

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111期
www.mylub.com.cn



中文核心期刊

中国科学引文数据库来源期刊

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的各种轴承，应用于钢铁工业的轧机、连续铸钢等重工业场合。



轮缘轨道润滑技术

精确油气混合喷射装置，应用于高铁、动车、地铁等高速轮轨车辆的轮缘轨道润滑。



自动链条润滑技术

精确油气喷射式装置，应用于自动生产线上所有类型的运输链和传动链。

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：上海市宝山区陆浦路288号7号厂房
电话：021-66021505
网站：www.rebschina.com

邮编：200948
传真：021-66021508
邮箱：info@rebschina.com

REBS
Zentralschmiertechnik
Our target: NO FRICTION

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

Addr: Guangzhou, Guangdong, P. R. China

Editorial Committee

Chairman: GE Shiqiang

Vice Chairmen: ZHANG Siwei HUANG Ning

Advisors: WEN Shizhu XIE Yushui XU Hanchi
WANG Yuning LIU Jianbin

Members of Editorial Committee:

WANG Qian	WANG Haidou	WANG Lijia
LI Rui	YAN Naiping	LI Jun
LI Shu	LI Shouhai	HEJIE Yanqiang
ZHANG Yongqun	ZHANG Chendai	CHEN Guoxi
WANG Jiguo	SUNO Tianxin	ZHOU Zhongyong
ZHOU Feng	YAO Peiqiang	GAO Chenghai
GU Kai	QIAN Haimo	HUAN Chengping
HUANG Ping	HEJIE Xuefeng	NIK Xiangping
YU Li	LIU Zhongling	Z. Peng

Chief Editor: HE Shidong

Vice Chief Editor: YAN Fei

Editor: LIU Meichao LIU Na

Layout Design: HEJIE Lingjun

Tel: (8620) 32383313

Fax: (8620) 32389600

Web: www.cjml.com.cn

E-mail: cjml@pccw.com

Distributed Range: Distribution at home and abroad

Domestic Distributor: Newspapers and Publications
Board of Guangdong

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

- Effects of Service Time on Properties of Gasoline Engine Oil** WEI Lei LIU Jianfeng
JIN Yongqiang 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 Xiaoyang (6)
- Elastohydrodynamic Lubrication Analysis on Line Contact Lubricated with Grease**
... XUE Bin WANG Jiguo HUANG Yufang (12)
- Balance Mechanism and Characteristic Analysis of Gas Thrust Bearing for Microgravity Platform**
..... ZHANG Guoyuan ZHANG Yi
CHEN Guocheng LI Tianjin (17)
- Analysis on Isothermal EHL Line Contact with Different Rheological Models**..... LIU Mingyong
WU Chendai LIU Yaling LIN Wenguo (23)
- Observation of Wall Slipage under Zero Entrapment Velocity Condition**
..... LI Xianming GUO Feng (29)
- Fabrication and Polishing Properties of Diamond-Coated Mechanical Seals**
..... LIU Xiaolin HE Yan SUN Fanghong (34)
- Elast Mechanism of Groove-textured Surface on Tribological Behavior** ZHOU Zhongyong WANG Dongwei
LIU Mingyong YANG Bin LI Jiantai BO Jiliang (38)
- Load Capacity of Combined Radial-thrust Gas Bearing of Aerostatic Motorized Spindle** SHUO Zhenhang
MA Wenqi XHONG Guohua LI Wei (43)
- The Characteristics of Oil Film Distribution Wore of the Annular Flow in the Horizontal Pipe of Oil-air Lubrication System**
... SUN Qiguo WANG Xiangli YANG Tao (47)
- Effect of High-voltage on Friction and Wear Behavior of Carbon Fiber/Cu-Ag Sliding Contact Wire with Electric Current** FU Weiming
WU Yuchang LIU Li CHEN Guangping (52)

Interaction Between Wear Surface Morphology of Cu/QR9.2

Friction Pair and Arc under Electric Current

..... NI Yuxi SHANGGUAN Bao
ZHANG Yongshan YANG Zhengfei
SHIJI Chaofei DU Sunming (57)

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

WANG Chenglong JIA Weidong XIE Ying (61)

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

Film

WANG Lei YIN Guozhen
SU Changjun GUO Shaoxi (65)

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

..... ZHANG Wentao BA Tong (70)

Analysis of Wear of Diesel Engine Connecting Rod Bushing

..... WANG Xue ZHANG Junsheng
MENG Hongwei GAO Caocun (76)

Application and Development

Anticorrosion Synergistic Properties of Dibutyl Dithiocar-

bamate Emulsion

..... HU Jiangang ZHANG Jianjun
YANG Shichun XU Xin XIE Feng (81)

Optimize Design on Structural Parameters of Rotary Lip
Seal Based on Response Surface Methodology

..... ZHANG Fuying CHEN Banglei
WANG Hongshao ZHANG Kangmin (86)

Research on Cutting Force of High Speed Milling Ti6Al4V in
Different Cooling Lubricating Conditions

..... YI Xiangbin JIJI Aibang CHANG Wenzhou
XU Changqun WANG Liang LI Huiyuan (92)

Analysis of Effect of Surface Texture on Friction and

Lubrication Performance of Artificial Knee Joint ...

