0902-08

Analysis of Effect of Surface Texture on Friction and Lubrication Performance of Artificial Knee Joint

YANG Houqiang HUA Zikai HONG Yan

(School of Mechanical and Automatic Engineering, Shanghai University, Shanghai 200070, China)

Abstract: In order to investigate the influence of surface texture on the lubrication performance of knee joint, the lubrication behavior of the artificial knee joint with surface texture was investigated. The Reynolds equation of the model of artificial knee joint with surface texture was established and solved based on finite difference method. With the aid of MATLAB software, the impact of surface texture parameters on the friction and lubrication properties of the model was analyzed. The results show that with the increase of the surface texture depth, the friction coefficient is increased first and then decreased. In the range of the surface texture radius studied, the friction coefficient is decreased with the increase of the surface texture radius. Therefore, in the proper range, the increase of the surface texture radius and depth can improve the friction and lubrication performance of the model of artificial knee joint with surface texture.

Keywords: artificial knee joint; Reynolds equation; hydrodynamic lubrication; surface texture

膝关节是人体最大、结构最复杂的关节,同时也是人体承受载荷最大的生物摩擦副。它对运动功能有很高的要求。运动损伤或者关节炎等疾病会导致膝关节的功能性障碍。人工膝关节置换可以作为治疗严重膝关节疾病的有效方法。人工膝关节置换 10 年以上的存活率已达 90%~92%^[1-2]。摩擦副润滑性能是影响人工膝关节寿命的重要因素。在人工膝关节的众多磨损形式中,关节表面间的摩擦性能在延长人工膝关节的使用寿命方面起着至关重要的作用^[3-5]。通过临床观察和分析发现,UHMWPE 髌骨假体的磨损是制约膝关节寿命的主要因素^[6-8]。

人工膝关节置换后,关节磨擦面存在于关节腔中,能够最大限度地为关节支撑表面提供润滑保护。从流体润滑的角度看,在股骨髁和胫骨平台之间会形成润滑膜。可以减缓两表面之间的摩擦。表面织构技术可以改善存在相对滑动的机械零件表面间的摩擦性能^[9]。表面织构可以在人造关节上应用^[10]。在胫骨平台上加入表面织构可以减缓两表面之间的摩擦。因此,研究加入表面织构的人工膝关节的摩擦副性能变得尤为重要。

本文作者将基于流体动力润滑理论对加入表面织构的人工膝关节的摩擦副性能进行分析。建立适合该模型的雷诺方程并进行数值求解。从而分析不同表面织构参数对摩擦副性能的影响。

1 模型的建立

股骨、胫骨在矢状面上的屈伸运动是膝关节的主要运动。当胫骨的轴线在股骨轴线的延长线上时为伸直位或伸直位^[11]。选择当前曲角度均为 15°时的步

· 基金项目: 上海市自然科学基金项目 (16JC01411000)。

收稿日期: 2016-10-24

作者简介: 杨厚强 (1980—),男,硕士研究生,研究方向为表面织构技术在人工膝关节假体上应用。E-mail: houting1317@163.com

态作为分析的研究对象。

如图 1 (a) 所示为建立的全局笛卡尔坐标系, 以股骨髁和胫骨平台的接触点 O 为坐标原点, r_{1a} 、 r_{1b} 、 r_{2a} 、 r_{2b} 、 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 分别为当屈曲角度均为 15° 时矢状面上股骨髁内、外侧圆面和胫骨平台的曲率半径和圆心, r_{2c} 为冠状面上股骨髁的曲率半径。此时, 我们假设股骨髁以 O 为旋转中心, 以角速度 ω 运动, 胫骨平台以速度 v 进行平移运动。图 1 (b) 为述表面结构中心的几何示意图, k_{\min} 为最小中心膜厚, r 为表面结构的半径, k_s 为表面结构的深度, $h(x, y)$ 为点 (x, y) 处的润滑油膜厚度。图 1 (c) 为选取了其中 16 个结构来说明它在胫骨平台的位置, 将胫骨平台在坐标面 XY 投影得到表面结构的位置。假设表面结构分布在边长为 $2a$ 的正方形单元内, 表面结构的圆心与正方形的中心重合。

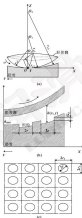


图 1 几何模型示意图

Fig. 1 Geometry schematic of model

把润滑油膜下表面记为 a 面, 润滑油膜上表面记为 b 面, 相应的速度在 a 面和 b 面上的 x 、 y 方向的速度记为 U_x 、 U_y 、 V_x 、 V_y 。另外在 Z 轴方向上, 润滑油的流动速度为 W 。

2 连续润滑计算模型的建立

从数学观点分析, 各种连续润滑计算的基本内容是对哈密顿-斯托克斯方程的特殊形式——雷诺方程的应用和求解。

利用流体动力润滑的基本方程 Navier-Stokes 方程和连续性方程推导出了适用于该模型的雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta \left(U_x - V_x \right) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

式中: p 为流体压力; k 为润滑油膜厚度; η 为润滑油粘度; $(U_x - V_x)$ 为 x 方向上下两表面的相对运动速度。

图 1 (b) 模型的上表面为光滑的表面, 下表面有均匀分布的表面结构。若点 (x, y) 在表面结构外部, 则膜厚为最小膜厚加上两表面之间的距离。在结构内部, 膜厚为最小膜厚加上两表面之间的距离再加上表面结构的深度 k_s 。公式表示为

$$\begin{cases} h(x, y) = k_{\min} + \frac{a^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2} + k_s & (\text{结构内部}) \\ h(x, y) = k_{\min} + \frac{a^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2} & (\text{结构外部}) \end{cases} \quad (2)$$

式中: k_{\min} 为最小膜厚; R_1 、 R_2 为当量曲率半径; k_s 为表面结构深度。

润滑油膜承载力即在整个计算区域上对压力 p 进行积分。因此在得到压力分布 $p(x, y)$ 后, 润滑油膜承载力 w 可表示为

$$w = \iint p(x, y) dx dy \quad (3)$$

两摩擦副间油膜厚度方向各处垂直应力计算表达式为

$$\sigma = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2a - k) + \frac{\eta}{k} (U_x - V_x) \quad (4)$$

当摩擦副运动时, 上表面即摩擦副受摩擦力为剪切应力在摩擦副上对面积的积分:

$$f = \iint \frac{k}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{k} (U_x - V_x) dx dy \quad (5)$$

接触区域的平均摩擦系数为

$$\mu = \frac{f}{w} \quad (6)$$

3 基于有限差分法求解 Reynolds 方程

雷诺方程的数值求解方法有很多, 然而由于有限

有限差分法数学概念直观、易于接受,且其在分析规则几何区域时具有较高效率。因此采用有限差分法对雷诺方程进行求解。将求解域划分为 $m \times n$ 个网格。用每个网格节点上的压力值构成各阶差商,近似取代雷诺方程中的导数,这样就可以根据节点周围4个节点上的压力值来计算中间节点的压力值。

3.1 无量纲化

在对雷诺方程进行有限差分法求解之前需对其进行无量纲化。因此首先定义无量纲化参数如下:

$$\bar{X} = \frac{x}{r}, \quad \bar{Y} = \frac{y}{r}$$

$$P(\bar{X}, \bar{Y}) = \frac{p(x, y)}{6\eta U}$$

$$\bar{h}(\bar{X}, \bar{Y}) = \frac{h(x, y)}{r}$$

式中: r 为表面织构的半径; η 为润滑油黏度; U 为 x 表面运动的速度。

将上述无量纲化参数代入雷诺方程 (4) 得:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial P}{\partial \bar{X}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{Y}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial P}{\partial \bar{Y}} \right) = (U_1 - U_2) \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{X}} \quad (7)$$

同时给出模型的边界条件:

$$\frac{\partial P}{\partial \bar{X}}(\bar{X}=0, \bar{Y}) = \frac{\partial P}{\partial \bar{X}}(\bar{X}=\frac{l_x}{r}, \bar{Y}) = 0$$

$$\frac{\partial P}{\partial \bar{X}}(\bar{X}, \bar{Y}=0) = \frac{\partial P}{\partial \bar{X}}(\bar{X}, \bar{Y}=\frac{l_y}{r}) = 0$$

式中: l_x 、 l_y 为计算区域的长和宽。

3.2 数值求解

在对雷诺方程无量纲化后的雷诺方程以后,将区域划分为 $m \times n$ 个网格,将节点的压力用其周围4个节点的压力来表示,并利用 Gauss-Seidel 迭代法进行计算。

$$P_{i,j}^{n+1} = P_{i,j}^n + \lambda(P_{i+1,j}^{n+1} + P_{i-1,j}^{n+1} + P_{i,j+1}^{n+1} + P_{i,j-1}^{n+1} - 4P_{i,j}^n) \quad (8)$$

式中: λ 为松弛因子。

对其收敛精度,采取以下的判断方法:

$$\frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |P_{i,j}^{n+1} - P_{i,j}^n|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |P_{i,j}^n|} < 0.0005 \quad (9)$$

式中: $P_{i,j}^n$ 、 $P_{i,j}^{n+1}$ 分别表示初始压力值和迭代结束压力值。

3.3 数值求解编程

由于计算量大,借助 MATLAB 软件进行编程计算,计算流程如图2所示。



图2 迭代计算流程图

Fig.2 Iterative calculation flow chart

4 计算结果与分析

计算所用参数见表1。

表1 计算参数

Table 1 Calculation parameters

参数	数值
穴状微坑型表面半径 r_1	0.022 mm
穴状微坑型表面半径 r_2	0.040 mm
穴状微坑型平台面半径 r_3	0.080 mm
冠状微坑型表面半径 r_4	0.024 mm
冠状微坑型平台面半径 r_5	0.029 mm
润滑油黏度 η	0.08 Pa·s
润滑油下表面 x 方向的速度 U_1	-0.4 m/s
润滑油上表面 x 方向的速度 U_2	0.3 m/s
润滑油下表面 y 方向的速度 V_1	0
微坑单元边长 a_0	100 μ m

通过编程计算得到了在表面织构深度 $d_0 = 5 \mu\text{m}$ 、表面织构半径 $r = 50 \mu\text{m}$ 、最小壁厚 $h_{\min} = 2.2 \mu\text{m}$ 的条件下三维压力分布图,如图3所示。从油膜入口处开始压力逐渐升高,在列达油膜厚度最小点处达到峰

面, 达到峰值后压力迅速降低。在表面结构内的压力变化没有前者表面结构外部的压力变化趋势而变化, 而是发生了突变。可以看出表面结构的压力增加将更快, 达到最大后迅速减小。



图3 计算区域的一维压力分布图

Fig. 3 3D pressure distribution in the calculation area

下面分别探讨最小膜厚、表面结构深度和表面结构半径对该模型的摩擦润滑性能的影响。

4.1 最小膜厚对摩擦润滑性能的影响

在表面结构深度 $d_s = 5 \mu\text{m}$ 、表面结构半径 $r = 50 \mu\text{m}$ 的条件下, 分析膜厚 h_m 为 $2 \sim 3 \mu\text{m}$ 时膝关节的摩擦润滑性能。

由图4可知, 摩擦系数随着最小膜厚的增大而增大, 并与最小膜厚成线性关系。因为 $\omega \propto \frac{1}{h}$, $f \propto \frac{1}{h}$, 所以 $\mu \propto h$ 。因此, 针对该模型, 单从改善摩擦副之间摩擦润滑性能的角度来说, 在适当范围内减少最小膜厚有利于改善摩擦润滑性能。



图4 最小膜厚对摩擦系数的影响

Fig. 4 Effect of minimum film thickness on friction coefficient

4.2 表面结构深度对摩擦润滑性能的影响

在最小膜厚 $h_m = 2.2 \mu\text{m}$ 、表面结构半径 $r = 50 \mu\text{m}$ 的条件下, 表面结构深度 d_s 取值为 $1 \sim 6 \mu\text{m}$ 时, 在侧视点附近取点分析表面结构的深度对摩擦润滑性能的影响。

由图5可得, 表面结构深度在 $1 \sim 1.5 \mu\text{m}$ 、摩擦系数增大, 到 $1.5 \mu\text{m}$ 达到最大。在 $1.5 \sim 6 \mu\text{m}$ 、摩擦系数随着表面结构的深度的增大而减小。对摩擦副而言, 摩擦副间的侧向油膜承载力越大, 摩擦力越小, 即摩擦系数越小其摩擦润滑性能越好。因此针对该模型, 在适当的范围内取大于 $1.5 \mu\text{m}$ 的表面结构深度值时, 可以改善模型的摩擦润滑性能。



图5 表面结构深度对摩擦系数的影响

Fig. 5 Effect of surface structure depth on friction coefficient

4.3 表面结构半径对摩擦润滑性能的影响

在最小膜厚 $h_m = 2.2 \mu\text{m}$ 、表面结构深度 $d_s = 5 \mu\text{m}$ 条件下, 表面结构半径 r 为 $30 \sim 55 \mu\text{m}$ 时, 分析表面结构半径对该模型摩擦润滑性能的影响。

由图6可以看出, 表面结构半径为 $30 \sim 55 \mu\text{m}$ 时, 摩擦系数随着表面结构半径的增大而减小。这是由于表面结构半径增大, 表面结构的面积占有率增大, 相应的膜厚在增大, 剪切应力减小造成的。因此从改善摩擦润滑性能的角度来说, 适当取大一点的表面结构半径有利于改善摩擦润滑性能。



图6 表面结构半径对摩擦系数的影响

Fig. 6 Effect of surface structure radius on friction coefficient

需要说明的是, 文中的研究结果对人工膝关节表面结构参数的选取有一定的参考作用, 但人工关节摩擦润滑性能的影响因素非常复杂, 还需要通过相关实验^[1-4]做进一步的研究与探讨。

5 结论

(1) 建立了含表面结构的人工膝关节流体动力

制骨的数值计算模型。通过数值计算,得到了计算区域的压力分布情况,从接触人口处开始压力逐渐升高,在到达软骨厚度最小点之前达到峰值,达到峰值后压力迅速降低。

(2) 不同的表面结构参数如表面结构深度和表面结构半径,都对该模型的摩擦副磨蚀性能产生影响。随着表面结构深度的增大,摩擦副数先增大后减小,在研究的表面结构半径范围内,摩擦副数随着表面结构半径的增大而减小。

参考文献

- [1] PRASADAN N, CAMBER A, PORTER R. Survivorship analysis of 3344 primary knee arthroplasties implanted over a 26-year period: A study of eight different implant designs [J]. *The Knee*, 2008, 14(1): 7-11.
- [2] RAMEL J, LESTER P D. Survivorship analysis of total knee arthroplasty/Constitutive rates of survival of 5500 total knee arthroplasties [J]. *The Journal of Bone and Joint Surgery*, 1998, 79(10): 887-898.
- [3] BLUMIN C, ROME A, JELLET P, et al. Polyethylene wear in unicompartment knee prostheses [J]. *Acta Orthopaedica*, 1992, 60(3): 247-258.
- [4] DEBIECKI J H. The clinical significance of wear in total hip and knee prostheses [J]. *Journal of Biomedical Applications*, 1998, 3(1): 8-32.
- [5] LANEY M W, BULLER P S. Wear of ultrahigh-molecular-weight polyethylene components of 90 retrieved knee prostheses [J]. *The Journal of Arthroplasty*, 1998, 13(6): 737-86.
- [6] LUTHER C. Polyethylene wear in total hip and knee arthroplasties [J]. *Journal of Biomedical Materials Research Part A: Applied*

Biomaterials, 1997, 18(1): 69-78.

- [7] MCCORDALL M, BLACKHAM R. Disintegrating wear and creep in clinically retrieved polyethylene inserts [J]. *Journal of Biomedical Materials Research*, 1998, 29(1): 1-5.
- [8] WASHLEWICH E, CALANTE J, LEBERTY R, et al. Wear patterns on retrieved polyethylene tibial inserts and their relationship to technical considerations during total knee arthroplasty [J]. *Clinical Orthopaedics and Related Research*, 1994, 299: 30-42.
- [9] BISCOE J, BENJAMIN J, WALLACE D. Quantitative and qualitative analysis of polyethylene wear particles in synovial fluid of patients with total knee arthroplasty: a preliminary report [J]. *Clinical Orthopaedics and Related Research*, 1994, 309: 11-19.
- [10] BLACKHAM R, BISHOP J. Analysis of the hydrodynamic effects in a surface treated circumferential gas seal [J]. *Tribology Transactions*, 2000, 44(1): 477-478.
- [11] HUN Z K, PAN H Z, ZHANG J H. Micro and macro scale surface tribology an application in remanufacturing artificial joint materials [J]. *Manufacturing and Nanotechnology Letters*, 2012, 4(4): 429-432.
- [12] 郑志宏. 正交循环寿命测试方法研究 [J]. 国外电子与信息技术, 2002, 21(3): 148-150.
- [13] HUN Z K, PAN H W, JIN Z M. A finite element testing method for remanufacturing artificial biomaterials [J]. *Tribology International*, 2014, 71(1): 17-6.
- [14] HUN Z K, ZHANG H H, PAN Y W, et al. Development of a finite element testing methodology for the wear evaluation of orthopedic biomaterials [J]. *RSC Advances*, 2014, 4(38): 19987-19999.
- [15] XU X, LI X N, XU Y T. Study on performance of extreme pressure and antiwear of organic lithium compounds [J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 32(12): 68-72.
- [16] CHENGLI, KALAINI K K, BALLETT J L. Evaluation of wear poly-alpha-olefins in a pressurized gas state microsimulation test [J]. *Lubrication Engineering*, 1987, 43(4): 629-638.
- [17] 陈明, 赵强, 潘晓军. 有机CMOAT 润滑剂与 CaS₂1042 台架试验润滑特性的研究 [J]. 润滑油, 2002, 17(6): 40-45.
- [18] CHEN C, ZHANG J, FU X Q, et al. Study on the relationship between CMOT and CaS₂1042 bench tests [J]. *Lubrication Sci*, 2002, 15(4): 40-43.
- [19] HU J Q, WU X N, DAI C L, et al. Tribological behavior and mechanism of sulfur and phosphorus-free organic molybdenum ester with zinc dialkylphosphosphate [J]. *Tribology International*, 2008, 41(8): 149-158.

(上接第181页)

- [10] HART R T, KERR A A, ROBERT N A. Biometh sulfide (B₂S₂) as the active species in extreme pressure lubricants containing lithium carboxylates, and sulfur compounds [J]. *Tribology Transactions*, 2008, 51(1): 22-28.
- [11] AMERSON C A, NEVILL A, WOODWARD A, et al. Investigation of the interaction between a novel organic anti-wear additive, ZHWP and commercial calcium sulphonate [J]. *Tribology Letters*, 2002, 16(1): 57-61.
- [12] HU J Q, WU X N, DAI C L, et al. Study demonstrating enhanced oxidation stability when sulfurized antioxidants are combined with organic molybdenum complexes [J]. *Tribology Transactions*, 2007, 50(2): 208-216.
- [13] 徐强, 李新年, 徐志宏. 新型有机钼复合化合物的极压抗磨性能 [J]. 润滑与密封, 2014, 32(12): 68-72.

磨损间隙调整式环块摩擦试验机的研制^{*}

庞丹[†] 吕晓仁[‡] 康健[†] 苏鹏程[†] 王晋杰[†]

(1. 沈阳工业大学机械工程学院 辽宁沈阳 110870; 2. 北方重工集团有限公司隧道掘进装备分公司 辽宁沈阳 110141; 3. 北方重工集团有限公司全断面掘进国家重点实验室 辽宁沈阳 110041)

摘要: 为了优选橡胶材料和掌握其摩擦磨损机制, 以延长橡胶衬套材料的使用寿命和液体介质的使用寿命, 研制一台磨损间隙调整式环块摩擦试验机。该试验机可通过加载机构可实现对橡胶试块的垂直加载或橡胶试块与摩擦环之间的间隙调整, 并可实现干摩擦和含固体颗粒的液体介质润滑下金属摩擦环与橡胶之间的摩擦磨损试验。利用该试验机对丁腈橡胶在不同磨损间隙下的摩擦磨损性能进行测试。试验结果表明, 该试验机在过盈配合及不同磨损间隙下均具有较好的试验稳定性。

关键词: 摩擦; 磨损; 环块摩擦试验机; 摩擦间隙

中图分类号: TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150(2017) 09-0000-04

Development of Wear Gap Adjustable Ring-Block Friction Testing Machine

PANG Dan[†] LY Xiaoren[‡] KANG Jian[†] SU Pengcheng[†] WANG Jinjie[†]

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang Liaoning 110870, China; 2. Northern Heavy Industries Group TRM Company, Shenyang Liaoning 110141, China; 3. State Key Laboratory of Tunnel Boring Machine, Northern Heavy Industries Group Co., Ltd., Shenyang Liaoning 110141, China)

Abstract: In order to select the rubber material reasonably and grasp its friction and wear mechanism so as to improve the wear resistance of rubber bushings and the life of liquid media delivery equipment, a wear gap adjustable ring-block friction testing machine was developed. This testing machine can achieve the vertical load on the rubber block through the loading mechanism and the gap adjustment between the rubber block and the friction ring. It also can achieve the wear test of the rubber block and the friction ring under dry friction and the lubrication of viscous liquid medium containing solid particles. The friction and wear properties of NBR under different wear gap were tested by the testing machine. The test result shows that the testing machine has high test activity under interference fit and different wear gap.