..... YANG Hongtao HUI Zikai HONG Yue (98)

Development of Wear Cap Adjustable Ring-Block Friction
Testing Machine

..... PANU Dan LI Xiumen
KANG Jun SU Fengsheng WANG Shiqi (103)

Controllable Hydrothermal Method Preparation of Nano
Molybdenum Disulfide and Its Extreme Pressure

Property

..... HAO Yingjie HUI Suxin
ZHANG Hongjun 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 Lijun
ZHANG Xijing HUANG Kai SHI Ge (111)

Influence of Friction Coefficient on the Sealing Performance
of Combined Drive-ring

..... LI Haining
CAO Chuanling ZHOU Qianfeng ZENG Tongkai (116)

Reliability Study between SHF Simulation Test and Block
T-S Bench Test

..... YANG He SOUQ Hongping
HAO Lichun LI Wentang XIE Ying
LIU Shimiao ZHANG Junrong (121)

Summary and Analysis

Review on Atomic Emission Spectrometry for Used Oil

.....

..... TAN Hongqiang LI Jing
SUN Yueling GUO Xiaohong (127)

Enterprise Forum

Technical Refinement of Main Air Blower Motor Oil Seal
in Heavy Oil Fluid Catalytic Cracking Unit

.....

..... SHI Chuanming (134)

Research on Cooling Issue and Health State Maintenance of
Heat Transfer Oil

..... ZHANG Weidong (137)

广告刊户索引

上海康迪医药技术有限公司 RP15015 封面
河北利科机械制造有限公司 RP17004 封面
厦门天拓自动化有限公司 RP16002 插页 1
维克森(北京)科技有限公司 RP16004 插页 2
松信塑胶品(上海)有限公司 RP16026 插页 3
东莞市力量仪器科技有限公司 RP17003 插页 4
上海宏都密封材料制品有限公司 RP17006 插页 5
中国石化化工集团有限公司 J117009 插页 6
(南京) 上海森岭文化传播股份有限公司
..... RP17007 插页 7

高深源科技(北京)有限公司 RP17001 插页 8
福州博德康密封件有限公司 RP16003 插页 9
广州中研达密封实业有限公司 RP17008 插页 10
上海邦安检测工程技术有限公司 RP17001 目录对页
重庆中德德纳机械制造有限公司 RP16009 封二对页
广州永海化工有限公司 RP17015 黑白内页 1
广州中光塑料制品有限公司 RP16020 黑白内页 3
西安海纳科工贸有限公司 J116048 黑白内页 4

ISSN 02 739897; doi: 10.3969/j.issn.0273-9897.2017.09.001

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天以上的行车试验,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务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时间的合理性。结果表明,3组试验中所采用的矿物油、半合成及全合成润滑油达到换油时间(300天)时,润滑油总酸值、运动黏度远未达到现行标准中规定的限值;试验分别进行448、306、387、338及352天后,试验用润滑油总酸值、运动黏度均未达到现行标准标准,并且保持良好的氧化安定性及滤分分离性能。

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:** 0274-0130(2017)09-001-08

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, 306, 387, 338 and 352 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或缺的。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,截止至2014年底,我国机动车保有量已达2.9亿辆,其中汽车1.94亿辆^[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磨损,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息热议的焦点之一。

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(51273032)。

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(1957-),男,研究员,博士生导师,主要研究方向为摩擦学及相关技术。E-mail: ljian@whmri.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409款不同品牌民用轿车换油周期进行统计,28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%的民用轿车要求在6个月以内进行润滑油更换。对于发动机润滑油需要在6个月进行更换的原理,409款车主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民用轿车为对象,进行3倍长时间行车试验,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辆民用轿车及4种市售润滑油进行3倍长时间行车试验,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,试验车辆的为以上三类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、半合成油和全合成油;总行驶里程在927~6 069 km之间。

定期采集试验车发动机润滑油,通过NICOLET 2548型傅里叶红外光谱仪及油液分析软件Inspira,测定润滑油氧化值、硝化值、磺化值以及多功能添加剂二烷基二硫代磷酸盐(ZDTP)等随时间变化规律(ASTM E2412-10);参照ASTM E2889-02方法,采用NICTECH HP264高压差式扫描量热仪测定润滑油起始氧化温度,确定随服役时间对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 D3889-13方法进行斑点试验,测定润滑油清净分散性能。

表1 试验车辆及对应该用油类型

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/h	日均运行里程/km
1-1	华晨中华轿车	2.0	30	长城富力 85C1 95 级 95W-40 矿物油	2 992	638	4.68
1-2	华晨中华轿车	2.0	30	长城富力 85C1 95 级 95W-40 矿物油	927	598	1.53
2-1	东风雪铁龙轿车	2.0	30	东风雪铁龙矿物油 94 级 95W-40 矿物油	3 454	387	13.96
3-1	大众高尔夫	1.4	3	大众专用 15W225 95 级 95W 95W-40 半合成油	3 956	638	6.19
4-1	日产天籁	2.5	2	壳牌超凡动力 95 级 95W-40 全合成油	6 069	332	17.20

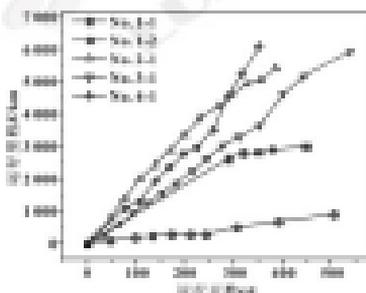


图1 车辆试验时间与运行里程

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、硝化物和磺化物等酸性物质,导致润滑油成分发生变化,影响润滑油性能^[3]。利用红外光谱仪及配套的Inspira油液分析软件对采集的试验车润滑油中氧化值、硝化值、磺化值、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剪切作用,并与空气接触而被氧化,导致润滑油氧化值升高。3倍长时间行车过程中润滑油氧化值相对变化量如

图2 (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 $0.15 \text{ A}/0.1 \text{ mm}$ (视光度与 0.1 mm 光程比值的)。

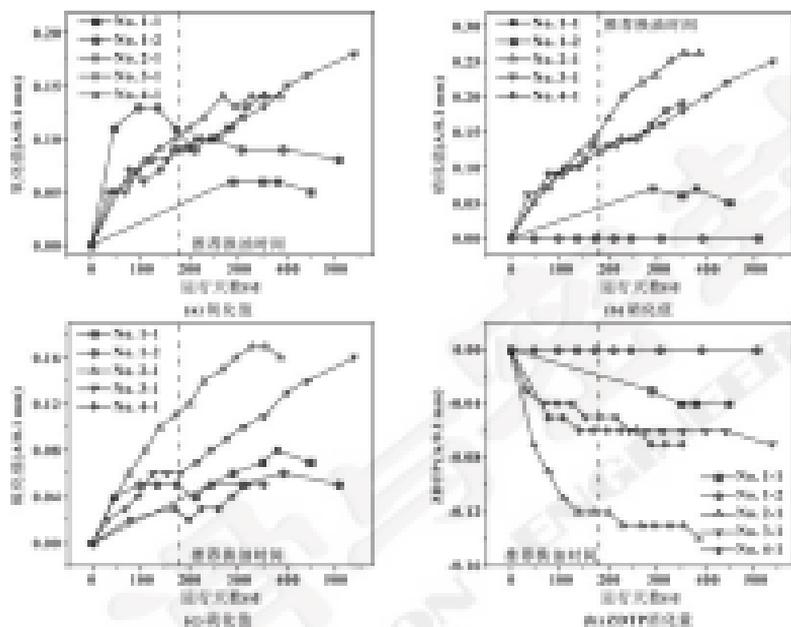


图2 试验润滑油成分变化图

Fig.2 Comparison change of experimental oil: (a) oxidation value; (b) sulfation 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分子氧化物的生成, 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天数增加而增大, 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

日均运行里程较小的工况下(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, 表明在运行里程较小条件下, 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半合成油有一定优势。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 $0.15 \text{ A}/0.1 \text{ mm}$ 。

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, 属于牺牲性添加剂, 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添加周期对消耗量随服役时间延长而逐渐增加, 日均运行里程较小的试验1-2中ZDDP添加周期相对消耗量为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相对消耗量差别比较明显。5组试验在达到推荐换油时间(180

天)时,ZMTF相对消耗量均不超过0.12 L/0.1 mm。

国家现行换油标准中未对润滑油氧化值、硝化值及硫化值做出规定,但有文献报道^[1]换油指标为1.0 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。

2.2 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 8028-2010^[2]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,总酸值增加量远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1.68、0.13、1.66、1.96、1.73 mg/g(以KOH计),除试验3-1润滑油情况GB/T 8028-2010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接近,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。

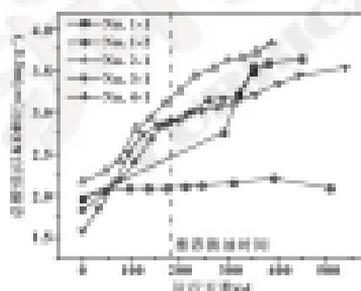


图3 试验润滑油总酸值变化图

Fig. 3 Total acid number of experimental oils

氧化安定性反映润滑油在高温条件下机氧化能力,是评价润滑油质量的重要指标。氧化安定性好,润滑油在服役过程中生成沉积物、油泥及腐产物

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,不断氧化,氧化安定性逐渐降低^[3]。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1.5 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),合成油略低(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%。

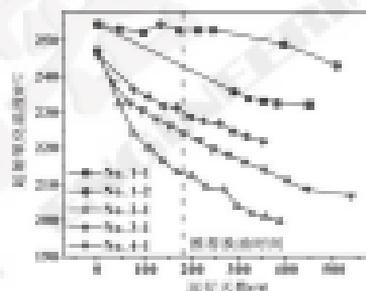


图4 试验润滑油起始氧化温度变化图

Fig. 4 Start oxidation temperature of experimental oils

发动机润滑油的黏度变化可综合反映油品性能的变化。发动机活塞与气缸摩擦副的作用会使发动机润滑油黏度降低,摩擦副的老化亦会使润滑油黏度升高。润滑油黏度降低或增加都会影响其使用性能^[4]。现行汽油机油换油指标GB/T 8028-2010中规定,发动机润滑油100 °C运动黏度变化率超过±20%即需更换。对5组试验中采集的润滑油样品进行运动黏度测定,结果如图5所示。润滑油运动黏度随服役时间增长均有不同程度降低,由于油品初始黏度不同,使用工况不同,5组润滑油的黏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运动黏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运动黏度变化率分别为-11.6%、-13.7%、-13.8%、-16.0%、-18.2%,100 °C运动黏度变化率仍然在现行标准范

ISSN: 02.1009/3 Issn: 0274-1070 2017. 09. 002

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轴倾斜下的均载问题,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,进而轴倾斜下考虑平衡梁弹性变形的轴承系统耦合模型,并给出采用不均匀参数调整轴承的均载能力;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非完全均载,轴承均载能力随着轴承倾角和轴倾斜角均增大而降低;推力瓦瓦点半径对轴承均载能力有较大影响,而轴倾斜半径和下平衡梁支撑圆柱半径对瓦块载荷分布影响较小;对于立式轴承,合理控制轴倾斜角可显著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;轴倾斜;立式转子系统

中图分类号: TH133 文献标志码: A 文章编号: 0274-1070(2017)09-0002-06

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

ZHANG Fan¹ WANG Xiang² WU Yanhui² YUAN Xiaoyang²

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotating-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、燃气压缩机、核主泵电机等立式机构,由于轴间密封与叶轮的综合力作用^[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产生不同程度的静态倾斜,使推力瓦表面与轴承