Keywords: friction; wear; ring block friction testing machine; wear gap

目前, 橡胶/金属配副组成的摩擦输送设备在原油开采、矿山勘探中应用广泛, 如普通原油开采中的金属转子与橡胶定子配副、螺杆泵抽油的橡胶衬套与金属螺杆的配副等^[1]。在实际运行过程中, 橡胶衬套材料不仅受到金属配副和液体介质(如原油、矿浆等)中固体颗粒的挤压与冲刷造成材料的流失, 而

且还受到液体介质本身的冲刷腐蚀, 致使橡胶材料的服役性能大大降低^[2]。橡胶/金属配副刚开始投入使用时, 为了保证输送设备的容积效率, 橡胶与金属配副之间一般为过盈配合, 过盈量一般为 $0.4 \sim 0.8 \text{ mm}^{[3]}$ 。当运行一段时间后, 固体颗粒的参与以及金属转子的挤压与冲刷, 橡胶发生磨损, 橡胶与金属配副之间的过盈量就会减小。橡胶与金属的配合随着磨损的进程逐渐由过盈配合向间隙配合过渡, 致使输送设备的容积效率降低。当橡胶与金属之间存在间隙时, 液体介质将携带固体颗粒与橡胶表面进行刮擦造成材料磨损^[4-6]。当橡胶磨损达到一定程度, 液体介质输送设备的排量达不到使用要求时, 即意味着设备报废。因此, 橡胶在运行过程中从过盈配合向间隙配合中的磨损失效问题, 直接关系到液体介质输送设备的使用寿命, 是原油开采、矿山勘探等领域关心的

^{*} 基金项目: 国家自然科学基金项目(50675170); 辽宁省青年英才工程资助项目(2013-JA01-1); 辽宁省高等学校中青年学术骨干计划项目(JLJ20130573)。

收稿日期: 2016-11-27

作者简介: 庞丹(1989-), 女, 硕士研究生, 研究方向为特殊工况下材料摩擦行为研究。E-mail: 246660373@qq.com

通信作者: 吕晓仁(1979-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为特殊工况下材料摩擦行为研究。E-mail: xiaoren@126.com

问题^[6]。

提高橡胶摩擦元件的耐磨性和液介介质送设备的使用寿命,优选橡胶摩擦元件和金属摩擦副机制,成为液介介质送设备设计的关键之重。为此,必须选用与实际工况相符的摩擦副测试试验机对橡胶材料进行相应的摩擦副测试。目前常见的摩擦副试验机有很多,大部分都是针对金属材料摩擦元件设计和制造的,而且无法实现橡胶块与金属摩擦环之间在不同磨痕面积下的摩擦。本文在参考国内自行设计的摩擦副测试试验机的研究方案^[7-11],结合液体输送设备中金属转子与橡胶定子配副之间的运动关系,研制了一台磨痕面积调整式环境摩擦副测试试验机,并利用该试验机进行了橡胶材料在不同磨痕面积下的摩擦副测试。

1 试验机总体结构

该磨痕面积调整式环境摩擦副测试试验机包括试验机壳,加载机构,动力与传动机构以及数据采集模块,其原理图如图1所示。

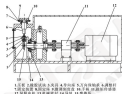


图1 试验机原理图

Fig.1 Schematic diagram of the testing machine

试验机结构采用由金属摩擦环与橡胶试块构成的线接触摩擦副。金属摩擦环通过紧定螺钉和紧固压板安装在主轴的端部,实现金属摩擦环的固定。根据具体试验要求,可以更换不同尺寸的金屬摩擦环进行试验。橡胶试块固定在夹具的卡槽里,其尺寸为 $40\text{ mm}\times 25\text{ mm}\times 6\text{ mm}$,金属摩擦环与橡胶之间可实现干摩擦和液介介质(可含固体颗粒)磨痕下的摩擦副测试。对于含固体颗粒的磨痕液介介质,金属摩擦环在转动时,表面粘附液介介质,实现金属摩擦环与橡胶试块在液体磨痕下的摩擦副测试。当摩擦环与橡胶之间为间隙配合时,液介介质中固体颗粒将刮磨橡胶表面,实现橡胶试块的磨痕。

加载机构包括调整杆,带有标尺的手柄,与手柄的标尺相匹配的微调刻度盘,设置在刻分结构的料箱上的固定座,带有刀具的导向座和导轨零件,其结构示意图如图2。



图2 加载机构结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of loading mechanism

橡胶试块固定在夹具的卡槽内,随导向座沿固定在料箱内的导轨轴向移动。刀具通过调整杆与料箱固定在一起,手柄固定调整杆顶端,微调刻度盘安装在固定座上,微调刻度盘的表面粘有环形刻度尺,微调刻度盘在固定座上绕调整杆轴线周向转动,以调整手柄的标尺正对微调刻度盘上的环形刻度尺零刻线的位置。环形刻度尺每一个标精度为 0.1 mm ,量程为 1 mm ,调整杆的螺纹段与料箱的螺纹孔相配合形成螺旋副,螺纹段的螺纹螺距为 1 mm ,导程为 1 mm ,调整杆顶端的手柄与导向座连接在一起,转动调整杆顶端的手柄,调整杆沿轴向移动,带动导向座一起沿导轨轴向移动,使橡胶试块与摩擦环之间压紧或脱离,并通过固定装置对调整杆进行固定,从而实现对试块的垂直加载或调整橡胶试块与摩擦环之间的间隙。即通过反向旋转手柄,调整杆沿轴向移动,带动导向座一起沿导轨向上移动,使橡胶试块与摩擦环之间脱离,实现两摩擦环与橡胶试块的间隙,然后通过固定装置对调整杆进行固定。正向旋转,调整杆沿轴向移动,带动导向座一起沿导轨向下移动,使橡胶试块与试环之间压紧,实现对试块的垂直加载,然后通过固定装置对调整杆进行固定。在小变形条件下,所加载荷大小与橡胶的压缩量成正比,通过形变量可反求载荷大小。

动力与传动机构均包括通过联轴器连接在同一轴心线上的安装在主轴箱中的主轴,固定有扭矩传感器的传动轴和伺服电机的输出轴,金属摩擦环安装在主轴的端部,随电机轴的旋转带动金属摩擦环旋转,主轴安装在主轴箱中,并用轴承盖盖和机械密封分别进行密

封,其中固定试环的主轴端利用机械密封与料箱密封,有效地防止了料箱中液体介质的泄漏,进而保证了金属摩擦环的工作精度。

数据采集模块包括扭矩传感器和扭矩测量仪。通过扭矩测量仪和橡胶的压缩量可以获得扭矩值和压力值。由公式 $F=\mu F_N$ 可求得摩擦力的值。

试验机主要性能指标:主轴转速范围为0~3 000 r/min;扭矩传感器量程和精度分别为10 N·m、±0.1%;扭矩测量仪基本误差为±2%。

2 试验机的工作原理

将含固体颗粒的液体介质充入料筒内固定刻度线,橡胶试块与金属圆环在不加载下接触,两刻刻度盘的零线位置使用与手柄的零线相对齐。正向旋转手柄,可以对橡胶试块垂直加载进行试验。反向旋转手柄,可以调整试块与圆环间隙进行试验。通过电机驱动主轴旋转进而带动试环旋转,实现试验的主运动。通过数据采集模块求得正压力和摩擦力,摩擦力与正压力的比值大小为摩擦因数,即 $\mu=F/N$ 。试验机的磨擦量可由试验前后样品的质量差值获得。工作原理如图3所示。



图3 试验机工作原理框图

Fig.3 Schematic diagram of working principle of testing machine

3 试验验证

应用自行研制的磨擦副磨擦式摩擦试验机,进行橡胶的摩擦磨擦性能研究。试验所用橡胶材料为丁腈橡胶(NBR),基本配方及其质量份数为:841 100,氧化锌8,改性剂12,防老剂B5,硫代酮3,高时磨炭黑100,机油4,促进剂TMDB 4,硬脂酸4。丁腈橡胶采用一次硫化方法制备,压力为12 MPa,温度为120℃,时间为20 min。硫化后试样尺寸为40 mm×25 mm×6 mm,硬度为Shore A 70左右。摩擦环材质为表面镀铬45°钢,尺寸为φ50 mm×13 mm,表面硬度和粗糙度分别为HRC 56和Ra0.25 μm。选择河南油田曙光采油厂基油田的原油(已经过除砂除水处理)为液体介质。为了研究砂粒对橡胶磨擦的影响,在原油介质中加入40%的尖形砂粒

(白刚玉,莫氏硬度9.0),砂粒的平均尺寸为0.075 mm(200目),硬度在0~0.15之间。

过盈配合摩擦试验时,试验参数为干摩擦,转速为300 r/min。橡胶块与金属摩擦环之间的过盈量分别为0.2、0.4、0.6、0.8和1 mm,随着磨擦的进行,摩擦扭矩逐渐降低,当摩擦扭矩趋于稳定时,即表明橡胶块与金属摩擦环之间由过盈配合变为间隙配合,记录摩擦扭矩趋于稳定时的时间。磨擦副磨擦试验时,试验参数为含砂40%的原油,转速为300 r/min,磨擦间隙分别为0.1、0.2、0.3、0.4、0.5 mm,磨擦时间为1 h。磨擦后的试样先分别用煤油、丙酮、乙醇溶液和水清洗。最后在600℃的烘箱内烘干1 h,利用0.1 mg的精密电子天平称量磨擦前后橡胶试样的质量。试验结果为3次试验的平均值,试验平均误差在2%以下,表明该试验机具有较高的实验精度。

3.1 过盈配合试验

随着摩擦磨擦的进行,原本的过盈配合逐渐向间隙配合过渡,橡胶块与金属环之间的接触力是逐渐减小,相应的摩擦扭矩逐渐降低,当摩擦过程中摩擦扭矩不断降低最后趋于稳定时,表明橡胶块与金属环之间的配合已由过盈配合转化向间隙配合。图4给出了橡胶块与金属环不同过盈量达到稳定时所需的时间。可以看出,在转速一定的干摩擦条件下,随着过盈量的增加,扭矩达到稳定值所需时间先增加后降低,在过盈量0.4 mm时达到最大值,这与鲁国阔等^[4]做的模拟计算的结果相类似。在较小的过盈量条件下,橡胶与金属的接触力较小,橡胶表面主要受到金属的刮削。磨擦胶块,随着过盈量的增加,橡胶的黏弹性起主要作用,从而使磨擦胶块,磨擦所需的时间增加。当过盈量达到0.6 mm以后,大的过盈量产生较大的摩擦热,使橡胶发生显著磨擦,加快橡胶磨擦过程,缩短了磨擦时间。



图4 干摩擦条件下磨擦稳定时间随过盈量变化曲线图

Fig.4 Variation of steady state time with the interference under dry sliding condition

3.2 摩擦副测试

图3给出了丁腈橡胶在含砂量为40%（质量分数）原油介质、不同磨侧间隙下磨侧所受摩擦力的变化。可知，随着磨侧间隙量的增加，摩擦力逐渐降低。当磨侧间隙为0.1~0.3 mm时，摩擦力随间隙量的增大迅速降低；而当磨侧间隙为0.3~0.5 mm时，摩擦力降低幅度较小。在较小的间隙量条件下，橡胶侧全周环之间的空隙较小，全周环密封时原油介质将带动砂粒从细小空隙中穿过造成对橡胶的刮削，形成较大的摩擦力。当间隙量达到0.3 mm以上时，砂粒直接从磨侧间隙中通过，对橡胶的刮削较小，因此摩擦力较低。



图3 含砂原油介质中摩擦力随间隙量的变化曲线

Fig. 3 Variation of the friction force with different clearance in crude oil containing sand

图4给出了不同磨侧间隙下丁腈橡胶在含砂量为40%（质量分数）原油介质中磨损后的磨侧量。可知，橡胶的磨侧量随着间隙量的增大不断降低，与摩擦力的变化趋势一致。磨损主要来自于原油中砂粒的刮削。随着磨侧间隙的增加，砂粒对橡胶的刮削减弱，因此磨侧量逐渐降低。



图4 含砂原油介质中磨损量随间隙量的变化曲线

Fig. 4 Variation of the wear loss with different clearance in crude oil containing sand

4 结论

研制一台磨侧间隙调整式环块摩擦试验机，解决了现有试验机无法实现在同一台试验机上进行定量加载和磨侧调整环与试块之间的间隙的问题。同时也解决了橡胶在含固体颗粒基润滑剂介质中的摩擦学行为研究的问题。为以后橡胶在特殊工况下的摩擦学模拟试验奠定了基础。

参考文献

- [1] 王勇. 橡胶的摩擦及试验[J]. 特种橡胶制品, 2000, 21(3): 69~62.
- [2] WANG C. Y. Friction and test of rubber[J]. Special Rubber Products, 2000, 21(3): 69~62.
- [3] 张树华. 橡胶摩擦原理[M]. 北京: 石油工业出版社, 1998: 6.
- [4] 冯敏士, 王俊杰, 冯强. 干摩擦和原油润滑下丁腈橡胶侧磨行为研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(8): 61~66.
- [5] LI X. H., WANG C. Y. Wear behavior of nitrile butadiene rubber and fluoroelastomer under dry sliding and base oil lubricating[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(8): 60~66.
- [6] 张杰, 王俊杰, 冯敏士. 原油润滑条件下丁腈橡胶-45°侧磨侧磨研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(8): 61~63.
- [7] WANG C. Y., WANG C. Y., LI X. H. et al. Study of friction of NBR by 45 steel in crude oil medium[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(8): 61~63.
- [8] 张智博, 冯敏士, 王俊杰. 干摩擦条件下FKM/PMMA侧磨侧磨行为研究[J]. 润滑与密封, 2010, 35(12): 11~16.
- [9] WANG C. Y., LI X. H., WANG C. Y. et al. Wear behavior of FKM/PMMA block under dry friction[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(12): 11~16.
- [10] 徐国周, 赵海博, 钱树强. 车-碟摩擦台合理过盈量研究[J]. 油气田地面工程, 2006, 28(11): 7~8.
- [11] XU G. W., ZHANG H. Y., QIAN C. H. et al. Study on reasonable interference of screw gauge[J]. Oil and Gas Field Surface Engineering, 2006, 28(11): 7~8.
- [12] 王敏士, 王俊杰, 李敏. FPM 弹性体摩擦试验机的研制与应用[J]. 机械设计与制造, 2002(8): 71~73.
- [13] WANG C. Y., WANG C. Y., XUE L. Application and design for the FPM friction tester with constant speed[J]. Machinery Design & Manufacture, 2002(8): 71~73.
- [14] 赵海博, 徐国周, 李敏等. 滚动摩擦试验仪器的研制与应用[J]. 南京航空航天大学学报, 2005, 32(4): 405~408.
- [15] FAN J., ZHANG J. H., WANG C. Y. Development and application of multifunctional wear testing machine[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2005, 32(4): 405~408.
- [16] 王敏, 王俊杰, 冯强. 高速微量接触摩擦试验仪器的研制[J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 76~79.
- [17] WANG J., WANG L. Q., ZHANG F. et al. Development of the high-speed sliding/rolling contact friction testing machine[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 76~79.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0895.2017.09.022

纳米二硫化钼的水热法可控制备及极压性能研究

霍英杰¹ 侯颖霞¹ 张辉强¹ 吴超^{1,2} 张舵¹

(1. 华北理工大学机械工程学院 河北唐山 063009; 2. 燕山大学材料科学与工程学院 河北秦皇岛 066004)

摘要:为获得产率高、重复性好的纳米二硫化钼制备工艺,采用纳米二硫化钼的水热法可控制备方法,以醇胺类、巯基乙醇类为前驱体,分别以乙二醇(PEG-20 000)、十六烷基三甲基溴化铵(CTAC)、无水乙醇为表面活性剂,利用水热法制备各球形和花状二硫化钼纳米粒子。通过X射线衍射仪、扫描电子显微镜对产品物性进行表征。通过四球摩擦磨损试验机考察2%纳米二硫化钼在N46润滑油中的极压性能测试。结果表明,酸性环境下,添加表面活性剂PEG-20 000和CTAC可得球形结构纳米二硫化钼颗粒,粒径均匀,粒径均为100 nm;而添加无水乙醇时可得花状结构的纳米二硫化钼颗粒。在碱性和酸性环境下粒径分别为100和70 nm。在碱性环境下,以巯基乙醇为表面活性剂时二硫化钼产率最高,可达78.82%。制备的纳米球形二硫化钼作为润滑油添加剂明显提高了润滑油的极压性能。与工业二硫化钼相比,最大无卡咬负荷最大可提高42%左右。

关键词: 纳米二硫化钼; 水热法; 纳米花; 纳米球

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0895(2017)09-0022-08

Controllable Hydrothermal Method Preparation of Nano Molybdenum Disulfide and Its Extreme Pressure Property

HUO Yingjie¹ HOU Yuxia¹ ZHANG Huiqiang¹ WU Chao^{1,2} ZHANG Duo¹

(1. School of Mechanical Engineering, North China University of Science and Technology, Tangshan Hebei 063009, China; 2. School of Materials Science and Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao Hebei 066004, China)

Abstract: In order to obtain the preparation process of nano molybdenum disulfide with high yield and good reproducibility, a controllable hydrothermal preparation method of nano molybdenum disulfide was prepared. With sodium molybdate and thiourea as precursors, respectively with polyethylene glycol (PEG-20 000), hexadecyl trimethyl ammonium chloride (CTAC), alcohols ethanol as surfactant, sphere and flower molybdenum disulfide nanoparticles were prepared by hydrothermal method. By X-ray diffraction (XRD), scanning electron microscope (SEM), the characteristics of the product were characterized. And the extreme pressure property test of 2% nano molybdenum disulfide in N46 lubricating oil was carried out by four-ball friction and wear tests. The results show that in the acidic conditions, when adding surfactant PEG-20 000 and CTAC, the sphere structure of molybdenum disulfide nanoparticles with uniform particle size of about 100 nm can be obtained; when adding surfactant alcohols ethanol, the flower structure of molybdenum disulfide nanoparticles, with particle size of 100 nm in alkaline acid environment and 70 nm in hydrochloric acid environment, can be obtained. In sulfate environment, the yield of molybdenum disulfide is the highest when polyethylene glycol is used as surfactant, which can be up to 78.82%. Prepared nano-spherical molybdenum disulfide as lubricating oil addition significantly improves the extreme pressure properties of lubricating oil. As compared with commercial molybdenum disulfide, the maximum maximum load can be increased about 42% at most.

Keywords: nano molybdenum disulfide; hydrothermal method; nanoflowers; nanospheres

• 基金项目: 河北省自然科学基金项目 (K2016209311)。

收稿日期: 2016-07-20

作者简介: 霍英杰(1981—),男,硕士研究生,研究方向为摩擦磨损与润滑。E-mail: yingjiehuo@163.com。

作者简介: 侯颖霞(1972—),女,硕士,教授,研究方向为润滑理论、摩擦与润滑。E-mail: houxianxi@163.com。

具有层状结构的过渡金属二元化合物在润滑、催化和光电器件等领域拥有独特的性能,是国内外研究热点。二硫化钼(MoS_2)常态为黑色固体粉末,具有金属光泽,是一种具有夹道性和半导体性质的典型的过渡金属二元化合物。因其独特的结构特点而具有优异的减摩、抗磨性能以及很强的非金属性,被广泛应用于工业设备的润滑剂。

纳米二氧化硅颗粒尺寸小,更容易渗透到摩擦副表面,且吸附性能好,较传统二氧化硅在减摩、抗磨、耐压性方面都更加优越^[1]。目前已成功制备多种形态的 SiO_2 ,如无机富勒烯结构^[2]、纳米线^[3]、纳米管^[4]、纳米棒^[5]、纳米盘球^[6-8]、中空球^[9]、纳米花^[10]等结构。虽然已成功制备多种形态的二氧化硅颗粒,但目前仍存在制备工艺重复性差、产物质量和产率低等问题,因此寻找产比稳定而又物美价廉的合成方法一直是研究人员努力的方向。相较于其他合成 SiO_2 的方法,化学合成法可生产纯度高、杂质少、粒度窄的硅化合物^[11]。

本文作者采用化学合成的方法,以硝酸钠和硫代乙醇酸为前驱体,选用聚乙二醇(PEG-20-000)、无水乙醇和十六烷基三甲基氯化铵(CTAC)3种不同的表面活性剂合成了二氧化硅。利用S-4800扫描电子显微镜对合成的二氧化硅颗粒进行了分析,同时探讨了表面活性剂对 SiO_2 形貌的影响机制及对产率的影响。

1 试验部分

1.1 试剂与仪器

主要试剂:硝酸钠、硫代乙醇酸、PEG-20-000、CTAC、无水乙醇、盐酸(质量分数35%)、硫酸(质量分数98%)。主要试验设备见表1。

表1 试验设备
Table 1 Test equipment

序号	名称	型号	厂家
1	马弗炉	SH32-6-17TF	上海一恒
2	离心机	82080	上海六鑫仪器
3	电热鼓风干燥箱	GZX-9070MBE	上海博迅
4	扫描电子显微镜	S-4800	日本日立
5	X射线衍射仪	D8-MAX25000	日本理学株式会社
6	四液相振荡离心仪	MS6-03A	济南设备

1.2 样品制备

用电子天平精确称取0.3 g硝酸钠、0.55 g硫代乙醇酸放入聚四氟乙烯内衬中,然后加入1.44 g聚乙二醇(或0.05 g CTAC或3 mL无水乙醇)和50 mL去离子水,搅拌均匀。继续边搅拌边滴入盐酸(或硫酸)使其溶液pH为1,充分反应后放入高压反应釜中,将反应釜置于马弗炉中,在250℃下保温6 h,最后用离心机离心、去离子水反复洗涤溶液至中性,放入干燥箱中干燥后取出称重,将颗粒装入空瓶中标记试样编号。

1.3 样品测试测试

按照一定比例将工业 SiO_2 和制备的纳米 SiO_2 、浓度为0.1 g/mL加入至4 mL润滑油中,在室温下用电磁搅拌器将溶液搅拌均匀。将混合 SiO_2 润滑油,在四球摩擦试验机上按GB/T 3442-82在室温条件下测定油样的抗压性能。测试条件:室温(20℃),试验时间10 s、转速1 450 r/min。

2 结果与讨论

2.1 二氧化硅的XRD表征分析

样品的晶体结构用XRD进行表征,如图1所示。所有的XRD衍射峰均可由 SiO_2 的标准粉末衍射卡片进行索引。其中的4个主峰峰与卡片(JCPDS 37-1402)上的标准衍射峰相吻合,说明样品为六角相 SiO_2 。2种酸性环境下得到的(QD)衍射峰高度尖锐,说明水热合成 SiO_2 过程中颗粒粒径良好。