各推力瓦表面之间出现数十微米的问题隐患。当倾角较大时问题隐患将达数百微米,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部件出现磨削和疲劳等问题。为了提高轴承的使用寿命及机构的可靠性,对于推力轴承支撑结构的选择和轴承倾斜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: 国家重点基础研究专项计划项目(2013CB028700); 国家科技重大专项项目(2014ZX05009-002)。

作者简介: 张帆(1986—),男,博士研究生,研究方向为润滑理论、转子系统动力学。E-mail: zhangfan1986@foxmail.com

收稿日期: 2016-11-20

认为平衡轴结构由于其自适应调节特性可以实现轴承各瓦载荷的均匀性^[1]。但完全靠轴颈组成的轴承载荷不均匀是不可能,不同的倾斜角度和不同的结构参数带来的不均匀性影响是不同的。姜培德^[2]研究了水轮发电机轴颈多楔力盘轴颈下的刚性支点可倾瓦推力轴承的性能,认为力盘静态倾斜,各楔力瓦上的载荷不再相等,静态工作点及生热量变化,轴颈轴套改变楔力轴承的刚度和性能^[3]和动特性^[4]。对于轴承的载荷分配和瓦块性能有较大影响。特别是轴颈压力、楔厚和温度分布等,倾斜过大使轴颈磨损,对于平衡轴支撑可倾瓦推力轴承,文献[40-44]研究了不同平衡轴结构的运动方程,为楔力轴承性能的研究提供了基础。Knapshy公司试验研究了平衡轴楔力轴承在不同工况下的瓦块温度和磨损问题^[45],H等^[46]试验研究了无倾斜下平衡轴可倾瓦推力轴承的刚度和特性,各瓦块表现出不同的楔厚、温度和压力特征。范希平等^[47]对平衡轴轴承理论计算时假设各瓦块载荷相等,而试验结果表明各瓦块载荷存在一定差异。上述研究表明,平衡轴楔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误差十分必要,包括轴承参数和倾斜角度。

本文作者根据楔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,研究平衡轴楔力轴承的均载能力及瓦块影响因素,为具有良好均载效应的楔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

平衡轴楔力轴承是由楔力瓦和相互耦合定轴的上下平衡轴、连接轴杆体和下平衡轴构成的承载系统。楔力瓦由互相啮合的轴支撑支,各轴支之间依靠杠杆原理自适应地传递不均力,使得轴承各瓦块载荷达到均匀,轴承结构如图1所示。

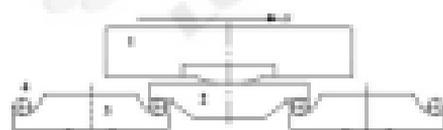


图1 楔力瓦上平衡轴下平衡轴及轴杆体结构示意图

图1 平衡轴楔力轴承结构示意图

Fig.1 Structural diagram of the equilibrium beam thrust bearing

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

件,楔力瓦绕下表面瞬时接触点逆时针转动 α_i ,上下平衡轴绕上表面瞬时接触点逆时针转动 ω_i ,下平衡轴绕下表面瞬时接触点顺时针转动 ω_i ,且均无相对滑动。如图2所示,楔力瓦载荷 F_i 与楔力轴承总载荷 F 之间的关系如式(1)所示。

$$F = \sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad (1)$$



图2(a) 平衡轴组件受力示意图

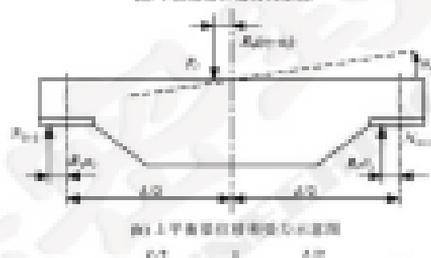


图2(b) 平衡轴位移和受力示意图



图2(c) 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 equilibrium beam assembly; (b) the displacement and force of upper equilibrium beams; (c) the displacement and force of bottom balance beams

当轴承各瓦块载荷分布不均时,楔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,各部件之间产生耦合力和力矩使得平衡轴的动态平衡和瓦块载荷的均匀,平衡轴之间的力和力矩平衡方程如式(2)所示。

$$\begin{cases} F_i - N_{i-1} - N_{i+1} = 0 \\ F_i R_i (\alpha_i - \omega_i) + N_{i+1} (\frac{L_i}{2} - R_i \alpha_i) - N_{i-1} (\frac{L_i}{2} + R_i \alpha_i) = 0 \\ 0 - N_{i-1} - N_i = 0 \\ 0 R_i \alpha_i - N_i (\frac{L_i}{2} - R_i \alpha_i) + N_{i+1} (\frac{L_i}{2} + R_i \alpha_i) = 0 \end{cases}$$

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

式中: p_i 为推力瓦载荷; R_i 为平衡梁之间的载荷; R_1, R_2, R_3 分别为推力瓦及点球面半径, 平衡梁之间的连接圆柱半径, 下平衡梁支点圆柱半径; L_1, L_2 分别为上、下平衡梁的宽度; 当 $i=1$ 时 $R_1=R_2=R_3$ 。