图1 硫酸和盐酸环境下二氧化硅样品XRD图谱

Fig.1 XRD patterns of mesoporous disilicate samples in sulfuric acid and hydrochloric acid environment

2.2 纳米二氧化硅的颗粒形貌结构

图2为硫酸条件下,采用不同的表面活性剂制备二氧化硅的SEM图。 a_1 为以PEG-20-000为表面活性剂,制备的纳米球状二氧化硅,粒径约为90 nm。 b_1 为以CTAC为表面活性剂,制备的纳米球状二氧化硅,粒径约为110 nm。 c_1 为以无水乙醇为表面活性剂,制备的纳米花状二氧化硅,粒径约为190 nm。图3为在盐酸条件下,采用不同表面活性剂制备二氧化硅的SEM图。 a_2 以PEG-20-000为表面活性剂,制备的纳米球状二氧化硅,粒径约为105 nm。 b_2 以CTAC为表面活性剂,制备的纳米球状二氧化硅,粒径约为120 nm。 c_2 以无水乙醇为表面活性剂,制备的纳米花状二氧化硅,粒径约为70 nm。

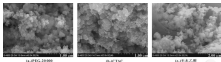


图 2 硫酸环境下不同表面活性剂辅助制备的二硫化钨 SEM 图

Fig. 2 SEM images of nanohydrogen disulfide prepared under sulfuric acid environment with different oxidized surfactant

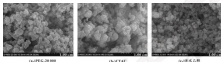


图 3 盐酸环境下不同表面活性剂辅助制备的二硫化钨 SEM 图

Fig. 3 SEM images of nanohydrogen disulfide prepared under hydrochloric acid environment with different oxidized surfactant

2.3 表面活性剂对二硫化钨形成的影响机制

表面活性剂在纳米粉子合成中起重要作用, 它是由亲水增油的极性基团和亲油憎水的非极性基团两部分组成的两性分子。按离子类型可分为阳离子型和非离子型。阳离子型又可分为阳离子型、阴离子型和两性型。加入超过临界浓度的表面活性剂后, 表面活性剂聚集在一起可形成不同形状的胶束^[4]。

在制备 MoS_2 过程中, 表面活性剂能够作用于晶核表面并影响晶核生长过程。因此在 MoS_2 制备过程中常使用了改善其分散性、减小颗粒相互团聚的趋势, 并辅助控制晶核形貌^[5]。非离子型的聚乙二醇, 分子式为 $\text{HO}(\text{C}_2\text{H}_4\text{O})_n$, 其分子链在水中呈蛇形, 有羟基和羟基 2 种亲水基而无疏水基, 因此其在水中的溶解度很高。高分子链的一端吸附在被分散的颗粒表面, 形成一层大分子亲水膜, 产生了较弱的“空间位阻”效应, 进一步增大了颗粒间的排斥能, 防止颗粒团聚, 增强了体系的分散性和稳定性, 阻碍了晶核或颗粒的长大。对 MoS_2 纳米晶进行了较为有效的分散, 并借助高浓度的有机大分子链对 MoS_2 纳米晶进行了包膜改性^[6]。阳离子型的十六烷基三甲氯化铵对 MoS_2 的改性效果很好, 生成了球状二硫化钨。这主要是因为 MoS_2 纳米颗粒表面带有负电, 由

于相互静电作用, 阳离子型表面活性剂带正电基团选择性地吸附在颗粒表面, 即特异性吸附, 降低了颗粒的表面张力, 同时, 利用“空间位阻”效应更有效地阻止了颗粒团聚, 从而形成高分散的、表面活性剂较少的纳米 MoS_2 胶体^[7]。采用另一种非离子表面活性剂无水乙醇, 可制得纳米花状二硫化钨。由于空间位阻效应与烷基链的长度有关, 烷基链越长, 空间位阻效应越强, 故而采用乙醇为表面活性剂时团聚明显。生成花状二硫化钨很可能与烷基和硫原子的数目及链链长度等有关。

2.4 表面活性剂对产率的影响

在不断提高、寻求更好的 MoS_2 制备方法时, 除了 MoS_2 的性能之外, 产率也是评价试验方法优劣的重要因素。用下式来计算不同条件下 MoS_2 的产率:

$$y = \frac{m_2}{m_1} \times 100\% \quad (1)$$

式中: y 为 MoS_2 的产率; m_1 为 MoS_2 产物质量; m_2 为前驱体质量, 这里前驱体质量为钼酸钠和硫代乙醇酸质量之和。

前驱体质量共计 1.7 g (2 组重复实验)。产物质量以及产率见表 2。

表2 MoS_2 产量和生产率
Table 2 MoS_2 yield and productivity

环境	PBC-20 000		CTAC		无水乙醇	
	产量 mg	生产率 g/h	产量 mg	生产率 g/h	产量 mg	生产率 g/h
硫酸	1.36	78.82	0.59	32.59	0.46	27.06
盐酸	0.67	39.41	0.62	34.71	0.36	21.18

从表2中可以直接地看出,表面活性剂为聚乙二醇时的 MoS_2 产率最高,表面活性剂为十六烷基三甲氯化铵时的产率次之,表面活性剂为无水乙醇时的产率最低。

3 极压性能评价

将制备的纳米二硫化钼、工业二硫化钼按质量分数0.5%、1%、1.5%、2%、2.5%、3%分别加入到润滑油中,利用四球试验机考察各样品的极压性能,不同含量的添加剂对润滑油极压性能的影响见表3。

表3 含不同质量分数 MoS_2 的润滑油的最大无卡咬负荷
Table 3 Maximum non seizure load of lubricating oils with different content of MoS_2

添加剂	$\rho_2/\%$					
	0.5%	1%	1.5%	2%	2.5%	3%
纳米 MoS_2	520	560	660	760	780	790
工业 MoS_2	480	500	520	560	580	590

由表3可见,二硫化钼添加质量分数为0.5%~2%时润滑油均具有良好的极压性能,546 润滑油的最大无卡咬负荷 $\rho_{0.2}$ 值为430 N,工业 MoS_2 颗粒质量分数为2%的润滑油最大无卡咬负荷 $\rho_{0.2}$ 值为560 N,而纳米二硫化钼颗粒质量分数为2%的润滑油最大无卡咬负荷 $\rho_{0.2}$ 值达到760 N,相比工业 MoS_2 颗粒最大无卡咬负荷提高36%以上。由此可见,纳米二硫化钼颗粒能更有效地提高润滑油的极压性能,但是随着二硫化钼质量分数的增加,润滑油极压性能趋于平缓。

4 结论

(1) 在酸性环境下 ($\text{pH}=1$),采用表面活性剂聚乙二醇或十六烷基三甲氯化铵均可将纳米球形二硫化钼粒子,粒径约为 100 nm;采用表面活性剂无水乙醇可得纳米棒状二硫化钼粒子,在硫酸环境和盐酸环境下粒径分别为 160 和 70 nm。

(2) 采用水热法制备纳米二硫化钼,在硫酸溶液中的转化率高于盐酸中,当表面活性剂为聚乙二醇时,二硫化钼产率最高。

(3) 纳米二硫化钼作为润滑油添加剂显著提高

了其极压性能,最大无卡咬负荷 $\rho_{0.2}$ 值达到760 N,相比工业 MoS_2 颗粒,最大无卡咬负荷最大提高42%以上。

参考文献

- [1] 王卓尚,兰新群,周军.水热法化学合成纳米二硫化钼颗粒[J].广东化工,2007,34(9):32-35.
- [2] WANG Q H,LAN X X,ZHOU J,et al. Research development on preparation of nanometer molybdenum disulfide by chemical liquid phase reaction[J]. Guangdong Chemical Industry, 2007, 34(9):32-35.
- [3] TOSKUN H. Inorganic nanotubes and fullerene-like materials[J]. Chemistry, 2002, 8(23): 3296-3302.
- [4] LI W J,SHU X W,KU J W,et al. Hydrothermal synthesis of MoS_2 nanotubes[J]. Journal of Crystal Growth, 2003, 250(3/4):418-422.
- [5] CHEN J,LI H L,XU Q,et al. Synthesis of opened MoS_2 nanotubes and the application as the catalyst of carbamate[J]. Chem Commun, 2000, 2(16): 1722-1723.
- [6] TIAN Y,HE Y,ZHU Y. Film temperature synthesis and characterization of molybdenum disulfide nanotubes and nanowires[J]. Original Research Article Materials Chemistry and Physics, 2004, 87(1):87-90.
- [7] ZHANG C F,WEI H F,ZHANG Z F,et al. Facile synthesis of nanolaminated MoS_2 nanotubes with enhanced lithium storage properties[J]. Electrochemistry Communications, 2012, 20:7-10.
- [8] TIAN Y M,ZHANG N,SHEN L C,et al. Synthesis of amorphous MoS_2 nanospheres by hydrothermal reaction[J]. Materials Letters, 2006, 60(14):137-139.
- [9] 白韵华,吴立志.二硫化钼纳米球制备及其摩擦性能研究[J].润滑与密封,2013,38(4):93-96.
- [10] CHEN L,WEI X Z. Synthesis and tribological properties of MoS_2 nanospheres[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(4):93-96.
- [11] WANG L N,MA Y, WANG W, et al. Hierarchical hollow MoS_2 nanospheres with enhanced electrochemical properties used as an electrode in supercapacitor[J]. Original Research Article Electrochimica Acta, 2013, 106:390-396.
- [12] DUFFY R P L, BLANDHALL A, YACOBIAN M J. Functional MoS_2 nanotubes and nanoflowers[J]. Original Research Article Materials Chemistry and Physics, 2008, 108(2/3):382-393.
- [13] 张中.纳米二硫化钼的制备及性能研究进展[J].中国矿业, 2013, 39(3):3-16.
- [14] ZHANG H. Research progress in the preparation and properties of nanometer-sized molybdenum disulfide[J]. China Molybdenum Industry, 2010, 35(3):37-39.
- [15] 赵树雷,李杰,王松雪.纳米二硫化钼纳米球的制备及表征[J].青岛科技大学学报,2014,33(2):137-143.
- [16] ZHANG X L,LI Z, WANG C X, et al. Synthesis characterization of MoS_2 nanospheres[J]. Journal of Qingdao University of Science and Technology, 2014, 33(2):137-143.

车辆行星轮轴向滑动支承沟槽型织构润滑特性分析^{*}

王宏伟 孙利娟 赵喜敬 黄凯 史凯

(河北工程大学机械与装备工程学院 河北邯郸 056008)

摘要: 在车辆行星轮轴向滑动支承表面加工不同微结构形式的沟槽,包括椭圆形槽、圆弧槽、三角形槽、梯形槽和矩形槽。利用流体力学及微结构产生流体动压力来减小摩擦。在考虑空穴化和流体惯性影响下,通过数值求解基于质量守恒边界条件的不可压缩定常 Reynolds 方程,分析不同微结构的结构参数(槽数、槽宽比、径向宽度)和工况参数(转速、槽深比)对润滑性能的影响。结果表明,研究的5种微结构的承载能力由大到小依次为三角形、圆弧形、梯形、椭圆形和矩形;增加槽宽比、槽深比、径向宽度有利于降低润滑温升,而增加槽深比则有利于降低空穴率;研究的5种微结构中,矩形槽的润滑温升最低且润滑效率最大,梯形槽的空穴率最小。

关键词: 轴向滑动支承;沟槽型织构;质量守恒边界;润滑性能

中图分类号: TH137.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1009-2017(2017)09-1017-07

Analysis of Lubrication Characteristics of Groove Texture in Axial Sliding Bearing for Vehicle Planetary Axle

WANG Hongwei SUN Lijuan ZHAO Xijing HUANG Kai SHI Kai

(School of Mechanical and Equipment Engineering, Hebei University of Engineering, Handan Hebei 056008, China)

Abstract: In order to reduce friction by using the hydrodynamic pressure generated by the fluid flowing through the shallow groove, different micron grooves were machined on the surface of bidirectional rotating axial sliding support of the vehicle, including elliptical groove, arc groove, triangular groove, trapezoidal groove and rectangular groove. Considering the effects of cavitation and fluid inertia, the incompressible steady Reynolds equation based on the mass conserving boundary condition was solved by numerical method, the effects of the structural parameters of different groove (groove number, groove width ratio, radial width) and operating parameters (speed, groove depth ratio) on the lubrication performance were analyzed. The results show that, among the five types of grooves, the triangular groove has the largest bearing capacity, following by circular arc, trapezoidal, ellipse and rectangle. It is beneficial to reduce the temperature rise of lubricating oil by increasing the groove width ratio, groove depth ratio and radial width, and it is helpful to reduce the cavitation rate by increasing the groove depth ratio. Among the five types of grooves, the rectangular groove has the biggest film rate of lubricating oil and the temperature rise of lubricating oil is the lowest, while the trapezoidal groove has smaller cavitation rate.

Keywords: axial sliding support; groove texture; mass conservation boundary; lubrication performance

某型车辆直齿行星变速箱机构中,行星轮端面与两侧行星架间分别装配一个止推型调心平衡行星轮产生的轴向力。由于止推型调的工作原理与止推滚齿轴承相同且受行星轮的轴向力,方便起见止推型调称为轴向滑动支承。在车辆的传动系统中,复式直齿行星排的行星轮与行星架之间存在轴向作用力,导致止推型

调心很严重^[1]。BCHTMR 等^[2]试验研究了滑动轴承中表面凹坑对流动的扰动,分析了凹坑大小、形状、类型和方向对油膜厚度和摩擦因数的影响。发现表面凹坑可以减少摩擦力。

为改善轴承的润滑设计,许多学者把微结构技术应用了轴承制造与机械密封设计^[3-6]。如,王宏伟等^[7]对轴向滑动支撑表面加工有径向沟槽的动静摩擦特性进行了研究。尹明虎等^[8]采用微结构对径向滑动轴承的承载能力进行了分析,表明微结构在承载区可以提高承载力。本文作者在考虑空穴的条件下,采用在轴向滑动支撑表面加工5种不同微结构的槽型,包括椭圆形槽、圆弧槽、三角形槽、梯形槽和矩形槽,根据槽数、槽宽比、转速、径向宽度和槽深比的变

* 基金项目:河北省自然科学基金项目(20144032047)。

收稿日期:2017-04-07

作者简介:王宏伟(1981—),男,硕士研究生,副教授,研究方向为现代机械密封设计及理论。E-mail: wanghw@hebeu.edu.cn

通信作者:孙利娟(1980—),女,硕士研究生,研究方向为机械密封、磨削与抛光。E-mail: 18832612895@163.com

化, 来分析轴向滑动支承的承载力、侧滑油流量、摩擦因数、空化率和侧滑比。

1 物理模型

轴向滑动支承表面加工的直线为微分单元具有一定的周期性, 对其建模时选择 1 个槽区和相等的 2 个平台区来建模。沟槽型结构轴向滑动支承几何模型结构示意图 1 所示。图中 r_1 、 r_2 分别为轴向滑动支承内半径和外半径; k_1 、 k_2 分别为轴向滑动支承表面与行星轮齿向侧滑面沟槽深度, 定义侧滑比 $k_3 = k_1/k_2$; β 为周期所占圆心角; δ 为槽宽比, $\delta = k_1/\beta$; α_1 、 α_2 分别为侧滑面沟边与侧滑面所占的圆心角。

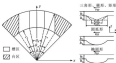


图 1 沟槽型结构轴向滑动支承几何模型

Fig 1 Geometric model of groove-structure axial sliding bearing

2 模型数值求解

2.1 雷诺方程

车辆行星轮工作转速较高, 采用相对转速 (假设滑动支承静止) 时, 需要考虑到流体离心力的影响, 基于质量守恒边界稳态、定常流动 Reynolds 方程控制方程^[10]推导的稳态、极坐标雷诺方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial \omega}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial \omega}{\partial r} \right) = \omega \frac{\partial (\rho h)}{\partial \theta} + \frac{\partial \omega}{\partial t} \frac{\partial (\rho h)}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中: μ 为侧滑油动力粘度; ρ 为侧滑油密度; ω 为油膜压力; ω 为角转速; h 为油膜厚度。

当流体流经收敛狭缝区域时, 流体产生动压效应, 油膜产生动压承载力, 该区域为完整油膜区; 流体流经发散狭缝区域时, 产生空化现象, 该区域为空化区。在完整油膜区时, 侧滑油密度 ρ_0 是保持不变的; 在空化区域, 空化压力 p_c 保持不变。

油膜控制方程计算的强制边界条件和周向边界条件:

$$\begin{cases} p = p_c, & p = p_0 \\ r = r_1, & p = p_0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: p_0 、 p_c 分别为侧滑油进口与出口压力。

PAYAN 和 SALANT^[11] 将 ELBOH^[12] 提出的控制方程分为空化区和完整油膜区, 通过引入通用变量 ϕ 和开尔函数 F 自动追踪空化边界区域。方程定义为

$$F_0 = \frac{p - p_c}{p_0 - p_c} \quad \text{完整油膜区} \quad (3)$$

$$\frac{p}{p_0} = 1 + (1 - F)\phi \quad \text{空化区} \quad (4)$$

其中:

当 $\phi = 0$ 时, $F(r, \theta) = 1$

当 $\phi < 0$ 时, $F(r, \theta) = 0$ (5)

式中: p_0 为油膜参考压力。

在式 (3)~式 (5) 中, 若在完整油膜区中且 $F=1$, 则为量纲一油膜压力; 若在空化区域中且 $F=0$, $(1+\phi)$ 则表示气液两相混合比例。将控制方程变为以下的无量纲形式:

$$\nabla \cdot \left\{ -\frac{R_0^3}{20} \nabla (F\phi) \right\} + \frac{R_0^3}{20} [1 + (1 - F)\phi]^2 \nabla^2 F + \gamma \nabla^2 [1 + (1 - F)\phi] \frac{\partial F}{\partial \theta} = 0 \quad (7)$$

参数量纲一化定义为

$$\tilde{r} = \frac{r}{r_1}, \quad \tilde{k} = \frac{k}{k_1}, \quad \gamma = \frac{6\mu\omega r_1^3}{(p_0 - p_c)k_1}, \quad R_0^3 = \frac{p_0 k_1^3}{\mu} \quad (8)$$

量纲一化边界条件写为

$$\begin{cases} \text{当 } \phi = \phi_0 \text{ 时, } \tilde{r} = 1 \\ \text{当 } \phi = \phi_0 \text{ 时, } \tilde{r} = \tilde{k}_1 \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} p(\theta) = p(\theta + 2\pi/\beta_1) \\ \left[\frac{\partial F}{\partial \theta} \right]_{\theta=0} = \left[\frac{\partial F}{\partial \theta} \right]_{\theta=2\pi/\beta_1} \end{cases} \quad (10)$$

由公式 (7) 可知量纲一化方程构成的无量纲场为无源场, 在一个时间区间 (控制体) 内的积分为 0。将无源场展开, 可以得到流经单位长度边界线的量纲一流量为

$$\begin{cases} \gamma = -R_0^3 \frac{\partial (F\phi)}{\partial \theta} + \frac{R_0^3}{20} \nabla^2 F [1 + (1 - F)\phi]^2 \\ \gamma = -R_0^3 \frac{\partial (F\phi)}{\partial \theta} + \gamma \nabla^2 [1 + (1 - F)\phi] \end{cases} \quad (11)$$

流体通过边界 (r 、 θ 方向) 的流量分别为

$$\left\{ \begin{aligned} \mathbf{Q}^i &= \int_{\Omega_i} \left[-\frac{1}{2} \frac{\partial (F\phi)}{\partial x} + \frac{R\omega}{20} \frac{\partial}{\partial x} \right. \\ &\quad \left. [1 + (1-F)\phi]^2 \right] \frac{1}{2} d\Omega \\ \mathbf{Q}^j &= \int_{\Omega_j} \left[-\frac{1}{2} \frac{\partial (F\phi)}{\partial x} + \frac{R\omega}{20} \frac{\partial}{\partial x} [1 + (1-F)\phi]^2 \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{2} d\Omega \right] \end{aligned} \right. \quad (12)$$

对矢量方程(12)进行离散,采用有限控制体法。控制体示意图如图2所示。其中I、II、III、IV为单元控制体区域。 i, j 分别为沿 x 与 y 方向网络节点的编号。



图2 控制体示意图

Fig. 2 Schematic diagram of control volume

根据质量守恒原则,流体流过控制体净流量为0,规定流体流出控制体边界为正向:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5 - Q_6 - Q_7 - Q_8 = 0 \quad (13)$$

为精确处理薄壳变厚度区域的膜厚值,采用半步长网络处理膜厚,通过对流体流经各个控制体边界求和积分,使流经该控制体净流量为零,满足质量守恒条件推导控制体积分离散格式。

2.2 离散求解

对表面加工有5种薄型的轴向滑动叉承,分别在直角坐标系中建立膜厚几何模型,再转换到极坐标系中求解。定义与薄型边界相关的几个角度:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= (\pi - \alpha_1)/2, \theta_2 = (\pi - \alpha_2)/2 \\ \theta_3 &= (\pi - \alpha_3)/2, \theta_4 = (\pi - \alpha_4)/2 \end{aligned} \quad (14)$$

5种薄型结构的膜厚分布与几何模型的膜厚分布关系为

$$h = h_0 + h_1 + f(x, y) \quad (15)$$

式中: $f(x, y)$ 分别取值0、1、2、3、4,分别代表三角形、梯形、矩形、椭圆、圆弧。

三角形、梯形和矩形的膜厚在不同区域分布为

$$h_1 = \begin{cases} x_1 \cos \theta_1, & 0 < x < x_1 \cos \theta_1 \\ \frac{h_1 - h_0}{x_1 \cos \theta_1 - \cos \theta_1} [x] + \frac{(h_1 \cos \theta_1 - h_0 \cos \theta_1)}{h_1 \cos \theta_1 - \cos \theta_1} & \text{else} \\ h_1, & x > x_1 \cos \theta_1, \quad 0 < x_1 \cos \theta_1 \end{cases} \quad (16)$$

圆弧膜厚参数方程:

$$\begin{aligned} r_0 &= \frac{h_1 + h_0}{2} - \frac{(x_1 \cos \theta_1)^2}{2h_1} \\ r_1^2 &= (x_1 \cos \theta_1)^2 + (h_1 - r_0)^2 \end{aligned} \quad (17)$$

圆弧为椭圆为

$$h_1 = \begin{cases} r_0 + \sqrt{r_1^2 - x^2}, & x_1 \cos \theta_1 < x < x_1 \cos \theta_1 \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (18)$$

椭圆为椭圆为

$$h_1 = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{x_1 \cos \theta_1} \right)^2}, & x_1 \cos \theta_1 < x < x_1 \cos \theta_1 \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (19)$$

直角坐标系化为极坐标:

$$\begin{cases} x = r_0 \cos \theta_1 \\ y = r_1 \sin \theta_1 \end{cases} \quad (20)$$

2.3 求解程序

在式(12)中 $(1 + (1-F)\phi)$ 项离散时采用一阶迎风格式^[1],目的是使计算矩阵为对称占优矩阵,其中采用Gauss-Seidel松弛迭代法迭代求解;对于 $(1 + (1-F)\phi)^2$ 项,采用迎风格式方法,使解一化方程和方程组上求解中采用松弛迭代格式。首先, F 和 ϕ 取初值为1,通过迭代求得 h_{old} 值,通过公式判断求得 F_{old} 值,之后使用松弛格式更新 ϕ 与 F 的值。

$$\phi_{i,j}^{n+1} = h_{i,j}^{n+1} + (1 - h_{i,j}^{n+1}) \phi_{i,j}^n \quad (21)$$

$$F_{i,j}^{n+1} = h_{i,j}^{n+1} + (1 - h_{i,j}^{n+1}) F_{i,j}^n \quad (22)$$

其中:

$$\begin{cases} \text{当 } \phi_{i,j}^{n+1} > 0, & F_{i,j}^{n+1} = 1 \\ \text{当 } \phi_{i,j}^{n+1} < 0, & F_{i,j}^{n+1} = 0 \end{cases} \quad (23)$$

为增加数值计算的稳定性,在收敛的前提下选择较大的步数可以缩短计算的时间,迭代收敛条件为

$$e = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \left| \frac{h_{i,j}^{n+1} - h_{i,j}^n}{h_{i,j}^n} \right| = 10^{-4} \quad (24)$$

通过求解控制方程后得到一个周期域油膜的压强场,对油膜压强积分计算油膜润滑特性参数。

总承载能力

$$W = (p_1 - p_2) v_1 \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} (F \sin \phi - 1) \tilde{\omega} d\omega d\theta \quad (25)$$

摩擦因数

$$\mu = \frac{F_1}{W_1} \quad (26)$$

摩擦功

$$F_1 = k_f (p_1 - p_2) v_1 \int_0^{\pi} \left(\frac{F}{k} \frac{\tilde{\omega}}{\tilde{\omega}'} + \frac{F}{2} \frac{\partial(F \sin \phi)}{\partial \omega} \right) \tilde{\omega} d\omega d\theta \quad (27)$$

油膜承载力

$$W_1 = (p_1 - p_2) v_1 \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} F \tilde{\omega} d\omega d\theta \quad (28)$$

侧滑油流量

$$Q_1 = \frac{k_f^2 (p_1 - p_2)}{12\eta v_1} \int_0^{\pi} \left(-\frac{\partial^2}{\partial \omega^2} \frac{\partial(F \sin \phi)}{\partial \omega} + \frac{F \partial^2(F \sin \phi)}{\partial \omega^2} (1 + (1-F) \sin \phi) \right) \tilde{\omega} d\omega d\theta \quad (29)$$

空化率

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

摩擦功率

$$F_1 = 32\eta v_1 \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} \left(\frac{F \partial^2 F}{\partial \omega^2} + \frac{F}{2} \frac{\partial F}{\partial \omega} \right) d\omega d\theta \quad (31)$$

侧滑油温升

$$\Delta T = \frac{F_1}{\rho_f c_f Q_1} \quad (32)$$

式中: v_1 、 ρ_f 分别为侧滑油的比热容和密度。

$$\omega_1 = \omega_0 + \delta \omega_0 \quad (33)$$

式中: ω_1 表示平均圆度; ω_0 表示进油圆度; 计算系数 δ 取 0.9。

3 数值计算结果及分析

3.1 油膜承载力分析

由图 3 (a) 可看出, 若槽型固定, 当 $W_1 < 8$ 时, 槽数增加, 承载力增大, 当槽数 N_1 为 8 时, 槽的承载力达到最大值, 其中三角形槽的承载力最大。当槽数一定时, 承载力最大为三角形槽, 并且油槽数目为 8~15 时为最佳承载力区。

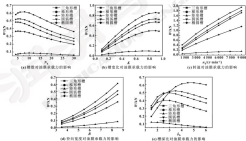


图 3 沟槽结构参数和工况参数对油膜承载力的影响

Fig. 3 Effect of groove structure parameters and working condition parameters on oil film bearing capacity: (a) groove number vs. bearing capacity; (b) groove width ratio vs. bearing capacity; (c) speed vs. bearing capacity; (d) initial width vs. bearing capacity; (e) groove depth ratio vs. bearing capacity

由图 3 (b) 可知, 槽宽比 k 为 0.4 时, 三角形

槽的承载力最佳, 矩形槽最差, 若槽型固定, 槽宽比

$k < 0.3$ 时, 槽宽比增大, 油膜承载力增大, 但是在槽宽比 $k > 0.3$ 时, 5 种槽型油膜承载力维持不变。图 3 (a) 和图 3 (d) 显示, 矩形槽油膜承载力与转速、径向宽度关系不大且最低, 其他槽型随着转速的增大, 油膜承载力增大, 其中在转速和径向宽度一定时, 三角形槽油膜承载力最大。由图 3 (a) 可知, 槽深比增大, 矩形槽承载力减小, 当槽深比 $k_1 < 2.5$ 时, 其他槽型则随着槽深比的增大而增大, 且 k_1 接近 2.5 时, 圆形槽的承载力最大。当槽深比 $k_1 > 2.5$ 时, 梯形槽、圆弧形槽和椭圆形槽随着槽深比的增大而承载力减小, 三角形槽随着槽深比的增大而增大, 若槽深比为定值, 三角形槽油膜承载力最大。

表 1 给出的数值拟合范围是通过数值拟合以求得的最优值。数值拟合的置信度为 95%。在推荐数值范围内承载力都能达到最优承载力约 90% 以上。



(a) 槽深比对流量影响



(b) 槽宽比对流量影响



(c) 转速对流量影响



(d) 径向宽度对流量影响

图 4 沟槽结构参数和工况参数对流量的影响

Fig. 4 Effect of groove structure parameter and working condition parameter on oil flow: (a) groove depth ratio vs oil flow; (b) groove width ratio vs oil flow; (c) speed vs oil flow; (d) radial width vs oil flow

可以看出, 随着工况参数、槽宽比、径向宽度的增大, 侧滑油流量增大。图 4 (a)、(c) 和 (d) 可以看出, 在槽深比、转速和径向宽度为定值时, 矩形槽对流量影响最大。由图 4 (b) 可知, 当 $k < 0.3$ 时, 三角形槽、梯形槽和椭圆形槽对流量影响几乎一样, 在槽宽比 $k > 0.3$ 时, 若槽宽比为定值, 矩形槽的流量最大。由此可知对流量影响最佳的是矩形槽。

3.3 润滑油温升分析

在恒定的轴向载荷 ($F = 30 \text{ N}$) 作用下, 研究在

表 1 沟槽型结构最优参数表

Table 1 Optimal parameters of groove structure

沟槽结构类型	三角形	梯形	圆形	圆弧形	椭圆形
承载力最大的槽数	8	4	10	6	3
推荐的槽数范围	4~18	4~12	3~20	4~15	4~15
承载力最大时对应的槽深比	4.75	2.66	1.66	1.02	2.66
推荐的槽深比范围	2.86~	1.79~	0.64~	2.02~	1.66~
比范围	6.99	8.27	1.32	6.08	4.84

3.2 润滑油温度分析

图 4 显示了沟槽结构参数和工况参数对侧滑油流量的影响。

不同的条件下由摩擦热引起的侧滑油温升, 以寻求具有较低的温度。图 5 (a) 显示, 5 种槽型的侧滑油温升随着槽宽比的变化规律一致。当槽宽比 $k < 0.3$ 时, 温升随着槽宽比的增大而快速下降; 当槽宽比 $k > 0.3$ 时, 温升随着槽宽比增大而缓慢下降。当槽宽比固定时, 矩形槽的温升最小。图 5 (b) 显示, 当径向宽度增大时, 5 种槽型的温升降低。在径向宽度为定值时, 矩形槽的温升最低。图 5 (c) 给出了转速对温升的影响, 转速越高温升越大。在相同条件

下, 聚形槽的温度较低。图5 (d) 显示, 5 种槽型的温升随着槽深比的增大而快速下降, 槽深比 $A_1 > 3.5$ 时, 曲线下降缓慢, 保持了较低的温度水平。槽深比一定时, 聚形槽温度低于其他槽型。

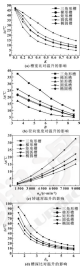


图5 沟槽结构参数和工况参数对温升的影响 ($W=70\text{ N}$)

Fig. 5 Effect of groove structure parameter and working condition parameter on temperature rise ($W=70\text{ N}$) (a) groove width ratio vs. temperature rise; (b) radial width vs. temperature rise; (c) spread vs. temperature rise; (d) groove depth ratio vs. temperature rise

3.4 空化率分析

由图6 (a) 可知, 随着槽深比的增大, 空化率降低。

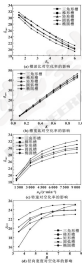


图6 沟槽结构参数和工况参数对空化率的影响

Fig. 6 Effect of groove structure parameter and working condition parameter on cavitation rate (a) groove depth ratio vs. cavitation rate; (b) groove width ratio vs. cavitation rate; (c) speed vs. cavitation rate; (d) radial width vs. cavitation rate

由图6 (b)、(c) 可知, 槽宽比和转速增大, 空

化率增大。若槽宽比为定值, 梯形槽空化率最小。由图 6 (d) 可知, 随着径向宽度的增加, 空化率增大。当径向宽度 $B < 4.5$ 时, 矩形槽的空化率最小。当径向宽度 $B > 4.5$ 时, 且径向宽度为定值, 梯形槽的空化率最小。

4 结论

(1) 当槽数 N 接近于 8 时, 5 种槽的承载力达到最佳, 其中三角形槽的承载力最大。并且油槽数 N 在 8~15 之间承载力较好。当槽深比 A 在接近 2.5 时, 圆弧槽的承载力最大。当槽深比 $A > 2.5$ 时, 三角形槽承载力最佳。在转速、槽宽比和径向宽度的影响下, 三角形槽油膜承载力最佳。但是对润滑油流量影响最大的槽型, 则是取形槽。

(2) 随着槽深比的增加空化率逐渐减小。其中梯形槽的空化率最小。

(3) 增加槽宽比、槽深比、径向宽度有利于降低温升, 其中取形槽的温升最低。

参考文献

- [1] 周仁涛, 周晓军, 高喜春. 瓦式齿形行星排行星轮轴向往复[J]. 机械工程师, 2008(2): 20~24.
- [2] JIANG J T, ZHONG X J, YANG F C. Study on axial force of planetary gear in compound planetary gear set and lubrication characteristics of its thrust washers[J]. Mechanical Engineers, 2009(2): 23~34.
- [3] KUCHUMOV C K, HILL R C, SAMUELSEN H C. On the film penetration and friction reduction lubricated by surface disruption[C]// ROYCHOU D, TWILLOE C M, COORE L M, et al. In: *tribology Dynamics*, Proceedings of the 14th Leeds-Lyon Symposium on Tribology-Leeds/The University of Leeds, 1998, (19): 145.
- [4] 陈仁龙, 纪杰, 李连成, 等. 螺旋槽上球面滚动轴承的端面周流润滑压力场特性[J]. 摩擦学工程, 2019, 33(4): 804~808.
- [5] CHEN R L, FU J L, LI L L, et al. Friction fluctuation characteristics of mechanical face sealing tribology of spiral groove in open-center pumping[J]. Journal of Design and Integration Machinery Engineering, 2019, 39(4): 804~808.
- [6] 周纪波, 周丁华, 魏旭. 径向直线槽面副密封空化特性数值

- 模拟[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(4): 603~606.
- [7] JI H, LIU D H, RUI C. Numerical simulation for cavitation of radial groove face seals[J]. Tribology, 2011, 31(4): 604~606.
- [8] 赵一刚. 车用圆锥型复调密封环润滑状态预测与动态特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2004.
- [9] KIM T H, LEE T W. Design optimization of gas foil thrust bearings for maximum load capacity[C]// ASME Turbo Expo 2003, Turbine Technical Conference and Exposition, Quebec, ASME, 2003.
- [10] 石平, 徐国平, 陈敬峰. 车削圆锥封圈面密封面周流润滑性能[J]. 润滑与密封, 2013, 38(4): 81~83.
- [11] SHI X, XU C P, LIU X F, et al. Hydrodynamic lubrication of mechanical surface with elliptic microtopography[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(4): 81~83.
- [12] 曾文成, 陈世杰, 梁斌. 车削圆锥封圈面周流润滑性能数值模拟[J]. 机械与液压, 2013, 38(3): 77~79.
- [13] LEE J H, KIM H J, CHOI S J, et al. Approximate computation on the thickness of variable-viscosity coating lubricating hydrodynamic seal[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 45(3): 77~79.
- [14] 王宏伟, 陈超, 赵喜春. 车削圆锥行星轮齿面周流润滑性能特性[J]. 摩擦学工程, 2012, 36(1): 60~74.
- [15] WANG H W, MA H, CHANG X J, et al. Hydrodynamic lubrication characteristics of planet gear thrust washers used in high-speed planetary transmission[J]. Journal of Design and Integration Machinery Engineering, 2012, 32(1): 60~74.
- [16] 尹明成, 陈国成, 向成武. 车削圆锥行星轮齿面周流润滑性能的影响[J]. 西北工业大学学报, 2019, 39(4): 607~614.
- [17] YIN M H, CHEN C H, CHANG C C, et al. Effects of micro texture on the dynamic characteristics of journal bearing[J]. Journal of North China Polytechnical University, 2019, 33(4): 608~614.
- [18] XU T H, SAMUELSEN F. Groove effects on thrust washers lubrication[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2): 289~294.
- [19] PAVYSE P, MALANOTTE P A. computational method for cavitation in a wavy mechanical seal[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(1): 199~204.
- [20] KIMURA H. C. cavitation algorithm[J]. Journal of Tribology, 1981, 103(3): 380~384.
- [21] KIMURA H, WANG Q. Steady state hydrodynamic lubrication modeled with the Pappe/Safford mass conservation model[J]. Journal of Tribology, 2012, 134(3): 808~814.

国内首套海洋钻井作业一体化智能系统装备研制成功

近日, 由青岛海陆工程技术有限公司自主研发的国内首套海洋平台钻井作业一体化智能系统装备通过专家验收, 并交付中石化胜利油田应用。

该智能系统研发为青岛海陆自主创新重大专项支持项目, 攻克了基于 8000 种神经网络控制技术、液压同步等特性分析技术、流力学多体仿真等关键技术, 达到国际先进水平。

实现了钻井井管柱实时检测或处理工艺、排管机械手深度学习控制方法等多项技术创新, 解决了管柱处理与操作集成化、一体化难题, 具有完全自主知识产权, 打破了国外技术垄断, 解决了钻井作业过程中效率低、劳动强度大、安全性差等问题, 可广泛应用于我国海洋及陆地石油钻井作业领域。

摩擦因数对鼓型组合密封圈密封性能的影响

李海宇 曹春玲 周巧峰 曾佑奎

(西安科技大学机械工程学院 陕西西安 710054)

摘要:采用 ANSYS 有限元软件对聚四氟乙烯和丁腈橡胶组成的鼓型密封圈进行数值模拟,研究密封圈材料摩擦因数对鼓型组合密封圈及其密封性能的影响。得到不同工况下鼓型组合密封圈的 Von Mises 应力、接触正压力和摩擦力分布。结果表明:在理论的正常工况条件下鼓型密封圈可以保证良好的密封;密封圈材料摩擦因数的大小对密封影响较大,较大的摩擦因数会使密封圈磨损加快。鼓型密封圈最佳的摩擦因数为 0.1 左右。

关键词:鼓型密封圈;非线性能材料耦合;摩擦因数;密封性能

中图分类号: TH42 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6953(2017)09-118-04

Influence of Friction Coefficient on the Sealing Performance of Combined Drum-ring

Li Haining CAO Chunling ZHOU Qiaofeng ZENG Youkui

(Mechinery Engineering College, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an Shaanxi 710054, China)

Abstract: The numerical simulation of the drum-ring consisted by polytetrafluorethylene and butadiene-nitrile rubber was carried out by using ANSYS software. The influence on seals and sealing performance by different friction coefficient was discussed, and the distributions of Von Mises stress, shear stress and contact stress of the drum-ring under different working conditions were obtained. The result shows that the drum-ring has good sealing performance under given normal operating conditions. The friction coefficient of the sealing ring material has a great influence in the dynamic seal, and larger friction coefficient will increase the wear of sealing surface. The optimal friction coefficient of drum-ring is about 0.1.

Keywords: drum-ring; nonlinear material coupled; friction coefficient; sealing performance

随着工业化进程的加快,液压设备也得到了快速发展,应用领域不断扩大,而对于液压设备的要求也在提高。尤其在煤矿中,液压支架是煤矿综采工作面中的核心设备,液压缸的安全无虞对于煤矿的安全生产起着关键性作用。液压缸的主要故障之一就是密封圈失效,密封圈失效导致工作面泄漏,使液压支架无法达到正常的工作压力,影响设备使用性能。为了解决泄漏问题,有些密封件生产企业盲目地增大密封圈的耐压增量,虽然暂时解决了该面泄漏的问题,但因为没掌握密封的核心原理,单纯地增大密封圈的耐压增量会导致该面的工作应力增大,能耗增加,甚至会使液压缸卡死,导致密封圈外胀、破裂等情况时有发生。而随着有限元方法的发展普及和计算机功能的增强,工程研究人员开始尝试使用有限元软件等数值模拟分析方法对密封性能进行分析研究。

鼓型组合密封圈是一种专门研制的针对乳化液为工作介质的液压缸密封元件,如图 1 所示。鼓型组合密封圈由聚四氟乙烯和丁腈橡胶 2 种材料组成,外圈材料为聚四氟乙烯,内圈材料为丁腈橡胶。本文作者采用 ANSYS 有限元软件对鼓型密封圈进行数值模拟,分析不同的摩擦因数对鼓型组合密封圈密封性能的影响,得到能满足密封要求的最佳摩擦因数。



图 1 鼓型组合密封圈

Fig. 1 Drum-type combined seal ring

收稿日期: 2016-10-01

作者简介: 李海宇 (1983—), 男, 硕士, 教授, 主要研究方向为液压件制造与密封。E-mail: 393627507@qq.com

1 鼓型组合密封副的非线性问题分析

1.1 超弹性材料本构方程

ANSYS 软件为超弹性材料的应力-应变关系提供了 2 种等效应力屈服准则, 分别是各向同性材料的 Von Mises 应力准则和各向异性材料的 Hill 准则。在各向同性材料中, Von Mises 应力准则和 Hill 准则具有一致性, 因此本文亦选取用 Von Mises 应力准则作为判断依据。

鼓型组合密封副由 2 种材料组成, 其外圈材料为聚氨酯, 内圈材料为丁腈橡胶。这 2 种材料都是超弹性材料, 具有高度非线性, 有极强的变形能力, 但是所受外力与形变的关系不在胡克定律使用范围内。应力与应变之间的关系不是线性变化的, 因此使用应变能密度函数 (W) 来表述橡胶和聚氨酯材料的性能。

$$W = \sum_{i=1}^n C_i (I_i - 3)^2 (I_i - 3)^2 \quad (1)$$

式中: C_i 为常数, 且满足 $C_n = 0$ 。

由于超弹性材料的体积不可压缩, 因此认为橡胶和聚氨酯的体积不会变化, 则应变变量 I_1 、 I_2 、 I_3 可以表示为

$$\begin{cases} I_1 = (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2) \\ I_2 = (\lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2) \\ I_3 = (\lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2) \end{cases} \quad (2)$$

采用两参数的 Mooney-Rivlin 模型进行分析, 应变能函数表示为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_2 - 3) \quad (3)$$

式中: I_1 、 I_2 为应变变量的两主不变量; C_{10} 、 C_{20} 为 Mooney-Rivlin 材料常数。

1.2 非线性材料耦合处理

鼓型组合密封副聚氨酯和丁腈橡胶 2 种材料的耦合接触是分析的重点所在。鼓型组合密封副的内圈弹性体和外圈密封体的接触面为不规则曲面, 通过创建“流体-流体”接触对来定义 2 种材料的接触耦合。在创建接触对时受到几何模型的接触部位, 但在鼓型组合密封副的模型中, 内圈与外圈之间的接触面不规则, 很难通过常规方法进行选择接触面, 通常选择 2 个体让软件自己识别接触位置。丁腈橡胶和聚氨酯都属于超弹性材料, 可以灵活选择接触面和目标面, 对搜索结果的影响不大。在这里选择三维接触单元 TARGE170 和 CONTA174 来模拟目标面和接触面, 通过设置材料属性和摩擦因数, 可以很好地模拟 2 种材料的接触特性。