相邻的上平衡梁转角 ω_i 和下平衡梁转角 ω_{i+1} 之间的关系如式 (3) 所示。

$$\omega_i L_1 = L_2 (\omega_{i+1} + \omega_i) / 2 \quad (3)$$

由于平衡梁的自激振动使得推力瓦在轴向往复产生位移变化, 除了下平衡梁转动引起的上平衡梁挠度位移 x_{i1} , 假设推力瓦和下平衡梁支点为刚性, 考虑载荷引起的上平衡梁和下平衡梁的弯曲弹性变形 x_{i2} 和 x_{i3} , 则各推力瓦的轴向位移为

$$\delta_i = x_{i1} + x_{i2} + x_{i3} \quad (4)$$

$$x_{i1} = (R_1 - R_2) L_1 / R$$

$$x_{i2} = p_i L_1^3 / (48 E I_1)$$

$$x_{i3} = (R_{i+1} - R_i) L_2^3 / (96 E I_2)$$

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

1.2 轴颈倾斜下的轴承总载荷模型

立式轴承在实际运行时总会存在一定的倾斜角度, 以轴颈倾斜角 α 和轴线的投影与 x 轴夹角 β 来表征倾斜状态, 每一种倾斜状态均可分解为轴颈绕 x 轴的转角 α 和绕 y 轴的转角 β , 具体如图 2 所示^[11], 转角计算公式为

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

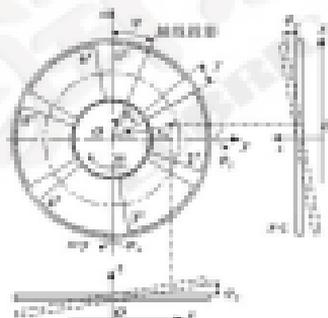


图2 轴颈倾斜状态下的轴瓦总载荷几何关系图

Fig. 2 The projective geometry graph of the bearing plane in inclined state

以 6 瓦推力轴承为例 (参数如表 1 所示), R 为轴承的平均半径, α_i 为其包角, 并取 1 号推力瓦为基

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

$$\begin{aligned} \delta_i - \delta_1 = & \delta p_i \left[\sin \frac{\alpha_i}{2} - \sin \left(\frac{i-1}{2} \alpha + \frac{\alpha_i}{2} \right) \right] + \\ & \delta p_{i+1} \left[\cos \frac{\alpha_i}{2} - \cos \left(\frac{i-1}{2} \alpha + \frac{\alpha_i}{2} \right) \right] - (\delta_i - \delta_1) \end{aligned} \quad (6)$$

表1 推力轴承结构及额定工况参数

Table 1 The structure and operating condition parameter

参数	数值	参数	数值
轴承平均半径 R /mm	100	轴承半径 R /mm	92.1
瓦块数	6	瓦块包角 α_i /°	30
支点厚度	0.5	瓦块厚度 δ /mm	20
额定速度 v /mm ²	1.757	额定载荷 F /kN	220.8

准立方程 (1) — (6) 构造非线性方程组, 包括瓦块载荷 p_i , 平衡梁载荷 R_i 和转角 ω_i 等 20 个未知数, 通过牛顿迭代法进行数值求解, 获得不同轴承载荷和轴颈倾斜下的推力瓦载荷及平衡梁结构的承载能力。

上述方程组中瓦块转角 ω_i 和支点厚度 δ_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 ω_i 、支点厚度 δ_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。

$$\begin{cases} p_i = a_1 + a_2 (1/p_i) + a_3 \ln(1/p_i) \\ \delta_i = b_1 + b_2 (1/p_i) + b_3 \ln(1/p_i) \end{cases} \quad (7)$$

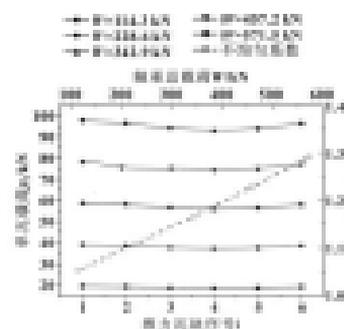
对于轴颈倾斜下轴承各瓦块承载的不均匀性, 采用不均匀系数 K 进行表征, 具体如式 (8) 所示, Δp 为轴承瓦块最大载荷和最小载荷的差值, \bar{p} 为瓦块载荷的平均值 $\bar{p} = F/n$, 当 K 为 1 时, 各瓦块载荷相同, 当 K 大于 1 时, 各瓦块承载不均匀, K 越大, 不均匀情况越明显。

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

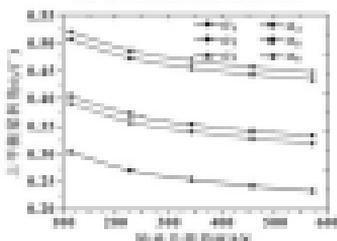
2 均载能力的影响因素分析

针对单中心支座的 6 瓦可倾瓦推力轴承, 假设轴颈投影线绕 x 轴转角 $\alpha = \alpha_0/2$, 且轴颈投影位置不变, 分析工况参数和几何结构参数对轴承均载能力的影响, 平衡梁宽度 $L_1 = L_2 = 0.156 \text{ m}$, 平衡梁的弯曲惯性矩 $I_1 = I_2 = 1.362 \times 10^{-4} \text{ m}^4$, 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: $a_1 = 1.680 \text{ kN} \times 10^{-4}$, $a_2 = 7.469 \text{ k}$, $a_3 = 8.160 \text{ k} \times 10^{-4}$, $b_1 = 1.965 \text{ k} \times 10^{-4}$, $b_2 = 0.207 \text{ k}$, $b_3 = 1.465 \text{ k} \times 10^{-4}$ 。

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



(a) 主载荷增加时平衡梁倾角的变化



(b) 上平衡梁倾角随主载荷的变化



(c) 下平衡梁倾角随主载荷的变化

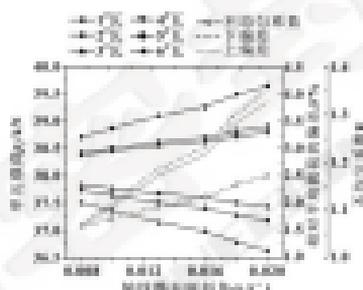
图 4 轴瓦载荷及平衡梁结构角随轴承载荷的变化

Fig. 4 The pad load and equilibrium beam angle changed with the bearing load: (a) single pad load changed with bearing load; (b) upper equalizing beam angle changed with bearing load; (c) bottom equalizing beam angle changed with bearing load

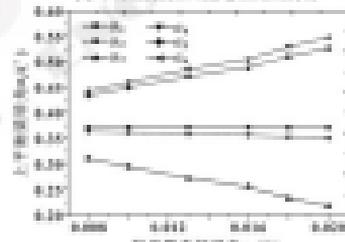
由图 4 (a) 可以看出, 当轴承载荷增大时, 各瓦载荷成比例增加, 同时不均匀系数 λ 也增大; 轴瓦倾角过 i° 瓦支点时, i° 瓦载荷增大, i° 瓦载荷减小, 相邻平均载荷的误差在 2.3% 左右。由于几何对称关系, 2° 和 3° 瓦, 2° 和 6° 瓦对应的载荷基本相同; 平衡梁结构的均载能力并不是理论上认为的完全均载。由于材料弹性变形、运行时的摩擦行为以及加工精度等都对平衡梁结构的均载能力有影响。由图

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。这与轴线倾斜的方向有关; 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, 瓦背支点在上下平衡梁处产生的横向位移量 $(x_1 - x_2)$ 也减小, 支点更加靠近上下平衡梁中心线, 在双支臂自适应力矩的控制下使得上下平衡梁角度减小, 下平衡梁角度也随之减小。

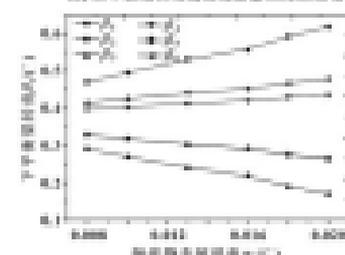
图 5 给出的是轴瓦单瓦载荷及上、下平衡梁转角随轴线静态倾角 α_0 的变化关系图。



(a) 轴瓦单瓦载荷随轴线静态倾角的变化



(b) 上平衡梁倾角随轴线静态倾角的变化



(c) 下平衡梁倾角随轴线静态倾角的变化

图 5 轴瓦载荷及平衡梁结构角随轴线静态倾角的变化

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

由图3(a)可以看出,随着轴倾静总角度的增大,轴承各瓦载荷的差值也逐渐增大,当倾角从 0.000° 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1.3%增大到4%;同时,不均匀系数 K 从1.47增大到1.17,可见轴倾角对轴承载荷分布影响较大,应合理控制轴倾的倾角,同时,由图3(b)和图3(c)可以看出,各平衡梁的转角随着轴倾角度的增大而增大,这是平衡梁通过滑动实现对大倾角下载荷差值的补偿。

图4给出的是轴承单瓦载荷随球面瓦支点球面半径 R_1 、连接圆柱半径 R_2 和上下平衡梁支撑圆柱半径 R_3 的变化关系图。

由图4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 ,导致各平衡梁的转角增大,平衡梁之间转速的耦合相对误差也会增大;连接圆柱半径 R_2 和上下平衡梁支撑圆柱半径 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梁结构的均载能力。

2 案例应用

针对表1给定的案例主要用平衡梁力轴承,当支点半径 $R_1=0.5\text{ m}$ 、 $R_2=0.014\text{ m}$ 、 $R_3=0.125\text{ m}$ 时,分析轴倾静总角 $\alpha_0=0.017^\circ$ 下的瓦块载荷分布和基本副性能。

图5给出的是轴倾角 0.017° 时的轴承瓦块载荷及平衡梁载荷与转角。

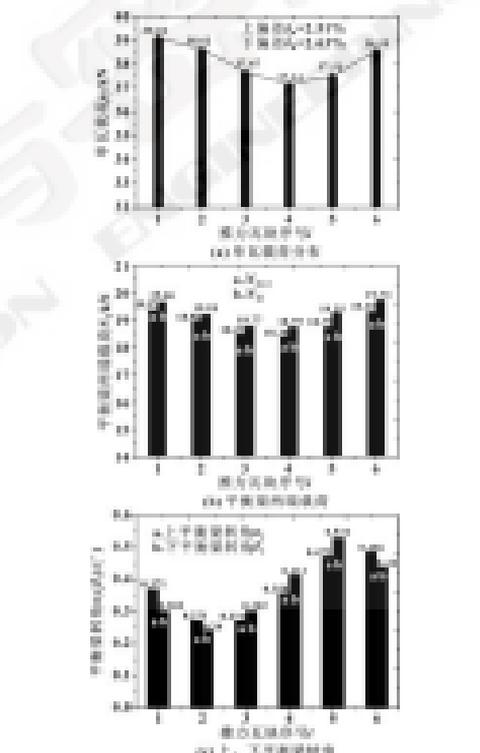


图5 轴倾角 0.017° 时的轴瓦载荷及平衡梁转角

Fig. 5 The pad load and equilibrium beam angle when the static axis inclination is 0.017° (a) single pad load; (b) equilibrium beam at both ends; (c) upper and bottom equilibrium beam angle