“刚体-流体”和“流体-流体”接触对是接触问题的 2 个基本类型, 接触面中有一个为刚体时即为“刚体-流体”接触对, 在鼓型密封副中内圈和导向套

刚度远大于聚氨酯和丁腈橡胶, 故将其当作“刚体”处理, 鼓型组合密封副的刚度较小, 分析中视为“流体”, 在此选择“刚体-流体”两面接触单元。

2 高维流模型的建立

2.1 有限元模型

鼓型组合密封副主要用于液压及气液柱的精密密封, 以乳化液作为传动介质。在忽略偏心载荷影响的图视下, 鼓型组合密封副的结构、所受的约束和介质压力都是对称的。在建立模型时要做如下假设: (1) 接触表面几何上是光滑连续的曲面; (2) 接触表面的弹性滑动作用可以通过摩擦因数来体现; (3) 忽略乳化液温度变化对密封副的影响。建立的鼓型密封副模型采用 Smart Size 对密封副进行四面体智能网格划分, 有限元模型如图 2 所示。



图 2 鼓型组合密封副模型

Fig. 2 Model of drum-type combined seal ring

2.2 定义接触

三维鼓型组合密封副模型是以二维模型为基础在 CATIA 软件中旋转形成的。接触的定義在 2 种模型中是相对应的, 在分析模型中需要定义 4 个不同的接触对, 如图 3 所示。



图 3 鼓型密封副接触单元定义图

Fig. 3 Contact element diagram of drum-type seal ring

(1) 鼓型密封副之间的接触: 如图 3 中的面 A14、A15、A16 和面 A17、A18、A19 形成第一个接触对;

(2) 导向套和密封圈之间的接触:如图3中的面 A_2 和 A_1 、 A_3 、 A_4 形成第二个接触对;

(3) 沟槽壁和密封圈之间的接触:如图3中的面 A_5 、 A_6 、 A_7 和 A_1 、 A_3 形成第三个接触对;

(4) 沟槽底部与密封圈之间的接触:如图3中的面 A_8 和 A_1 、 A_3 、 A_4 形成第四个接触对。

2 有限元分析结果

按照组合密封圈的压缩率 $\alpha=7.3\%$ 、介质压力 $p=30\text{ MPa}$ 、密封圈厚度 $\alpha=2.5\text{ mm}$ 时,运用大变形分析条件下,经ANSYS软件分析后再进行云图处理,得到了静密封圈在不同工况状态和摩擦因数条件下的剪切应力、接触应力和Von Mises应力分布云图。

2.1 剪切应力

在静密封中,圈型组合密封圈内部分布剪切应力如图4(a)所示。由于密封圈受到挤压,内部剪切应力较大的区域是径向最大尺寸与沟槽唇和导向套接触面附近。随着摩擦因数的增加最大剪切应力区域不断扩展,由图5可以看到,剪切应力随摩擦因数的增加成线性变化。在动密封的应力云图图4(b)中,可以看到最大剪切应力依然出现在与导向套和沟槽唇接触区域。但是相较于静密封,最大接触应力区域面积增大。摩擦因数为0.2时剪切应力为2.9 MPa,当摩擦因数为0.3时剪切应力达到最大值36.5 MPa,已超过材料的许用剪切强度,会发生剪切破坏。



(a) 静密封



(b) 动密封

图4 剪切应力

Fig. 4 Shear stress: (a) static sealing; (b) dynamic sealing



图5 最大剪切应力随摩擦因数变化曲线

Fig. 5 Change curves of maximum shear stress with friction coefficient

2.2 接触应力

在静密封中,密封圈受轴向介质压力和径向挤压作用。由于挤压变形发生径向应变,密封圈与导向套和沟槽唇接触接触,最大接触应力出现在密封圈的密封面与导向套接触的区域,如图6(a)所示,并随着摩擦因数的增加而增大,如图7所示。当摩擦因数为0.2时出现了接触应力为最大值97 MPa,接触应力最小值出现在摩擦因数为0.05时,为43 MPa。

当该圈发生轴向移动时,由于摩擦作用接触应力相比静密封状态整体增大,最大接触应力区域扩大。如图6(b)所示。从图7可知,动密封在摩擦因数为0.1时,出现最小接触应力136 MPa;然后随摩擦因数的增加呈线性增加,当摩擦因数为0.3时出现了最大值243 MPa。静密封和动密封情况的最大接触应力分布相似,但是出现峰值的位置不同。



(a) 静密封



(b) 动密封

图6 接触应力

Fig. 6 Contact stress: (a) Static sealing; (b) Dynamic sealing



图7 最大接触应力随摩擦因数变化曲线

Fig. 7 Change curves of maximum contact stress with friction coefficient

目前判断密封副能否起到密封作用的主要依据是最大接触应力准则。在密封面上的最大接触应力如果



图8 Von Mises 应力

Fig. 8 Von Mises stress (a) static sealing; (b) dynamic sealing



图9 最大Von Mises应力随摩擦因数变化曲线

Fig. 9 Change curves of maximum Von Mises stress with friction coefficient

当活塞发生轴向位移处于动密封状态时, 由于活塞的运动及摩擦力作用, 最大 Von Mises 应力区域就在截面径向尺寸最大处。如图 8 (b) 所示, 最大 Von Mises 应力相比静密封增长更慢, 最大 Von Mises 应力值为 8.2 MPa。过大的 Von Mises 应力会导致密封副出现裂纹破坏, 影响密封性能。

4 结论

(1) 鼓形组合密封副在给定的正常工作条件下面

大于工作介质压力。侧面密封就能够保证良好的密封性能。从分析结果可知, 鼓形组合密封副在给定的正常工作条件下密封面上的接触应力最小值为 43 MPa, 最大值为 248 MPa, 始终大于介质压力 30 MPa, 可以保证良好的密封性能。

3.3 Von Mises 应力

当鼓型密封副装入密封沟槽中后, 受到活塞杆和导向套的压力作用而发生变形。径向最大尺寸处发生的变形最大。为预估变形的量, 由图 8 (a) 可知, 在受工作介质压力作用下, 密封副受到双唇唇形作用, 径向向外侧变形较严重, Von Mises 应力最大。在摩擦因数为 0.1 时出现拐点。如图 9 所示, 但整体随摩擦因数的增加呈现线性增长趋势, 最大 Von Mises 应力为 8.2 MPa, 摩擦因数对 Von Mises 应力的影响不大。

封面上的接触应力最小值为 43 MPa, 最大值为 248 MPa, 始终大于介质压力 30 MPa, 可以保证良好的密封性能。

(2) 密封副材料摩擦因数的大小对动密封影响较大, 较大的摩擦系数会使动密封副磨损加快。

(3) 鼓型密封副最佳的摩擦因数为 0.1 左右, 既能满足密封的要求, 同时相应的剪切应力和 Von Mises 应力较小。因此, 在密封材料研制时可采取相应措施保证密封时有着适宜的摩擦因数。

参考文献

- [1] 张洪才. ANSYS 14.0 理论教程与工程应用实例 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [2] 康延兵, 廖泽华, 刘金会. 车削密封副密封副的有限元分析 [J]. 液压与气动, 2003(3): 114-117.
- [3] BANSI J R, MANSUR F, LIU H H, et al. Finite element analysis and simulation on rotary shaft lip seal [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2003(3): 114-117.

SRV 模拟试验与 Mack T-9 台架试验的相关性研究

杨 鹤 宋海清 郝丽春 卢文彤 薛 颖 刘顺涛 张建荣

(中国石化石油化工科学研究院 北京 100083)

摘要: 柴油发动机基技术按照燃油中烟灰的含量大大增加, Mack T-9 发动机台架试验是 ASTM 标准中期求评价燃油对发动机造成的磨损, 但其评价时间超过 300 h, 不利于柴油机油的快速筛选。为了提高开发柴油机油的筛选效率, 利用 SRV 模拟试验评价 Mack T-9 台架试验柴油机油的抗磨性能, 对两者之间的相关性进行研究。试验结果表明, 选油与模拟试验结果的相关性较好, SRV 模拟试验压力试验 NR/S4/TOR32-2014 与 Mack T-9 发动机台架试验结果具有较好的相关性, 该方法可以以一定程度上预测油样的 Mack T-9 柴油发动机台架试验结果。

关键词: 柴油机油; Mack T-9 发动机台架; 模拟; 磨损; 模拟试验

中图分类号: T831.7.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-9263(2017) 09-0029-05

Relativity Study between SRV Simulation Test and Mack T-9 Bench Test

YANG He SONG Haiqing HAO Lichun LU Wentong XUE Ying

LIU Shuntao ZHANG Jianrong

(Research Institute of Petroleum Processing/SINOPEC, Beijing 100083, China)

Abstract: New technologies of the diesel engine make the test content in the lubricant highly increase. According to the ASTM standards, Mack T-9 engine bench test is used to evaluate the wear of the diesel engine due to the test. But the evaluation time is more than 300 h, which is not conducive to the rapid screening of diesel engine oil. In order to improve the screen efficiency of the developing diesel engine oils, the SRV simulation test was used to evaluate the anti-wear property of the lubricants after Mack T-9 bench test. The relativity between the two kinds of test methods was studied. Testing results indicate that the SRV lubricants extreme pressure (EP) test of NR/S4/TOR32-2014 and the Mack T-9 engine bench test have a good relativity in the testing results when diesel engine oils containing the carbon black similar in structure to the test are used in the SRV tests. This method can predict the oil sample test results of Mack T-9 engine bench.

Keywords: diesel engine oil; Mack T-9 engine bench test; simulation test; wear simulation test

开发新的柴油发动机技术如缸内喷射、废气再循环等改善了柴油机的性能, 但同时也增加了润滑油中烟灰的含量, 烟灰含量将会影响发动机寿命和柴油机油抗磨性^[1-3]。郑宏全等^[4]对铁路内燃机车柴油机油中的烟灰进行研究, 发现烟灰颗粒的晶体结构硬度很高, 烟灰质量分数高于 4% 的油品抗磨性能下降明显。KIG 等^[5]研究发现润滑油中的烟灰会阻碍油膜的形成, 并且会引起磨粒磨损。GROHSE 等^[6]利用扫描电镜模拟研究了烟灰对柴油发动机磨损的影响, 结果表明柴油发动机的磨损主要与润滑油基础油、烟灰含量及 ZrO₂ 有关, 烟灰含量的增加会加剧摩擦副表面磨损。

Mack T-9 发动机台架试验是 ASTM 标准中期求评价燃油对发动机造成的磨损, 是柴油发动机油规格 CF-4、CG-4、CH-4 指标中的一般试验^[7]。但是每一个油样的 Mack T-9 台架试验需要发动机连续运转 300 h^[8], 会耗费大量的人力物力。模拟试验具有简单、高效、经济性好等特点, 在润滑油评定中得到了非常广泛的应用。因此研究与 Mack T-9 台架试验相关性的模拟试验方法, 能够既经济又便捷地对柴油机油样进行初步筛选, 具有重要的实际意义。

雷德曼等^[9]研究了四球机与 Cummins ISM 台架试验的相关性。试验结果表明四球机磨擦试验能够有效区分含烟灰柴油机油抗磨性能。高树侠^[10]设计 SRV 试验机组广泛应用于润滑油模拟评定中, 该方法经济高效、数据重复性好。因此本文作者研究 Mack T-9 台架试验与 SRV 模拟试验之间的相关性, 采用 2 种方法来考察柴油机油的抗磨性能, 以指导高品质柴油

机油的开发。

1 试验过程及试验油样

标准 GB/T 6841-2005^[1]详细介绍了 Mark T-9 发动机台架试验过程。该台架试验分为 2 个阶段,第一阶段使机油产生速率最大化,第二阶段主要使发动机磨蚀最大化。试验结束后分析发动机的磨蚀情况。文中重点关注缸套的平均磨蚀深度。表 1 给出了试验中所用的柴油机油质量规格、温度规格、模拟台套,以及 Mark T-9 台架试验后缸套平均磨蚀深度。

表 1 Mark T-9 台架试验的柴油机油样品及基本试验数据

Table 1 Diesel engine oils and basic test data of Mark T-9 bench test

样品规格	质量规格	平均磨蚀深度 μm	平均磨蚀量及分量 wt%	
			T9-A	T9-B&C
T9-A	CF-4	16.73	1.6	1.69
T9-B	CF-4	26.22	1.5	1.5
T9-C	CF-4	16.31	1.5	2.31
T9-D	CF-4	16.22	1.5	1.82
T9-E	CF-4	17.37	1.9	1.96
T9-F	CF-4	16.66	1.5	1.54
T9-G	CF-4	16.89	1.7	1.52
T9-H	CF-4	11.3	1.5	1.65
T9-I	CF-4	16.4	1.5	1.6
T9-J	CF-4	17.9	1.6	1.64
T9-K	CF-4	15.77	1.7	1.6
T9-L	CF-4	16.3	1.5	1.55
T9-M	CF-4	16.33	1.9	1.82
T9-N	CF-4	27.6	1.6	1.62
T9-O	CF-4	30	1.5	1.5
T9-P	CF-4	16.23	1.6	1.7
T9-Q	CF-4	23.69	1.6	1.65

其中 SRV 模拟试验符合标准 GB/GB/T 6842-2010^[2] 和 GB/GB/T 6843-2014^[3] 所规定的试验条件和试验过程。

2 结果与讨论

2.1 Mark T-9 台架试验已用油样的 SRV 摩擦磨蚀模拟试验

在进行 Mark T-9 发动机台架试验的过程中,在不同的试验时间提取油样,进行 SRV 摩擦模拟试验,测试到磨蚀在模拟条件下的抗磨能力。试验条件和过程符合 GB/GB/T 6842-2010。试验完成后,使用数字显微镜测量并记录钢球表面磨蚀形貌。结果见表

2。由于油样量的限制仅对 7 个柴油机油油样进行了抗磨模拟试验。由表 2 可以看出,随着 Mark T-9 台架试验的进行油样的抗磨能力均呈现下降趋势,SRV 模拟试验的磨蚀磨痕直径变大,表面划痕加深,一些钢球在摩擦表面形成堆积。磨合期过后的初期 (1~3), 7 个柴油机油油样中 T9-C 的磨痕直径最大。由表 1 可知, T9-C 的台架试验结果在所有油样中也属于最差的油样之一。但是模拟试验磨痕直径最小的 T9-G, 其台架试验结果也属于最差的油样之一,这说明 GB/GB/T 6842-2010 并不能根据台架试验的初期油样预测出台架的结果。而在台架试验结束后,所有的油样再进行 GB/GB/T 6842-2010 标准试验时, T9-C 和 T9-G 的试验结果中无论是模拟试验磨痕的磨痕直径还是表面形貌在所有的油样中都是最差的,说明这 2 个台架试验结果最差的油样在台架试验的末期几乎丧失抗磨能力。但是 SRV 模拟试验磨痕直径最小的油样依然不是台架试验结果最好的油样。这说明 SRV 模拟试验磨痕直径的大小不足以评价柴油机油的抗磨性能。台架试验结果最好的油样是 T9-B, 表 2 中其磨痕下的球试样磨痕的大小和形貌几乎没有发生变化,说明了其抗磨性和稳定性较好。台架试验结果较差的 T9-C、T9-F 和 T9-G 在各阶段的抗磨性能变化的规律并不相同,这说明了不同添加配方体系在台架试验中的表现存在着差别。T9-C 虽然在磨合过后的初期磨痕磨痕直径最大,属于使用 GB/GB/T 6842-2010 标准摩擦模拟方法评价出来抗磨性能最差的油样,但是它在之后各试验阶段油样的抗磨性能变化不大,变化不明显,说明其在开始时油样的抗磨性能较差,但随着试验时间的增长,油样的各项性能并未发生变化,说明油样还是具有一定的稳定性。这种油样使用抗磨性能评定的标准试验方法进行筛选比较容易。而油样 T9-F 和 T9-G 在台架试验的初期抗磨性能较好,之后抗磨性能迅速下降,这种类型的油样在配方筛选的过程中使用现有标准试验方法进行筛选较为困难。从油样 T9-H 的磨痕照片可以发现,其磨痕表面磨痕主要来源于腐蚀性磨蚀,表面并不受太明显划痕。各试验阶段油样的抗磨性能也很稳定,而且随着台架试验时间的增长,其油样的磨痕直径甚至有下降的趋势,这些都说明了 T9-H 拥有明显不同的添加剂组成。其抗磨能力很可能来源于对金属表面的腐蚀性。而且随着台架试验时间的增长,油品的润滑性能并未发生大的改变。

由上述试验结果分析可知,利用 SRV 摩擦磨蚀模拟试验评定 Mark T-9 台架试验已用油样的抗磨性能,与 Mark T-9 台架试验结果之间的关系并不明

显, Mark T-9台架试验的润滑油样在 SAE 标准试验 NB/SSL/T 0882-2014 中并不能得到与台架试验的最终

结果。但是该模拟试验对润滑油性能稳定的油样进行筛选较为容易。

图 2 Mark T-9台架试验不同试验时间油样的 SAE 试验模拟结果

Table 2 SAE test wear wear topography of the steel balls lubricated by the oils at different testing times in Mark T-9 bench test

油样	run	run 100 h	run 200 h	run 300 h	run 500 h
T9-B					
T9-C					
T9-D					
T9-E					
T9-F					
T9-G					
T9-H					

2.2 Mark T-9台架试验用油样的 SAE 模拟试验

Mark T-9台架试验的第二阶段, 发动机转速为 1 250 r/min, 功率为最大功率 260 kW, 燃油室最大压力可达 30.7 MPa, 润滑油膜质量分数在 1.5% 以上, 由此可知 Mark T-9 台架试验考察的是柴油机油的模拟能力。因此下面将研究分析 Mark T-9 台架试验用油样在 SAE 模拟试验中的摩擦性能。试验符合

NB/SSL/T 0882-2014, Mark T-9 台架试验的 17 个油样的 SAE 模拟试验结果列于图 1 中。图 1 中 μ_{sa} 代表 SAE 模拟试验中的模拟摩擦值。其与 Mark T-9 台架试验缸套平均磨损深度线性回归的相关性系数 R^2 为 0.562 6, 呈弱相关性, 由此可以说明新油样的 SAE 模拟试验并不能准确预测出油样在 Mark T-9 台架试验中的最终结果。



图 4 新油样 SRV 模拟试验 OK 值与 Mark T-9 台架试验燃油平均磨痕深度的线性回归曲线

Fig. 1 Linear regression curve between OK load of new oils in SRV test and average wear depth of cylinder bore in Mark T-9 bench test



(a) 新油



(b) 灰黑 A1



(c) 灰黑 B1



(d) 灰黑 B2



(e) 灰黑 B3



(f) 灰黑 E

图 2 新油和灰黑的扫描电镜照片

Fig. 2 SRV photographs of neat and carbon Mark: (a) neat; (b) carbon Mark A₁; (c) carbon Mark B₁; (d) carbon Mark B₂; (e) carbon Mark B₃; (f) carbon Mark E



图 3 新油和灰黑的 Raman 光谱图

Fig. 3 Raman spectra of neat and carbon Mark

2.3 含有灰黑的 Mark T-9 台架试验燃油样的 SRV 模拟试验

在 Mark T-9 台架试验中烟灰的作用非常重要, 其初始颗粒的粒径在 20~30 μm 之间, 进入侧磨油的相互摩擦造成磨力吸附聚集形成 200~300 μm 的烟灰聚集颗粒。因此, 将烟灰引入到 SRV 模拟试验中是有必要性, 但烟灰是在发动机缸室中燃油不完全燃烧产生的, 不易得到。

为此, 选择 3 种市售粒径分布在 20~30 μm 之间的灰黑, 分别用灰黑 A、灰黑 B、灰黑 C、灰黑 D、灰黑 E 表示。使用扫描电子显微镜和 Raman 光谱, 对 3 种灰黑和 Mark T-9 台架试验中烟灰进行颗粒形貌和结构分析, 结果列于图 2 和图 3 中。

上的图像, 可以看出, 灰黑 D 具有与烟灰最相似的碳质颗粒形貌。图 3 是烟灰和灰黑的 Raman 光谱图, 也可看出灰黑 D 具有与烟灰最相似的碳质结构。因此, 选用灰黑 D 作为烟灰模拟物。

参照表 1 列出的 Mark T-9 台架试验燃油中烟灰的含量, 将灰黑 D 以 2% 质量分数加入列 Mark T-9 台架试验的 7 个新油样中, 按照 SAE/SAE/T 0823-2014 所述的方法进行 SRV 模拟试验, 测得这些油样的 OK 值。将含烟灰模拟燃油 OK 值与它们的 Mark T-9 台架试验结果——缸套平均磨痕深度的关系列于图 4 中。可知, SRV 模拟试验测得 OK 值 p_{OK} 与 Mark

T-9台架试验结果的相关系数 R^2 达到 0.756 6, 表明含铜类摩擦副的柴油机油, 其 SAE 模拟试验 OK 值与 Mark T-9 台架试验平均磨擦值有比较好的相关性。使用该方法可以在一定程度上预测 Mark T-9 柴油发动机台架试验结果。



图4 含铜类油料的 SAE 模拟试验 OK 值与 Mark T-9 台架试验缸套平均磨损深度线性回归曲线

Fig.4 Linear regression curve between OK load of new oils containing copper class in SAE test and average wear depth of cylinder bore in Mark T-9 bench test

3 结论

利用 SAE 润滑油摩擦磨损试验 Mark T-9 台架试验柴油机油的耐磨性能, 以建立两者之间的关联性, 得出以下结论:

- (1) 采用 SAE 润滑油摩擦磨损试验 NM/SH/T 0847-2008 评定 Mark T-9 台架试验的初期油样, 并不能预测出 Mark T-9 台架试验的最终结果;
- (2) 采用 SAE 润滑油模拟试验 NM/SH/T 0847-2008 评定含有与铜类摩擦副结构相似的类铜的 Mark T-9 台架试验油样, 模拟试验结果与 Mark T-9 台架试验结果表现出比较好的关联性。

试验结果将有助于利用模拟评定试验对柴油发动机台架试验油样初步筛选技术的发展, 有助于高档柴油机油的研究开发。

参考文献

- [1] 文立会, 赵正华, 周旭光. 铜、银、钼对柴油机油性能影响及解

- 决方案[J]. 润滑油, 2009, 30(3): 207-210.
- [2] AN W J, ZHANG T H, ZHANG Y C, et al. Influence of rust on the performance of diesel engine oil and solution method[J]. Lubricating Oil, 2010, 30(3): 207-210.
- [3] 张俊, 洪冲平, 王芳. 铜、银、钼对柴油机油性能的影响及解决策略[J]. 润滑油, 2012, 33(4): 64-67.
- [4] ZHANG Q, TIAN C F, HUANG X, et al. Study on influence of rust on diesel engine oil specification and its solution[J]. Lubricating Oil, 2012, 33(4): 64-67.
- [5] 赵正华, 张俊, 张俊, 等. 柴油机油抗铜腐蚀性研究[J]. 润滑与密封, 2013, 38(5): 109-112.
- [6] ZHANG T H, LIANG Y Y, LIU A L, et al. Performance study of an engine by rust in diesel engine oil[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(5): 109-112.
- [7] 刘志忠, 李卫平, 王丹. 铜、银、钼对柴油机油中铜类的影响[J]. 中国铁道科学, 2007, 28(4): 75-77.
- [8] LIU W T, LIU A L, HUANG Q X, et al. Study on the rust in lubricating oil by railway locomotive diesel engine[J]. China Railway Science, 2007, 28(4): 75-77.
- [9] KATO C C, FANROT C A, JAO T C, et al. Wear mechanism in Cummins M-11 high rust diesel test engines[J]. SAE Technical Paper, 1999.
- [10] CROSBIE S, BULLA S, GUTHRIE M. Effect of diesel rust contamination on an engine wear[J]. Wear, 2007, 262(9): 1119-1122.
- [11] 柴油机油, GB 11122-2006[S].
- [12] 卢文刚, 周旭光, 王芳, 等. 柴油机油 Mark T-9 试验分析[J]. 润滑油, 2009, 30(3): 81-86.
- [13] LIU W T, LIU A L, HUANG Q X, et al. The evaluation of diesel engine oils[J]. Lubricating Oil, 2009, 30(3): 81-86.
- [14] 张俊, 周旭光, 李小红. 铜、银、钼对柴油机油含铜类柴油机油的耐磨性能[J]. 润滑油, 2012, 33(3): 56-59.
- [15] LIU A L, XIE J C, XIE N H, et al. Study on the anti-rust performance of diesel engine oil containing rust based on a ball test machine[J]. Lubricating Oil, 2012, 33(5): 66-69.
- [16] 柴油机油性能评定法 (Mark T-9 法) (SH/T 0946-2009)[S].
- [17] 模拟润滑油摩擦磨损性能测试用 SAE 试验机油: NM/SH/T 0847-2008[S].
- [18] 润滑油抗铜性能测试用 SAE 试验机油: NM/SH/T 0847-2008[S].