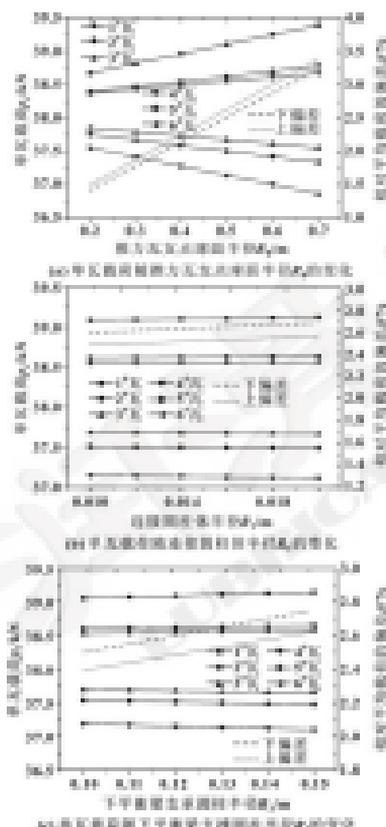


图4 轴瓦载荷随轴倾角和参数的变化关系

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

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2.51%和2.62%,不均匀系数 $K=1.11$ 。若不采用平衡轴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之间的间隙达到 $146.2\ \mu\text{m}$,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膜厚度、最高瓦面温度和最高水膜压力的等高线图。由



图8 轴倾角 α 为 0.02° 时的轴承性能分布

Fig.8 Bearing performance distribution when the main axis inclination is 0.02° (a) minimum water film thickness; (b) maximum surface temperature; (c) maximum water film pressure

4 结论

(1) 针对平衡轴支承可倾瓦推力轴承,建立了平衡轴的自适应动力学模型,给出了轴倾倾斜下考虑平衡轴弯曲变形的轴承系统耦合模型,并给出采用不均匀系数 K 表征轴承的均载能力。

(2) 基于模型分析了工况参数结构参数对轴承均载能力的影响,认为:相同平衡轴结构,轴承均载能力随着轴承载荷和轴倾倾角的增大而减弱,平衡轴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轴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轴结构的均载能力。

(3) 平衡轴结构的均载能力并不是理论上认为的完全均载,轴承载荷增大,各瓦块荷差并增大,表现出的制削性能差异越大。合理的运行工况设计和结构参数设计对于在欲实现平衡轴结构的均载能力是必要的。

参考文献

[1] 张斌峰, 郝祖德, 段国才. 平衡轴安全先进发电厂 AP1000 [M]. 北京: 原子能出版社, 2008.

于各瓦块荷偏差不大,轴倾所表现出的性能也基本相同,最小水膜厚度的 $30\ \mu\text{m}$,最高瓦面温度 $70\sim 72\ ^\circ\text{C}$,最高水膜压力 $1.0\sim 1.2\ \text{MPa}$ 。由于平衡轴结构的自适应特性,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倾瓦块荷偏差增大,同时对于上下平衡轴的轴中精度和运行性能会产生较大的影响。

[2] 陈德芳. 水轮发电机轴结构运行监测与检修 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008.

[3] BILMIGAYEV S, BERGHEI B, BILMIGAYEV S, et al. Reaction load and pump type BTP for Westinghouse Reactor AP1000 [C]. // Proceedings of the 2009 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants, San Diego, American Nuclear Society, 2009, 399-407.

[4] 范中平, 吴军平. 式中型平衡轴支撑式推力轴承的研究 [J]. 大电机技术, 2003(2): 23-25.

[5] FAN X L, WU J L, WU Z B. Research of the thrust bearing with balancing plate support [J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2003(2): 23-25.

[6] 范中平. 推力轴承对转子系统横向振动的影响及水轮发电机的轴承载荷特性的研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 1998.

[7] 范中平, 汪久根. 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, 29(3): 9-12.

[8] JANG S L, WANG J C. Effect of misalignment on thermal elastohydrodynamic lubrication of tilting-pad thrust bearing [J]. Lubrication Engineering, 2011, 26(3): 9-12.

[9] KIMMICH P H, TRO A K. An analysis of surge turbine displacer thrust bearings, including misalignment and thermal effects [J]. Wear, 1995, 187(2): 133-142.

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0189.2017.09.008

线接触脂润滑弹流润滑分析^{*}

薛 虎 汪久根 洪玉芳

(浙江大学机械工程学院 浙江杭州 310027)

摘要: 工程中大多数滚动轴承采用脂润滑,但是脂润滑具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和实验研究进展,基于Ostwald本构模型建模,用Carreau-Sisko迭代法和Jaworski双液子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,探讨不同流变指数、不同载荷和不同 entrainment 速度对脂润滑弹流特性的影响。结果表明,载荷和 entrainment 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接近工况油润滑膜厚度的 1/2;脂润滑的非牛顿特性越显著,润滑膜越薄,压力分布越接近 Hertz 接触应力分布。

关键词: 脂润滑; 非牛顿流体效应; 载荷; entrainment 速度

中图分类号: TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 0271-0189(2017)09-0008-08

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 Ostwald constitutive model, the pressure distribution and film thickness distribution of elastohydrodynamic lubrication with grease were analyzed with the Carreau-Sisko iterative method and Jaworski dipole 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

轴承的润滑方式主要是脂润滑和油润滑,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,滚动轴承和蜗线齿轮一般采用脂润滑,因此,研究轴承的脂润滑特性具有工程意义。

但由于润滑脂的静压力和静应变率之间不是线性关系,表现出显著的非牛顿流体特性,导致脂润滑的理论研究难度远远高于油润滑的研究难度。然而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。1978 年,ALHAR 和 DUBSON^[2]通过实验研究发现,脂润滑在启动条件下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出,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 1996 年,法国学者 BULLI 等^[3]测量了启动接触脂润滑的温度,美