单组白光金属有机框架材料研究获进展

中科院院士、中科院福建物质结构研究所设计合成的一类金属的三聚 MOF, 即 HMO-1 (HMO = hydrogenated Schiff base), 该 MOF 具有极高的孔隙率和大孔道尺寸。研究表明, 离子型中性化的有缺陷类 MOF 分子如聚光催化、多相催化、DMO 和 DMO, 能够轻易地引入到 HMO-1 中。分离得到蓝、绿、红色发光的荧光复合材料。进一步研究发现, HMO-1 中可同时引入红、绿、蓝三种发色团分子。通过调节它们的比例以及种类, 制备出许多高品质的单组白光复合材料。量子产率和颜色指数高达 28% 和 92。

该研究由中科院 MOF 中心研究员红、绿、蓝三色发光的发色团分子, 使得产生的白光更具可调控。进而可发现白光发光的各种材料; 同时, 创新性地在 MOF 主体中引入发色团类分子, 不仅扩展了 MOF 主体范围, 并且提高了材料的光电发色性能。该 MOF 白光材料的设计合成方法具有普遍的意义, 可用于其它优质的单组白光复合材料的制备。

(来源: 中科院福建物质结构研究所)

在用润滑油发射光谱分析技术评述^{*}

田洪祥 李 婧 孙云岭 龚小龙

(海军工程大学动力工程学院 湖北武汉 430033)

摘要: 阐述油液分析技术在机械状态监测与故障诊断领域中的成功应用和油料发射光谱技术的重要地位。发射光谱分析油样数据中包含 20 多个甚至更多的元素数据, 介绍对这些数据的分析方法, 包括门限筛选、聚类法、元素含量预测法等。分析发射光谱技术的主要应用, 包括监测润滑工况、诊断磨损故障、识别油料种类、判断润滑油氧化变质和检测油质污染情况等。指出油料发射光谱技术存在对尺寸大于 10 μm 的金属磨粒检测效率低、信息冗余度大等问题, 其在实际使用过程中必须与铁谱仪、分析式铁谱仪或颗粒计数器配合; 指出油料发射光谱技术需要提高大尺寸磨粒的检测效率。

关键词: 发射光谱; 油液分析; 状态监测; 故障诊断; 傅里叶红外

中图分类号: TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0845(2017)09-127-07

Review on Atomic Emission Spectroscopy for Used Oils

TIAN Hongxiang LI Jing SUN Yunling GONG Xiaolong

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan Hubei 430033, China)

Abstract: The successful application of oil analysis on the condition monitoring and fault diagnosis of mechanical equipment and the importance of the atomic emitting spectroscopy(AE spectroscopy) on the fault diagnosis of mechanical equipment were introduced. The methods of analyzing the data of more than 20 elements concentration containing in the AE spectroscopy analysis of oil sample were introduced, including threshold value method, clustering method and element concentration prediction method. The main applications of AE spectroscopy were analyzed, including lubrication condition monitoring, wear fault diagnosis, identifying oil type and judging deterioration of lubricating oil, and detecting oil contamination. It is proposed that the technology of oil AE spectroscopy is ineffective in the detection of the wear particles greater than 10 μm in size and information redundancy is large, and AE spectroscopy should be combined with ferrous debris monitoring device, analytical ferrography or particle counter in usage. It is pointed out that AE spectroscopy needs to improve detecting efficiency for large wear debris.

Keywords: atomic emitting spectroscopy; oil analysis; condition monitoring; fault diagnosis; FT-IR

机器油液分析仪已应用于机械状态监测与故障诊断中, 是寓情推理和以可靠性为中心的维修最为关键的技术手段之一。机器油液分析可监测润滑油质劣化程度的磨损和腐蚀痕迹, 可确定和量化侵入的污染物及重要的润滑油化学组成和使用后的失效产物等, 通过对机械设备实施油液分析, 可改善设备的安全性, 减少零部件损坏和降低维修费用, 增加设备的可用性和设备运行时的可靠性。常见的油液分析技术包括油料发射光谱、分析式铁谱、直读铁谱、铁量

仪、颗粒技术、傅里叶红外光谱技术以及理化性能(如温度、水分、闪点、机械杂质、酸值和碱值等)的分析等^[1-5]。其中油料发射光谱技术是最为常见、不可或缺的。

机器油液分析最初的研究和应用工作起始于 20 世纪 40 年代。1941 年, Denver, Rio Grande and Western Railway 采用直读式光谱仪加一些简单的理化性能测试以决定机车发动机的工况^[6]。1955 年, 美国海军航空站将光谱技术应用与飞机发动机的监测, 并取得了显著效果。美国海军是 1959 年开始将油液监测技术应用与飞机发动机的。1975 年 9 月, 美国成立了三军联合油液分析机构 JOAF (Joint Oil Analysis Program), 至 1979 年, 美军无论是陆地、空中还是舰船装备全部使用了油液监测技术。JOAF 不仅为美军服务, 也为北约集团各成员国军队提供保障。

* 基金项目: 湖北省自然科学基金项目 (2016CJ001430)。

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 田洪祥 (1963—), 男, 博士, 教授, 研究方向为机械状态监测与故障诊断。E-mail: tianhongxiang@njpt.cn

通信作者: 李婧 (1982—), 女, 博士研究生, 研究方向为船舶电机状态监测与故障诊断。E-mail: lijing@njpt.cn

ICAP 已在全球建立 300 多个油品实验室,可对飞机、舰艇、坦克、装甲车等军事装备的油品进行有效监测,并将其纳入装备的维修与日常保障条例,每年分析油样超过 300 万个。美国装备制造商卡特彼勒公司,为自己在公司的产品提供油品监测服务,每年分析油样超过 600 万个。不仅如此,世界著名的润滑油公司,也为自己的产品用户提供油品检测服务。

我国油品监测技术起步于 20 世纪 70 年代末,经过 40 多年的发展,油品监测技术已广泛应用于军事、铁路、矿山、机械、航空、船舶、石化等诸多重要领域,取得了巨大的军事、经济和社会效益^[2]。特别是将发射光谱技术应用于润滑油分析开创了从元素含量来监测机器磨损的方法^[3]。

1 典型油料发射光谱仪器的特点

油料发射光谱仪的原理:油液中的原子受到激发,会释放特定波长的光,其频率取决于原子的种类,强度取决于原子浓度、激发源发的热部分。常见油料发射光谱仪有等离子 (ICP) 和转盘电极 (RDC) 2 种。文献 [4] 规定的是激发源为转盘电极的原子发射光谱分析方法,英文简称 RDC-AES。在该标准的范围中明确表示,尽管使用转盘电极发射光谱可确定在用液压油或润滑油中的磨蚀金属和污染物,然而该仪器的标准使用的是油溶性金属离子,无法定量表示不溶性的金属颗粒总量。当油液中的金属颗粒尺寸大于 $10\ \mu\text{m}$ 时,其测量结果不能真实反映实际磨粒的含量。

文献 [7] 采用的是电感耦合等离子体原子发射光谱分析方法,英文简称 ICP-AES。其检测性能特点与 RDC-AES 类似,即利用油溶性金属离子作为标准校准仪器;仪器测量的元素含量与颗粒度大小有关,当金属颗粒大于几个微米时,测量误差偏低,然而对于离子状态和尺寸在几个微米之下的磨蚀金属颗粒,检测效果良好。

然而常常是大尺寸的磨蚀颗粒表征了磨损时的异常磨损。以某型常见的油料发射光谱仪为例,其标准配置是一次分析 18 个元素,23 个分析通道。其中 2 个是参考通道,可以根据需要增加或者删除元素。该仪器测油液中典型元素质量分数的分析范围是 $0\sim 1\ 000\ \mu\text{g/g}$ 。该仪器自动化程度较高,性能比较稳定,仪器的操作步骤包括使用前的调整、校准和校验,包括光学校准、完全标准化和日常标准化检查。该仪器还规定了标准测试过程中的重复性指标(标准偏差)和精确性指标(平均值)。该型仪器在某行企配备了 10 多台,最早购置的时间(20 世纪)与最近的(近几年)相比,有 30 多年的时间跨度,尽管

仪器最早使用的是 DOS 操作系统,最近采用的是 Windows 操作系统,但其相互之间的比对结果有较好的一致性^[4]。文献 [9] 报道了该型光谱仪的磨蚀金属颗粒测量结果不仅与颗粒直径有关还与颗粒含量有关,多种金属元素存在时,还有一定程度的相互的影响。

作为发动机的异常磨损,产生大尺寸(大于 $10\ \mu\text{m}$)磨粒时,发射光谱的检测效率低,对数据的分析处理,无论采用什么数学模型,以图例表示光谱仪无法检测出的金属颗粒信息是困难的。然而通过适当的数学方法或者逻辑,可以挖掘多种信息并部分信息监测下的润滑油和磨损副状态或故障特征。

2 发射光谱数据的分析方法

2.1 门限值法

首先是设备生产厂商给出的元素修改门限值,一旦达到,意味着设备出现了故障,对于生产厂商有给出门限值的设备,通过长期油样分析,积累数据,文献 [3] 给出了基于统计方法的发射光谱数据门限值的确定方法。制定可草的门限值的前提是:需要有足够的代表性的数据。具体有如下要求:第一,数据包含正常值和异常值;第二,异常值包含典型故障种类;第三,故障模式大约呈正态分布,正常数与异常数之比是 $20:1$,是单故障模式,不是多故障模式;第四,数据来源于同一型号的所有机器,且至少包含一个机器的完整大修期。如果机器数量足够多,如船舶、车队、飞机公司的发动机等,虽然没有覆盖所有阶段,可能也够了。必须注意的是,如果选择的是一部分机器,缺少一些故障模式,所得到的门限值就是错误的。

术语定义:

报警值——故障正在产生的早期警告;

危险值——故障已发展到严重阶段;

报警趋势——故障正在发展,可能需要采取措施;

危险趋势——故障快速发展,需要采取措施。

计算公式:

报警值: $\mu + 2\sigma$ 标准偏差;

危险值: $\mu + 4\sigma$ 标准偏差;

报警趋势: $\mu + 60\%$ 报警值;

危险趋势: $\mu + 90\%$ 报警值。

上述方法的应用对象是元素浓度从 0 或初始值一直向上变化的,如磨蚀元素铁、铜、铝、钨和锡等,如污染物元素钠、硅和硅等,然而对于添加剂的夜晚,其元素(如铜、铝)浓度值是朝减少的方向变化,其报警值和危险值分别是平均值与标准偏差的相

应指数之差。

门网前法的应用条件是,当分析油样涉及 30~40 个或以上时,就需要门网前法判断了。然而,必须注意,即使对于同样型号的机器由于使用环境不同、负载不一样或加载速率不同,其门网值也是不一样的。

2.2 主成分分析法

文献[14]利用主成分分析法分析油样的发射光谱数据。油样来自于实验室工作的某型 4 缸柴油机,改变工况和燃油喷射间隔以及工作负荷,一共有 6 种工况,典型工作油样 60 个,对光谱数据进行元素分类,可以清楚地看出磨损元素、添加剂元素(含氮高和含量低)、干扰元素和润滑油的成分(C 和 H 元素),从而可有效排除干扰元素的影响;对油样可根据工况分类,只要油样样本具有足够的代表性,主成分分析油样发射光谱数据可揭示不同元素的来源、监测工况和诊断磨损故障。文献[11]首先利用主成分分析法分析实验室配置油样的油料发射光谱数据,这些油样包括 C140、C140 柴油机油、液压油以及在其中加入不同含量的某型柴油机等部件磨屑、海水或冷却液微量污染的油样,共计 33 个,分析 3 种主要添加剂元素 Zn、P、Cu 等元素浓度。结果表明,所有油样均按照油品种类理想地进行了聚类;依据该研究结论,继续分析某型柴油机 117 个日常油样,油样中涉及 4 种润滑油,分别对选用不同种润滑油和同种润滑油柴油机油磨损产生的 Fe、Cr、Pb、Cu、Al 元素进行显著性检验,研究了润滑油的减磨性能。

2.3 因子分析法

文献[12]采用因子分析法分析了 60 个油样中 Fe、Cr、Pb、Cu、Al 5 种元素的光谱数据,这些油样属于实验室条件下某型 4 缸柴油机油在不同工况下的实际油样。分析结果表明,根据因子得分能有效地区别工况可油样进行分类;采用因子分析法对 117 个日常油样中 12 种主要元素的光谱数据进行分析,结果表明,公共因子能有效地对元素进行分类,根据因子得分能及时指出存在安全隐患的油样,计算综合得分,有利于进一步分析掌握油的磨损机制和磨损部位。

2.4 比例模型法

文献[13]介绍了利用油料发射光谱技术,分析某军用车发动机的油样,分析了主要磨损金属元素浓度值、浓度变化值和比例特性,计算了主要磨损元素之间的相关系数。

2.5 与 X-射线荧光光谱的比较

文献[14]介绍了利用 X-射线荧光光谱、原子发射光谱和 Pb-铁磁性磨粒分析仪监测在用润滑油中

铁磁性磨粒。结果表明与原子发射光谱相比,X-射线荧光光谱在监测大颗粒方面有优势。

2.6 与铁谱仪协同分析

文献[15]介绍了利用原子发射光谱分析仪和铁磁性磨粒检测仪分析在用润滑油中铁磁性磨粒。结果表明,原子发射光谱分析仪在分析大颗粒尺寸的铁磁性磨粒和浓度高的铁磁性小颗粒时,检测效率受到影响,而铁磁性磨粒检测仪可有效监测在用油中铁磁性磨粒的含量,与尺寸关系小。

文献[16]还介绍了利用铁磁性磨粒检测仪分析在用润滑油中非铁磁性磨粒磨粒,试验结果表明对于尺寸大于 167 μm 的磨粒粒是有效的,且浓度与硬度呈负相关。

基于电磁感应原理的检测仪,在检测在用油中尺寸小于 50 μm 的非铁磁性磨粒磨粒方面,其性能有待提高。

2.7 其他分析方法

文献[17]利用最大似然率密度估计的方法确定油料发射光谱元素浓度的门网值。文献[18]应用灰色理论中 GM (1, 1) 模型和 A 型灰色关联度对柴油机油监测数据进行分析,得出其高信息的情况下,GM (1, 1) 模型是数据监测和预测的有效工具。同时通过灰色关联分析,得出油样温度、润滑油发射光谱数据中磨损元素浓度值与直接铁谱数据的相关度。研究表明:尽管机械检测设备较为复杂,但其作为一个系统通常是比较稳定的,因此可以通过关联度计算确定油质监测参数间的密切程度,从而弥补诊断过程中信息不全的缺陷,有助于整个系统的运行状态的判断或部分指标的排列,或者为了节省监测成本,可以根据指标的密切度省去一些指标的检验。

在油料发射光谱数据异常监测方面,文献[19]较早报道了其研究,并投入实际应用的软件。该文献指出,美国的门网值规定为正常、临界、偏高报警值,以及异常趋势值(10%的增加量);而国内某柴油机的门网值除规定为正常、临界和异常外,还规定了趋势警告值和趋势异常值。在使用和维修过程中,需要动态修改油料发射光谱数据界限值,其原因包括:机器随使用时间的增加,磨损会增加;机器大修或更换磨损副后,磨损将发生变化;即使同一生产厂家生产的仪器设备,由于工艺、材料和科技进步等原因,可能使磨损规律发生变化;用户选择不同型号的润滑油也会对磨损有影响。

文献[20]通过油质光谱分析将发动机润滑油中各磨损元素的浓度值,以所得的浓度值为依据,对装备发动机运行状态进行识别研究。运用 BP 神经

网络方法区分发动机运行“正常”和“异常”2类状态。针对该方法表现出的分类准确率不高的问题,运用支持向量机方法进行解决。实例表明,支持向量机方法在装备发动机运行状态识别中更为准确可靠。

文献[24]采用油液发射光谱分析技术对某船用柴油机进行监测。可实时监测润滑油黏度海水导致的润滑油膜、锈等元素超标。

文献[25]建立了燃料发射光谱数据的比例模型,给出了比例模型参数拟合建立的方法,并应用比例模型对某型发动机进行实际的燃机状态监测。

文献[26]提出一种基于物元分析理论的新评判方法,用于分析润滑油的发射光谱数据。采用发动机燃机状态监测中综合评判的各种指标,根据计算出的综合关联度,实现对发动机燃机状态的监测。

文献[24]研究认为,在利用原子发射光谱对润滑油中的添加剂成分进行定量测定时,根据原子发射光谱仪的工作原理,选择校正曲线法定量。设计的可在测量精度范围内的添加剂元素含量用元素质量分数为0的空白标油进行稀释测量的方法。实际测量表明误差明显减少。

文献[25]针对发动机润滑油发射光谱数据,运用灰色趋势关联度分析方法,以稳定预测模型元素间的关联度为参照,对发动机燃机状态进行了监测。

文献[26]对燃料光谱分析进行描述,分别建立了光谱分析的元素质量分数、相关元素质量分数比、元素质量分数精度、相关元素质量分数精度比4个参数,将建立的4个参数用于柴油机台架综合试验数据的分析。

文献[27]分析了飞机发动机润滑油光谱分析原理的制定方法和存在的局限性。对于影响MOXA光谱仪检测速率的不同的润滑油基油种类、油品积分时间和金属存在方式进行了实验研究。建立了MOXA测定不同油品金属含量的相关关系,以及测定进口润滑油的工作曲线及其表达式。为动态调整光谱分析参数提供了理论依据。

文献[28]针对某型军装甲车辆综合传动的液力润滑油液进行长期光谱跟踪监测分析,综合其内部摩擦副的材料分析,根据油液中磨屑金属颗粒的浓度趋势分析,判断综合传动磨损状态,确定是否存在故障隐患,从而避免重大故障的突发。为装甲车辆实现病情维修提供理论和试验依据。试验研究证明,此方法能够有效地应用于动力传动系统的状态监测及故障诊断。

在分析燃料发射光谱数据的分析和控制方面,还

有人工神经网络^[29]、向量机测油方法^[30]、基于B-S理论理论的发动机信息融合故障诊断模型^[31]以及基于免疫原理^[32]的方法等。

2.8 与分形式光谱仪的协同分析

早在20世纪80年代前,文献[33]就报道了利用直读光谱、分形式光谱和光谱分析技术,对2台电力机车的齿轮进行了为期一年的监测,共取油样426个,全部油样均做直读光谱分析,如果值异常高,则进行分形式光谱分析,油样又被稀释处理;对于磨粒增粗的薄片油样,稀释后再做。对96个油样做了426个分形式光谱薄片,为了监测油样中的磨损活性磨粒,对部分油样进行稀释处理做薄片。为了对磨粒进行材质分析,对部分薄片进行了单元素处理。该方法不仅有效地监测到了异常磨粒,还分析找到了设计和工艺上的缺陷。同时分析中还发现由于没有按照规定的要求取样,一度导致监测数据出现波动。

在实验室条件下,模拟柴油机“拉缸”故障,利用柴油机润滑油样的光谱和铁谱联合诊断对“拉缸”进行监测^[34],可提前对故障进行早期预警,防止严重故障的发生。“拉缸”故障发生后,可以在不拆卸的情况下,利用合理的再磨合工艺达到自行修复的目的,这可以通过油样的光谱谱分析监测其过程。

文献[35]提出了从磨粒“磨痕”信息中获得被监测零件的磨损程度和预测趋势。其技术手段是分形式光谱和光谱。

2.9 与傅里叶红外光谱仪的协同

文献[36]介绍了应用燃料发射光谱技术和FT-IR光谱分析技术以及FQ分析等监测在用油液,可有效监测油质的老化、氧化、异常磨屑、水分和燃油污染等信息。

2 发射光谱的发展趋势

2.1 光电检测装置式谱

传统燃料发射光谱仪对大尺寸磨粒检测效率低下,在与传统发射光谱配合检测方面,有2种有效的方法,第一是分形式光谱;第二个是用强酸溶解油样中的金属颗粒,再做发射光谱。这2种方法的缺点包括:一是均耗时费力,对于大量油的油样分析,不具有可操作性;二是分形式光谱还依赖于操作人员的经验,用强酸溶解还涉及安全健康方面的事。为解决传统燃料发射光谱仪对大尺寸磨粒检测效率的低下问题,文献[37]采用了新型光电扫描器发射光谱(RFS-scanned fiber spectroscopy)分析方法。

文献[38]分析了转筒电极(RIG-rotating disc electrode)燃料发射光谱仪在油液监测中对大颗粒金

测效率低的缺点,描述了为提高大颗粒检测效率而做的改进,并提出了转盘电极过滤器光谱(RFS-rotating filter spectroscopy)方法。该方法包括2个分析步骤:首先是常规的发射光谱分析,其检测结果是油液中小颗粒或油性添加剂的元素浓度;然后在专用的装置上,将转盘电极置于油道里,采用抽真空/加压的方式对油样进行过滤。转盘电极的表面相当于过滤器,将转盘电极表面的颗粒冲洗干净后,再做发射光谱分析。该测量值是大颗粒的定性和半定量分析结果。

尽管RFS在很大程度上传递了传统发射光谱时大颗粒的检测缺陷。然而,从分析数据来看,对于较大尺寸($>45\ \mu\text{m}$)的金属颗粒,检测结果难以令人满意。其次是校准问题,仅仅依赖于有机金属原子,而不是实际的金属颗粒。因此金属大颗粒的检测数据是定性和半定量的。这些数据对于机器设备的状态监测和故障诊断而言是有益的。对于需要对油样做进一步费时、花费更高的分析(如分析式仪器)来说,RFS可作为筛选的工具。

3.2 与其他技术的联合应用

正如文献[34]所讲述的,在油液分析方面,需要标准,需要在线监测^[35],还需要多种信息的融合等^[36]。

4 结束语

发射光谱分析可识别在用油液种类、监测磨损工况、诊断磨损故障、分析润滑油的减磨性能,还可有效检测腐蚀产物、外来污染物(如进水、还原剂和金属冷却液等)、添加剂加量的有效性(铜、磷和锌等的化合物)等。分析发射光谱数据的方法包括:基于统计的门限值(也有称为界限值)、灰色关联、主成分分析、因子分析、物元、比例模型等。但油液发射光谱分析在用油样时,对大尺寸的磨粒颗粒不敏感,故需要能检测到大尺寸磨粒的方法配合,如:颗粒计数器、显微颗粒检测器、微量仪、分析式仪器和X-射线荧光光谱等。为全面监测润滑油的工况还需要与带紫外红外(FT-IR)光谱仪以及必要的理化性能指标检测相配合。

参考文献

- [1] Standard practice for in-service monitoring of lubricating oil for auxiliary power plant equipment,ASTM D6224-09[S].
- [2] Standard practice for in-service monitoring of mineral turbine oils for steam, gas, and combined cycle turbines,ASTM D6276-13[S].
- [3] FERN L A, REYN A M. Machinery oil analysis[M]. Illinois/Society of Tribologists & Lubrication Engineers, 2008:1-23.
- [4] XIAO H L. The development of spectroscopy in China (some personal reflections)[J]. Technology International, 2003, 26: 902-907.

- [5] 严平华,周文娟.国以铁:油液应用技术的现状与发展方向[J].中国机械工程,1997,8(3):302-303.
- [6] TAN X P, XIE T B, XIAO H L. Development of oil monitoring techniques and its tendency[J]. China Mechanical Engineering, 1997, 8(3):302-303.
- [7] Standard test method for determination of wear metals and contaminants in used lubricating oils and used hydraulic fluid by nebulizing flow electrode atomic emission spectroscopy, ASTM D 6224-09[S].
- [8] Standard test method for determination of additives elements, wear metals and contaminants in used lubricating oils and determination of selected elements in base oils by inductively coupled plasma atomic emission spectroscopy (ICP-AES), ASTM D 6224-13a[S].
- [9] 刘峰,周洪祥,陈德坤.油液发射光谱检测性能的大致空间比较研究[J].计量学报,2010,31(2):149-150.
- [10] LIU Y, TIAN H X, CHEN J L. The inter-laboratory comparison on the detection capability of the oil emission spectrometers[J]. Acta Metrologica Sinica, 2010, 31(2): 149-150.
- [11] 刘峰,周洪祥,陈德坤.油液发射光谱检测铁铜铝油中Fe、Al颗粒浓度研究[J].润滑与密封,2008,33(7):60-63.
- [12] LIU Y, TIAN H X, CHEN J L. Detection efficiency research on oil emission spectrometry for metal Fe & Al in the lubricating oil[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(7): 60-63.
- [13] 刘峰,周洪祥,周文娟.主成分分析在单型柴油机油谱数据分析中的应用[J].电液与气液分析,2010,30(3):779-782.
- [14] LIU Y, TIAN H X, GUO W Y. Application of pca in diesel engine oil spectrometric analysis[J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2010, 30(3): 779-782.
- [15] 刘峰,周洪祥,陈德坤.单-因子主成分分析的检测性能验证性实验[C]//2009年全国测试仪器学术研讨会论文集.由中国测试学会,2009:308-309.
- [16] TIAN H, TIAN H X, GUO W Y. Application of factor analysis in a type diesel engine (90A/C)[C]//Proceedings of 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechanisms Automation. Changsha: IEEE Computer Society, 2010: 612-615.
- [17] 周洪祥,陈德坤,张兆堂.单-因素型柴油机油谱特点及油液光谱分析新研究[J].内燃机学报,2008,22(8):871-876.
- [18] CAO J W, ZHANG F L, ZHANG Y T, et al. Study on wear characteristics and diagnosis based on oil spectrum analysis[J]. Transactions of China, 2008, 22(8): 871-876.
- [19] 刘永刚,岳新发,周志才.润滑油中磨粒的X-射线微谱测试方法研究与应用[J].润滑与密封,2013,38(3):90-97.
- [20] LIU D F, HUO X F, ZHOU Z C. Research and application of wear particles test method in lubricant based on reflect spectroscopy[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(3): 90-97.
- [21] 刘永刚,周洪祥,张兆堂.单-因子X射线微谱法检测油液磨损性磨粒检测研究[J].润滑与密封,2014,39(7):89-93.

- LIU T T, TIAN H X, JIANG T X, et al. Research on oil from magnetic particles detection based on giant magnetoresistance sensor [J]. *Lubrication Engineering*, 2004, 29(2): 89-93.
- [16] 王烈东, 孙云凤, 周洪林, 等. 基于电磁感应原理的流油中铜颗粒检测新方法研究 [J]. 计量与测试技术, 2003(8): 4-6.
- WANG H J, SUN Y L, TIAN H X, et al. Research on the new method of copper particles in oil based on electromagnetic induction principle [J]. *Metrology & Measurement Technique*, 2003(8): 4-6.
- [17] HONG H, LI X C, XIA Y C. Application of maximum entropy probability density estimation approach in constituting oil monitoring diagnostic criterion [J]. *Tribology International*, 2008, 40(4): 326-332.
- [18] 熊士兴, 李树村. 647262QA 型柴油机油液监测研究 [J]. 内燃机学报, 2009, 23(1): 84-87.
- CHEN H W, LI Z C. Research on oil monitoring for 647262QA diesel engine [J]. *Transactions of China*, 2009, 23(1): 84-87.
- [19] 王耀南, 周长松, 马彪. 基于发射光谱仪作油液分析故障诊断的早期识别问题 [J]. 润滑与密封, 2008, 26(4): 109-117.
- WANG Y Q, ZHANG C H, MA B. Threshold problems on fault diagnosis of the atomic emission spectrometer oil analysis [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2008, 28(4): 109-117.
- [20] 王正军, 张德林, 任国全, 等. 鲁棒类发动机运行状态监测 [J]. 四川航空学报, 2008, 28(2): 6-9.
- WANG Z J, ZHANG D L, REN G Q, et al. Recognition of working condition of equipment engine [J]. *Journal of Sichuan University*, 2008, 28(2): 6-9.
- [21] 向志伟, 张明, 王斌. 油液监测技术在船用柴油机故障诊断中的应用 [J]. 测速与测时, 2008, 24(4): 107-110.
- XIANG Z W, ZHANG M, WANG B. The application of oil monitoring techniques in the failure diagnosis of ship diesel engine [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 24(4): 107-110.
- [22] 向志伟, 张德林, 任国全, 等. 油液光谱分析识别模型的建立 [J]. 内燃机工程, 2004, 25(4): 34-37.
- CHEN J W, ZHANG P L, REN G Q, et al. Design of proportional model for oil spectrum analysis [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2004, 25(4): 34-37.
- [23] 俞叶, 陈成原. 谱分析方法在基于油液光谱分析的发动机磨损状态监测中的应用 [J]. 内燃机学报, 2008, 22(3): 285-293.
- YU Y, CHEN C W. Application of material units analysis method in the monitoring of working condition in engine based on oil spectrum [J]. *Transactions of CHICE*, 2008, 24(3): 285-293.
- [24] 魏海军, 于清波, 关德林, 等. 测速油中铜颗粒与铁光谱分析研究 [J]. 光谱学与光谱分析, 2008, 28(4): 736-740.
- WEI H J, YU H L, GUAN D L, et al. MDA spectral analysis of additive element contents in lake oil [J]. *Spectroscopy and Spectral Analysis*, 2008, 28(4): 738-740.
- [25] 陈志伟, 宋本, 陈卓强, 等. 测速油光谱铜铁元素分析在发动机状态监测中的应用研究 [J]. 测速与测时, 2008, 24(4): 107-109.
- CHEN Z W, MO B, CHU Z Q, et al. Application of correlation degree analysis of oil spectral data in condition monitoring of engine [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 24(4): 107-109.
- [26] 魏海军, 尹峰, 王立志, 等. 测速油光谱分析铜铁信息研究 [J]. 测速与测时, 2008, 24(4): 103-105.
- WEI H J, YIN F, WANG H Z, et al. Study on the character information of spectrum analysis of lubrication oil monitor [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 24(4): 103-105.
- [27] 张德林, 熊士兴, 张永国, 等. 航空发动机润滑油光谱分析模型预测方法研究 [J]. 测速与测时, 2008, 24(4): 95-97.
- ZHANG D L, XIA H B, ZHANG Y C, et al. Research on the establishment of threshold of aircraft engine based on oil spectrum analysis [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 24(4): 95-97.
- [28] 熊长松, 马彪, 马彪. 基于油液光谱分析的混合动力状态监测识别研究 [J]. 光谱学与光谱分析, 2008, 28(7): 734-737.
- XIANG C S, MA B, MA B. Test criteria in state monitor of PHEV by oil spectrometer analysis [J]. *Spectroscopy and Spectral Analysis*, 2009, 29(7): 738-739.
- [29] 张向华, 熊军, 周以强. 基于神经网络的设备故障光谱分析 [J]. 武汉交通科技大学学报, 2008, 28(4): 512-515.
- ZHANG X W, XIE J, ZHANG H L. Spectrum analysis of an equipment oil sample by means of network [J]. *Journal of Wuhan Transportation University*, 2008, 24(4): 512-515.
- [30] 吕明, 贺石中, 董小利, 等. 油液监测数据的人-神总网络及支持向量网络方法分析 [J]. 测速与测时, 2008, 24(11): 117-120.
- LYU M, HE S Z, DONG X L, et al. Analysis on artificial neural network & support vector machine in prediction of oil analysis data [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 24(11): 117-120.
- [31] 王正军, 张德林, 任国全, 等. 基于 DA 证据理论的发动机燃油融合故障诊断模型 [J]. 测速与测时, 2008, 24(4): 74-77.
- WANG Z J, ZHANG D L, REN G Q, et al. Engine information fusion fault diagnosis model based on the DA evidence theory [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 24(4): 74-77.
- [32] 向志伟, 张德林, 任国全, 等. 一种基于油液光谱分析和光电原理的内燃机磨损的诊断新方法 [J]. 内燃机工程, 2008, 29(1): 77-80.
- CHEN J W, ZHANG P L, WU D H, et al. A fault diagnosis approach of engine using immunological theory and spectrometric oil analysis [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2008, 29(1): 77-80.
- [33] 董以强. 用油液光谱分析方法监测机车磨损 [J]. 武汉水电工程学报, 1994(2): 35-37.
- DIKHO H L. Application of tomographic and spectrographic analysis in the monitoring of processes for advanced passenger trains [J]. *Journal of Wuhan Institute of Water Transportation*

- Engineering, 1998, 21(2): 27-34.
- [9] 黄桂洪, 张德明. “拟合”故障诊断及自行修复[J]. 海军工程学院学报, 1998(2): 1-12.
- HEUNG K H. Monitoring the serious wear of diesel engine and self-repairing[J]. Journal of the Naval Academy of Engineering, 1998, 21(2): 3-12.
- [10] 严新平, 谢文娟, 李健明, 等. 一种柴油机磨损故障预测模型与试验研究[J]. 摩擦学学报, 1996, 16(4): 358-366.
- YAN X P, XIE W B, LI X F, et al. Prediction model and experiment for wear of RNTDARA 20 diesel engine[J]. Tribology, 1996, 16(4): 358-366.
- [11] 刘永凤, 石磊. 应用 PT-10 红外光谱分析技术对柴油油进行监测研究[J]. 石油商技, 2011, 29(3): 80-83.
- LIU Y F, SHI L F. Research on monitoring used oil by PT-10 spectra[J]. Petroleum Products Application Research, 2011, 29(3): 80-83.
- [12] ANDERSSON D P, LUKAN M X, ANDERSSON R, et al. Random filter approximation: a method for multi-dimensional analysis of particles in used lubricating oil[J]. Lubrication Engineering, 1999, 55(10): 567-605.
- [13] LIUKAS M, MURKIN R J, ANDERSSON D P. Random filter approximation: a recently improved method to detect and analyze large wear and contaminant particles in fluids[J]. Journal of ASTM International, 2009, 2(3): 1-12.
- [14] 严新平. 油质监测及本际事故多起原因的思考[J]. 中国设备工程, 2000(2): 60-64.
- YAN X P. Think of constructing criterion system of oil monitoring technology[J]. China Plant Engineering, 2000(2): 63-64.
- [15] 严新平, 廖月雷, 毛军红. 在线油液监测技术挑战与展望, 2011年全国在线油液监测技术专题研讨会综述[J]. 润滑与密封, 2011, 36(10): 1-3.
- YAN X P, ZHANG Y L, MAO J B. Development status and research spots of on-line oil monitoring technology[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(10): 1-3.
- [16] YAN X P, ZHANG C H, LI Z Y, et al. A study of information technology used in oil monitoring[J]. Tribology International, 2008, 42(10): 879-886.

(上接第 106 页)

- [10] 向建强, 周京, 宋新伟. 重载荷滑动摩擦试验机的研制[J]. 机电工程技术, 2009, 38(12): 83-88.
- XIANG J Q, ZHOU J, SONG X P. Development of heavy load sliding friction testing machine[J]. Mechanical and Electrical Engineering Technology, 2009, 38(12): 83-88.
- [11] 雷文杰, 王刚. 一种双向摩擦摩擦试验机的研制[J]. 机械设计, 2009, 39(4): 887-886.
- WANG W J, WANG C. Development of a kind of variable grinding friction test face machine[J]. Machine Design and Research, 2003, 19(4): 66-68.
- [12] 熊向峰, 王世华, 周建强. 重载荷双向摩擦试验台及相关海洋摩擦学的研究[J]. 工程与试验, 2013(04): 1-5.
- XIANG C F, WANG J X, YAN F Y. Development of the friction tester of simulating deep sea high pressure and research on ocean tribology[J]. Engineering and Test, 2013(04): 1-5.

(上接第 110 页)

- [10] 冯文立, 李平, 张军, 等. 表面活性剂辅助六方相纳米氧化铜的水热合成及表征[J]. 河南科技大学学报: 自然科学版, 2009, 34(2): 96-99.
- FENG W L, LI P, ZHANG J, et al. Surfactant-assisted hydrothermal synthesis and characterization of nanosized 2H-MoS₂[J]. Journal of Henan University of Science & Technology (Natural Science), 2009, 34(2): 96-99.
- [11] 傅朝晖, 陈江平, 袁正志, 等. 聚乙二醇为分散剂的液相法制备 2H-MoS₂[J]. 无机化学学报, 2009, 25(8): 1170-1174.
- FU C H, CHEN J P, YUAN Z Z, et al. Preparation preparation of 2H-MoS₂ by addition of PEG as surface dispersion agent[J]. Chinese Journal of Inorganic Chemistry, 2009, 25(8): 1170-1174.
- [12] 傅朝晖, 傅朝晖, 陈江平. 表面活性剂对制备纳米 MoS₂ 颗粒的影响[J]. 石油学报(石油加工), 2009, 45(3): 676-680.
- FU C H, FENG X M, CHEN J X. Effect of surfactants on preparation of MoS₂ nanoparticles[J]. Acta Petrolea Sinica, 2009, 45(3): 676-680.

(上接第 120 页)

- [10] 周正, 张文电. ANSYS 14.0 有限元分析教程指南[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [11] 李海宁, 李丹, 李强. 基于 ANSYS 的橡胶密封唇齿面有限元分析[J]. 润滑与密封, 2019, 45(4): 82-88.
- LI H N, LI D L, LI X S. Finite element analysis of polyurethane latching based on ANSYS[J]. Lubrication Engineering, 2019, 45(4): 82-88.
- [12] 于国生. 液相封固有限元分析与研究[D]. 天津: 天津理工大学, 2012.
- [13] 傅朝晖. 液相封固器 D 型密封齿的研究与有限元分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [14] 徐同江. 基于 ANSYS 的 D 型密封唇齿的有限元分析[D]. 济南: 山东大学, 2012.

重油催化裂化装置主风机电机油封技术改造

陈春明

(中国石化天然气股份有限公司广西石化分公司 广西扶南 535008)

摘要:分析炼油厂重油催化裂化装置主风机的电机油封漏油问题,指出漏油时,油封和检查装置均不能满足要求,以及轴瓦与油封间油膜过大是导致油封磨损过大的主要原因。通过改善油封体,油封和检查装置结构,以及改善油封结构,如在油封的前端加上一道挡油环,调整轴瓦与油封间的间隙等,解决了电机油封漏油问题。

关键词:电机;油封;技术改造;重油催化裂化

中图分类号: TQ42 **文献标志码:** B **文章编号:** 1000-0682(2017) 09-116-03

Technical Reformation of Main Air Blower Motor Oil Seal in Heavy Oil Fluid Catalytic Cracking Unit

CHEN Chunming

(Petro China Guangxi Petrochemical Company, Qionghou Guangxi 535008, China)

Abstract: The problem of leakage existed in the main air blower motor oil seal in heavy oil fluid catalytic cracking unit was analyzed, the main reasons that caused the large leakage of the oil seal were pointed out, such that the materials of the oil seal body, the oil seal and the tension spring can not meet the requirements, the oil film between the bush and the oil seal is too large. Through improving the materials of the oil seal body, the oil seal and the tension spring, and improving the oil seal structure such as designing an oil retaining ring in the front end of the oil seal and adjusting the clearance between the bush and the oil seal, the problem of leakage of the motor oil seal was solved.

Keywords: motor; oil seal; technical reformation; fluid catalytic cracking unit

随着国家实施绿色发展战略与循环低碳经济,对能源的高效利用提出了更高要求。随着石化装置处理量的增大,炼厂回收利用再生烟气压力能,将大幅度降低装置能耗并增加经济效益。在实际运行过程中,烟气回收系统节能效果显著,但坏故障却十分恼人。由于炼厂与主风机等通常在高湿、高温的腐蚀环境下,且受到高速粉尘气流的冲刷,存在着大量的突发性、偶合性和随机性故障,是石化行业中故障率最高的设备。其中,炼厂主风机组等油封磨损与故障处理是关键薄弱环节^[1-4]。分析油封的制造和维护技术,有助于揭示主风机组等设备故障模式、故障原因和影响规律,以期进一步保障大型石化装置安全经济与可靠运行。

1 故障背景

某厂250万t/a重油催化裂化装置主风机组由烟机、驱动风机、变速箱、电机等系统部件,以及辅助

子系统(润滑油系统、空气过滤器等)组成。其中电机为国内某电机厂制造的28MW异步电动机。

炼厂主风机组一旦出现油封异常或磨损故障,不但造成能量损失^[5-6],甚至引起装置停工,将直接影响到整个重油催化装置的运行周期和能耗水平,以及重油裂化产品的品质。原厂电机在设计制造中标准低,存在着多缺陷。在运行周期内油封处磨损严重。

2 原因分析

经现场对各主风机组电机的配件及相关制造数据进行综合分析,可油封磨损的主要原因归纳为以下几点:

(1) 安装油封的油封体原材料为铸造低碳钢。在生产制造时,铸造件需要人工消除应力,防止变形。原厂在加工中时效处理的效果不好,使用一段时间后油封体发生了几何变形,使其端面不能与主机主轴承封面很好地贴合,密封面之间存在着磨点。

(2) 油封为塔手中间分结构。在长期运行中原油封材料产生硬化变形,使其不能很好地与轴表面贴合,致使塔手中间分位置与轴磨损严重^[7]。上下部分间隙过大,产生磨点。

(3) 油封预紧长度过长且拉力不够,致使油封磨

- [2] 谭建伟, 王志成. 隐影: 静置时间对力学可靠性与完整性的设计控制[J]. 网络与通信, 2007, 42(4): 119-120.
- TAN J W, LIAN Z C, WU J. Safe and integrity analysis for the reliability design control techniques of rubber and plastic sealing [J]. *Automation Engineering*, 2007, 42(4): 119-120.
- [3] 郝旭东, 王志明, 黄兴. 车-路对接技术的发展与展望[J]. 通信与网络, 2009(4): 4-11.
- HAO X D, WU Z M, HUANG X. State-of-the-art and

future development of sealing technology [J]. *Hydraulic Pneumatics & Seals*, 2009(4): 4-11.

- [4] 周永华. 机械密封实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [5] 陈野华. 基于有限元模拟的密封性能分析[J]. 网络与通信, 2010, 43(5): 130-133.
- CHEN Y P. Analysis of oil seal abrasion based on finite element simulation [J]. *Automation Engineering*, 2010, 43(5): 130-133.

《汽车零部件》征稿启事

《汽车零部件》(Automobile Parts)是由国家科技部主管, 中国科学技术信息研究所、中国汽车零部件工业协会主办, 机械工业汽车零部件产品质量监督检测中心承办的以汽车零部件技术发展内容为内容的技术类科技期刊, 每月 28 号出版, 国际刊号 1674-1674-1986, 国内统一刊号 CN31-3661/TH, 面向全国公开发售。《汽车零部件》内容上侧重技术介绍, 涉及理论研究、产品设计制造工艺技术、设备使用维修和技术改造方面的最新科研成果生产和国内外最新发展动向。刊物的主要栏目: 学术决策者, 研究与开发, 检测与维修, 动态与综述, 技术新视野, 市场与信息等。

来稿要求:

(1) 来稿内容应突出市场信息分析的准确性和来源的可靠性, 技术内容的先进性、新颖性、实用性。稿件的格式顺序: 题目、作者姓名、工作单位、所在省市邮编, 800 字左右的中文摘要及 3-4 个关键词。正文部分(一般包括引言、主体部分、结束语、参考文献等, 方法、结果、讨论、总结等), 参考文献。作者简介(包括姓名、出生年、性别、学位、职称、研究方向、E-mail); 科技性论文还应加英文题名、英文的作者单位、英文摘要及英文关键词。文中使用的物理量、单位、符号必须符合中华人民共和国国家标准。

(2) 文章行文表述要正确、通顺, 引用数据和资料应可靠准确。

(3) 文末请附上作者的通信地址、邮编和联系电话。

(4) 插图应为计算机制图, 制图布局合理, 图形

清晰, 比例适中。

(5) 参考文献的著录项目要齐全(可参考 GB/T 7714-2015《信息与文献 参考文献著录规则》), 必要时提供参考文献对应的英文译文。需注意的是, 只需给近期刊登文献的英文译文; 文献标题不能自己翻译, 查原文照录; 若原文无英文, 不必做注。

(6) 若来稿为国家自然科学基金等国家或部委的重点基金资助, 或获得过国家或部委的奖励, 请在文章第一页的左下角注明。

(7) 一篇不得抄袭, 一稿一投权事宜由作者负责。文责由作者自负, 在尊重作者文意的基础上, 编辑部有权对稿件进行删改, 45 天内通知录用结果。

由《汽车零部件》杂志上发表的文章, 被中国核心期刊(遴选)数据库、万方数据数字化期刊网、中文科技期刊数据库、中国学术期刊网络出版总库、CNKI 系列数据库及超星期刊域出版平台全文收录。作品一经录用, 即视为同意将其网络传播权及电子发行的权利授予本刊。如作者不同意文章编入上述数据库, 请在来稿时声明, 本刊将做适当处理。

投稿网址: www.qplbj.com

编辑部电话: (020) 32585313

传真: (020) 32599659

地址: 广州番禺地区平海路 828 号

《汽车零部件》杂志社

邮政编码: 510700

《汽车零部件》编辑部

石化设备导热油结焦问题及其健康状态维护研究

张伟东

(中国石化天然气股份有限公司广西石化分公司 广西钦州 515008)

摘要:结焦是导热油相关设备在运行过程中常遇到的问题,结焦物引起管路堵塞、传热效率下降、管路交叉处还有管路爆裂引发重大事故等。以某石化公司的聚丙烯压机为例,分析导热油结焦相关的油品理化指标及结焦物的成分判定,指出聚丙烯压机的结焦是由于油膜温度明显高于监测温度及导热油流速过低导致的。分析导热油结焦引发的隐患和危害,并阐述导热油及其设备健康状态维护的方法。

关键词:导热油;结焦;隐患;健康状态维护

中图分类号:TK227.2 **文献标志码:**B **文章编号:**1000-9360(2017)09-177-04

Research on Coking Issue and Health State Maintenance of Heat Transfer Oil

ZHANG Weidong

(Petro-China Guangxi Petrochemical Company, Qinzhou Guangxi 515008, China)

Abstract: Coking is a frequently happened phenomenon of heat transfer oil. The coking may cause blockage of pipe, decrease of heat transfer efficiency, even fire due to pipe burst. This physicochemical index and chemical composition of coking were introduced. It was pointed out that the coking of polypropylene extruder is due to the temperature of the oil film is obvious high the monitoring temperature and the flow velocity of heat transfer oil is too slow. The hazards caused by coking of heat transfer oil were analyzed, and the health state maintenance methods of heat transfer oil and relative equipments were discussed.

Keywords: heat transfer oil; coking; blocking; health state maintenance

导热油是一种有机热载体,也被称为热载体油,是用于间接传递热量的一类热稳定性较好的专用油品。导热油由于具有加热均匀、温度控制准确,能在低温汽压下产生高温,传热效果好、节能(比蒸汽系统节能约25%),热容量大,运行维修成本低、储运和操作方便等特点,被广泛应用于石化行业,例如石油裂解化工、炼化装置设置、烷基苯联合装置、轻烃回收装置、脱蜡精制系统、聚丙烯压机等^[1]。导热油可以分为矿物油型合成油型2大类。前者是石油加工过程中某段馏分精制后调配成低凝加氢精制,后者是以石油化工产品为原料,经有机合成工艺制得。导热油的组分有二苯型、联苯、联苯及其低沸点混合物。常见的类型有烷基萘型、烷基联苯型、氯化三联苯型等。

导热油的结焦问题几乎是所有导热油相关设备面临的难题。导热油相关设备会因结焦而影响换热效

率,造成能耗增加、换热接触面温度过高,引起金属变形。极端情况下会因堵塞导致火灾,成为安全事故隐患^[2]。

1 设备导热油结焦机制

导热油结焦物的形成大致分为3个阶段^[3-5]:

(1) 沥青质生成与诱导阶段。相关理论与研究表明,导热油在一定温度下,在所接触金属的催化下,会产生自由基R。自由基R会导致分子链的断裂,其中部分为带有自由基的易结焦母体。带有自由基的结焦母体通过聚合反应相互结合,使分子量增大。导热油按照烷烃→烯烃→芳香烃→稠环芳烃→胶质→沥青质的路线变化。胶质的分子量在400~10 000范围内,沥青质的分子量在700~40 000范围内。沥青质产生后会诱导更多的沥青质产生,即为诱导阶段。

(2) 沥青质吸附阶段。导热油中产生的大量沥青质无法溶于导热油而迁移并吸附于设备金属内表面。沥青质吸附后可能会进一步与金属发生物化反应,同时沥青质会发生裂解反应,生成结焦物。

(3) 沥青质硬化阶段。吸附的沥青质会因温度

上升等原因变得坚硬,并与金属表面紧密结合在一起。根据沥青质脱氢程度的不同,结垢物可以分为硬度较低的轻度结垢物(也称为海绵状垢),硬度中等的蜂窝状垢(也称中度结垢物)和硬度较高的深度结垢物(也称针状垢)。其中硬度较低的轻度结垢物是油品因受热解、热氧化或其他因素而聚合生成稠沥青状稠合物。在结垢过程中,稠碳、蜡质、无机盐、胶质、摩擦聚合物、外界杂质等均有可能被吸附并包裹在结垢物中。

导热油结垢主要发生于油膜处。油膜温度高于主体温度,油膜温度影响了结垢的速度。结垢速度的计算公式为

$$R_c = a_1 k_1 e^{-E/(RT)} \quad (1)$$

式中: R_c 代表结垢速度($\text{mg}/(\text{cm}^2 \cdot \text{h})$); a_1 为结垢时体系质量浓度(mg/cm^3); n 为反应级数; A 为前因子($\text{mg}^{1-n} \cdot \text{cm}^{2n}/\text{h}$); E 为活化能(kJ/mol); R 为通用气体常数($\text{kJ}/(\text{mol} \cdot \text{K})$); T 为温度(K)。

对于工业炉,目前业界公认的导热油结垢速度方程为

$$R_c = a_2 d^b / k_2 e^{-E/(RT)} \quad (2)$$

式中: R_c 代表结垢速度; a_2 代表方程参数; d 代表炉管直径; k_2 代表雷诺数。

从公式(2)来看,结垢速度 R_c 与导热油受热温度 T 和炉管直径 d 呈正相关,与油流速度呈负相关。

2 案例解析

某石化公司的聚丙烯压机筒体为挤压机的关键部件,它起筒体环、输送、融合聚丙烯的作用,而控制筒体温度尤为重要。筒体温度通过导热油泵调节导热油流量来进行控制。正常筒体温度维持在235~245℃,设定导热油泵为德国进口品牌,转速为2900 r/min,扬程为30 m,流量为35 m³/h,导热油为德国进口品牌合成导热油。

2005年3月底导热油泵出现不上油、压力低等问题。经加入200 L新导热油后故障有所缓解,但经过4个月运行后问题再次出现,于是决定对导热油泵进行检修。检修后发现导热油存在结垢问题。

将用在导热油泵与新油进行了检测对比,结果如表1所示。可以看出,相比于新油,在用油的运动黏度(30℃)增加约15%,总酸值增加了4.5倍,水分质量分数增加约34%,闪点也出现了显著降低。运动黏度的升高源于油品高温氧化,油分子发生聚合反应。由小分子聚合为大分子,增加了油品内摩擦力;酸值增加与油品氧化产生有机酸有关。同时,氧化过程中产生的焦炭会生成酸,产生的焦炭也会水解成酸。都会引起酸值增加;水分的存在可能会引起机

氧化剂等添加剂的水解,导致油品氧化增加,引发黏度升高,酸值增加;闪点的降低则是源于油品受热裂生成轻质组分。这些理化指标的变化均符合导热油结垢的典型特征。

表1 导热油理化指标检测数据

Table 1 The physicochemical testing data of heat transfer oils

名称	导热油 (在用)	导热油 (新油)
运动黏度(30℃)(m^2/s)	33.39	28.39
运动黏度(80℃)(m^2/s)	4.999	4.780
密度(20℃)($\text{g}/(\text{kg} \cdot \text{m}^3)$)	1 044.5	1 042.6
总酸值(以KOH计)(mg/g)	6.13	0.63
水分质量/%	4.8	2.09
闪点/闭点/℃	230	280
倾点/闭点/℃	200	215

根据红外光谱图特征吸收峰分析(见图1),该结垢物在波数为2 916、2 853、1 453 cm^{-1} 处的特征吸收峰符合更甲基(- CH_3)的红外特征。在波数为2 069、2 025、1 773、1 586、1 447、699 cm^{-1} 处的吸收峰符合单取代苯环(- C_6H_5)的红外吸收特征。整体吸收特征符合二苯基甲烷的红外特征。判定该结垢物为二苯基甲烷。观察该结垢物外形,呈无定形的海绵状,用手触摸柔软,因此判定为轻度结垢物。

对于该压机筒体的导热油泵出现的不上油、压力低等问题和由于管道内结垢缩小了输油管路的流通面积,增大了摩擦阻力,加大了输送难度,降低了泵送压力所致。

结垢原因分析:(1)导热油油膜温度过高,虽然仪器监测记录显示设备运行温度一直控制在235~250℃范围内,但油膜处温度通常会明显高于监测温度,过高的热流密度加快了结垢物的生成。成为生成结垢物的必要条件之一;(2)流速过慢。通过对比验证表明,改进前导热油的流速为1.8 m/s,流速过慢是形成结垢物的原因之一,将流速调高为2.4 m/s后,同样条件下结垢速率明显降低。

采取除垢措施后,热油泵的耗电量消耗下降了21.5%,导热油热效率、运行压力均恢复正常。根据生产现场实际情况和设备特点采取以下整改措施:

(1)现场结合以上分析结果时系统是否存在过热暴及工艺杂质进入进行检查确认。同时及时对导热油系统进行检查处理,对行箱进行了全面清理,避免系统产生第二类结垢物。

(2) 对操作人员进行了专业技能培训,保证正确时段,对流道的流速和进出口温度、温度控制在允许范围内,同时加强过滤器压降、温度监控,及时清

洗或更换滤芯以保证过滤效果。

(3) 对导热油系统的密封件进行检查更换,防止空气、水分及其他污染物进入导热油系统。

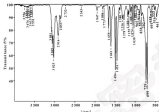


图1 结焦物红外光谱图

Fig.1 Infrared spectrum image of soot

3 设备导热油结焦引发的隐患和危害

由于结焦物是非结晶物质,导热油结焦会产生隔热层,导致传热系数下降、器壁温度升高、能耗增大。有研究表明,当导热油结焦厚度超过 30 mm 时,炉管内外壁温差会超过 300 ℃,假设炉管内温度要达到 250 ℃,炉管外的加热温度至少需要达到 550 ℃,持续的高温会引起炉管的氧化,当炉管受到内压压力的作用时会起起爆包,甚至引发爆炸,在火暴存在时引发重大事故。统计表明,导热油结焦是相应设备失火的主要原因。

导热油结焦过程是一个热氧化和热聚合反应。这类反应会引起导热油黏度增大、酸值升高、导热效率降低、设备汽蚀、蒸汽压高、系统超压、密封老化等问题,从而影响导热油发挥正常功能,进而影响生产。

4 导热油及其设备的健康状态维护

导热油的健康状态维护是一个系统工程,涉及到油品质量管控、定期监测、设备运行参数控制、设备保养等多方面的技术内容^[2-4]。

4.1 选择合适导热油系统进行入场验收

不同的导热油有不同的使用温度范围。其中与结焦有关的是其最高使用温度,不同的导热油最高温度为 200~400 ℃ 不等,应根据系统的最高加热温度来

选用。在质量管控方面,建议对入厂的每批次新油依据国标进行质量检验,严防不合格的导热油被使用到生产过程中。

4.2 对在用导热油进行周期性取样监测

导热油在使用寿命周期中是一个逐渐劣化的过程,温度、酸值、水分含量、残炭、闪点等常规劣化指标可以提供有用的油品劣化监测信息。此外,利用红外光谱技术确定导热油酸质、沥青质、结垢物成分或红外光谱特征,进而通过这些指标来监测结垢物的生成。根据现场的导热油结焦检验,可以确定导热油换油指标及温度、流速的控制指标,及时地换油或添加新油。

4.3 科学设计油循环系统

尽量减少弯头和阀门。弯头和阀门处应尽量光滑不易存渣并做成双管状;选用高质量环泵,及时清洗过滤器;确保导热油流速可控,在高温状态下的流速不低于 2 m/s。

4.4 合理控制导热油加热系统

对导热油系统的炉温度波动范围、流速、负荷、压力进行合理控制,避免急大升温(其升温速度应控制在 15~40 ℃/h),防止系统进入外界空气、水分及其他污染物;设备保温时需保持加热炉、导热油泵正常运行;每次启动设备、加热炉前应先开启导热

油泵,制定科学完整的操作规程,确保生产的正常运行。避免系统参数控制不当引起的堵塞发生。

4.3 对导热油加热器实施定期保养

定期对导热油加热器进行清洁保养,将内部的结垢物、杂质、油泥等清理干净,有利于减少胶质和沥青质的黏附;同时及时对加热器、导热油泵的密封情况进行检查,防止空气、水分、污物进入导热油循环系统。

4.4 导热油的清洗技术

导热油结垢物的清理是导热油相关设备日常检修的重要内容之一。目前,导热油清洗技术可以分为物理除垢法和化学除垢法两类^[4]。

4.4.1 化学除垢法

化学除垢法是利用由有机溶剂、表面活性剂、碱、络合剂、氧化剂、缓蚀剂、抑制剂、悬浮剂等物质等组成的清洗剂,通过加温、循环冲洗,达到除垢的目的。主要有无机试剂清洗法、溶解清洗法、复合清洗剂清洗法、有机溶剂清洗法。

(1) 无机试剂清洗法的步骤:排空导热油→拆卸清洗管路去除残留导热油→蒸汽吹扫接管路及拆卸→碱性清洗剂浸泡清洗→泄水冲洗→酸性清洗剂浸泡清洗→钝化。该方法清洗效率较高,操作过程中基本无毒害物质,清洗成本低。缺点是工序繁琐,容易造成管路腐蚀,必须在停机情况下操作,影响生产。

(2) 溶解清洗法的步骤:排空导热油→蒸汽吹扫管路→有机溶剂清洗液(有机溶剂+助剂+SA)→清洗。这种方法主要是使用专用的清洗剂,通过表面活性剂的增溶、浸润、吸附、乳化等分散原理,清洗剂渗透到结垢物与金属管壁内壁,使结垢物对金属壁的吸附力逐渐弱化,脱落、分散成悬浮的细小颗粒,进而形成乳化液或悬乳液,被清洗出来。

(3) 复合清洗剂清洗法的步骤:排空导热油→蒸汽吹扫管路→复合清洗剂循环清洗。该方法的原理是结垢物被清洗剂浸润后管壁或胶束不断乳化,经多次连续循环冲刷后,黏附力下降的乳化物脱离管壁表面,进入清洗剂被清洗出来。复合清洗剂既能有效乳化、分散颗粒,也能有效地溶解有机氮化合物。工序简单,基本无腐蚀,但也在设备停机时操作。

(4) 有机溶剂清洗法的步骤:向运行中的导热油加入添加剂→随导热油循环定时→过滤回流。该方法利用的是有机溶剂添加与结垢物的相似相容原理。此方法可以在设备运行时不停机清洗,这类添加剂可以耐受高温,溶于导热油,不影响导热油的功能特性。操作也比较简单,是近年来较为常用的一种除垢方法。

4.4.2 物理除垢法

(1) 机械除垢法:该方法是用大小不同的塑料棒在压缩空气的高速喷射下,将结垢物从管路内刮削下来。该方法对设备没有损伤隐患,只是对导热油泵的弯头、盘管等位置除垢效果差。

(2) 热冲击除垢法:该方法是根据钢材和结垢物的热膨胀系数不同将护管加热到 200~600℃,然后急速吹入冷空气,大幅引起的热冲击使焦炭头与管路的黏附力而脱落下来。该方法的难点是如何对温度进行有效控制,以防止烧坏炉管。

(3) 高压水冲击除垢法:该方法适用于除去轻度和中等结垢物,除垢度结垢物效果较近而且需要拆卸炉管除垢。除垢后还需要修炉管,工作复杂,对炉管损伤较大。

5 结束语

导热油结垢问题是影响其油品和设备健康状态的主要因素,通过管控原油质量、控制油温温度、控制流速,能够有效地预防或减缓结垢物的形成。在结垢物处理方面,有机溶剂清洗法能实现系统除垢,根据具体情况应用多种除垢方法相结合的方式能够取得良好效果。

参考文献

- [1] 陶本功.导热油结垢机理、清洗技术与对策——新一代导热油[J].中国石化,1993(1):8-9.
- [2] 石海平,周月强,王刚.导热油垢对设备密封材料体系的影响[J].唐山陶瓷,2004,33(4):20-22.
- [3] 冯刚.导热油结垢机理与清洗技术探讨[J].工业锅炉,2008(3):40-42.
- [4] FENG H. Discussion on solid deposit mechanism and cleaning technology of the heat transfer oil[J]. Industrial Boiler, 2008(3):40-42.
- [5] 王化宇.导热油的结垢机理及清洗措施[J].宁夏大学学报(自然科学版),1998,19(2):142-145.
- [6] WANG H C. On color's mechanism and prevention of heat transfer oil[J]. Journal of Ningxia University (Natural Science Edition), 1998, 19(2): 142-145.
- [7] 李志鹏.导热油加热器结垢类型及控制策略研究[J].化工管理,2004(10):115.
- [8] 李林,杨通明.导热油加热器结垢问题的原因分析及控制[J].广东化工,2003(2):57-59.
- [9] FENG H, YUANG H M. Analysis and control the solid deposit in heater with normal oil[J]. Guangxi Chemical Fibers, 2001(2): 52-56.
- [10] 杨明强,张磊.导热油氧化结垢后的高压水射流清洗[J].清洗世界,2009,21(2):41-43.
- [11] YANG H Y, ZHANG H L. Cleaning of organic heating medium: catalyzed scale by high pressure water jet[J]. Cleaning World, 2009, 21(2): 41-43.

本公司研发生产的高强度布导向环，导向环具有耐高压、高机械强度、高耐磨、高弹性的特点，并于2013年被国家有关部门认定为国家重点新产品。并拥有自主知识产权，该产品经过用户使用和反复测试，其主要性能指标达到并超过国外同类知名品牌产品，完全可替代高压油缸导向环被进口的现状。特别是胶圈机油缸导向环特性尤为突出，公司以科技创新，技术过硬，诚信守诺为宗旨，真诚与您合作。



高强度耐磨圈布导向环

★产品特点

耐高压 耐摩擦 耐介质 高强度 抗撕裂

★材质特性

抗压强度高 抗磨强度大 层间粘合好

摩擦系数低 耐磨性特强 热尺寸稳定

★使用特性

品质卓越、规格齐全、质量稳定、经久耐用、不易损坏、延长油缸寿命、为液压设备油缸首选配件。



胶圈专用导向环



高强度耐磨圈布衬套



高强度耐磨圈布导向套

**通过ISO9001:2008
质量体系认证**

地址：河北省衡水工业园区
电话：0318-4388100
传真：0318-4388199
手机：13903181900 13703185575
网址：www.lin'er.net
邮箱：manager@lin'er.net
邮编：053000