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51375426); 国家高技术研究专项计划项目(863 计划, 2009A02A002); 浙江省重大科技专项(20062002310070)。

收稿日期: 2017-02-04

作者简介: 薛虎(1980-),男,硕士研究生,研究方向为滚动轴承润滑学设计, E-mail: xuehu@zhuo.cn

通信作者: 汪久根(1962-),男,工学博士,教授,研究方向为摩擦学和密封学设计, E-mail: wjg_jg@zhuo.cn

出可以用 Rugham 弹性流体模型来模拟润滑机制。1966年, CANN^[2]提出了润滑机制, 提出润滑膜的厚度是由高速度区膜层、接触区和接触中心的残余油膜组成的, 润滑膜在接触区的流动主要由剪切稀化的网架流和网毛膜作用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膜成分和表面形貌对润滑特性的影响, 发现润滑膜的网架成分对润滑膜的影响很大。

对润滑膜的理论研究首先是分析润滑膜的流变特性。建立润滑膜的本构方程。目前广泛应用了润滑理论研究的本构模型是 Reynolds 模型、Rugham 模型和 Reynolds-Hughley 模型。1989年, 庄自能和张诗刚^[4]推导了基于 Reynolds-Hughley 模型的本构方程并进行了求解, 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膜厚度和压力分布的影响。同年, LIU 和 HAMROCK^[6]

对润滑膜的厚度进行了修正, 研究了载荷和速度对膜厚度和压力的影响。1997年, YAO 和 KIM^[7]又考虑温度和流变性能的变化, 得到了软膜载荷、不同流变指数下不同面积润滑膜的润滑膜厚和压力分布。2009年, 邓磊等人^[8]基于 Reynolds 模型用多重网格法求解等面积接触润滑弹性流体动力润滑数值解, 得到球-沟道的压力分布、油膜形状及最小油膜厚度。2012年, 谢小鹏等^[9]分析了润滑带接触区的固体颗粒对润滑的影响, 发现颗粒颗粒的半径对油膜厚度和膜厚的影响尤为显著。

表1总结了润滑弹流实验研究与理论分析的最新^[10]。润滑弹流实验方法有光干涉法、摄影法、电容法和电刷法; 润滑弹流理论分析与油润滑的主要区别在于润滑膜的牛顿流体假说。因此, 润滑弹流的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 润滑弹流问题的研究进展

Table 1 Development of the study on elastohydrodynamic lubrication of gears

时间	研究者	研究结论/假设
1971年	WEISSBERG等 ^[11]	光干涉法测量膜厚与膜厚度, 实验分析了温度的影响
1972年	KANEKAWA和 GREENBERG ^[12]	Reynolds-Hughley 本构模型, 线接触 XY 区膜厚分析, 膜厚度可超过基础油膜厚, 然后减小, 稳定膜厚度属于基础油膜厚
1972年	PERIN ^[13]	双圆盘试验机, 研究润滑膜厚度, 从网架区结构、剪切油度和入口条件分析膜厚度
1978年	ARIMURA 和 SHIMIZU ^[14]	双圆盘机, 电容法测量膜厚, 网架区膜的等粘度边界条件, 稳定膜厚度 $\lambda_{\text{net}} = (0.3-0.7) \lambda_0$
1979年	JOHNSON 和 KLEINSMIDT-PEDERSEN ^[15]	Reynolds-Hughley 本构模型, 线接触 XY 区膜厚分析, 提出了中心膜厚度计算公式
1982年	JOHNSON 和 KLEINSMIDT-PEDERSEN ^[16]	Reynolds-Hughley 本构模型, 线接触 XY 区膜厚分析, 提出了中心膜厚度计算公式 讨论了膜结构的膜厚和中心区边界对膜厚影响
1982年	TOUCHO ^[17]	网毛膜弹性流变模型了膜弹性流变和非弹性流变下膜厚弹性力变化, $\gamma < 2.6 \times 10^4 \text{ s}^{-1}$
1982年	TOUCHO ^[18]	用双圆盘机测量了润滑膜厚度随时间的变化, 实验结果与流弹性流变理论定性相符
1984年	SHULLI 等 ^[19]	用有限元法研究技术润滑剂膜厚运动速度, 认为 Rugham 弹性流变模型适用于膜厚分析
1987年	TANG 和 QIAN ^[20]	使用定膜厚模型 Couette 型分析, 提出中心膜厚度公式
1988年	WEN 和 TENG ^[21]	Reynolds-Hughley 本构模型, 线接触 XY 区膜厚分析, 光干涉法测膜厚度
1988年	庄自能和张诗刚 ^[4]	Reynolds-Hughley 本构模型, 线接触 XY 区膜厚分析
1990年	程军 ^[5]	Reynolds-Hughley 本构模型, 线接触 XY 区膜厚分析, 逐解法, 讨论了网架的流向层流与分离, 膜厚与膜厚弹性力的影响
1990年	THOMASA 等 ^[22]	提出了双圆盘试验机, 提出了一个 4 单元本构模型, 考虑了非线性流变性和 Rugham 弹性行为
1994年	CANN ^[23]	光干涉法测膜厚, 讨论了润滑膜式油与润滑膜同时起作用
2000年	KANEKA 等 ^[3]	光干涉法测膜厚, 分析了网架区结构和基础油膜对膜厚形成的影响
2001年	KANEKA 等 ^[3]	光干涉法测膜厚, 分析了膜以沟槽、长的突起、网架区位置与网架区对膜厚度的影响
2001年	CANN ^[24]	ICF 轴承试验台实验, 分析了滚动轴承不同位置的润滑膜厚
2009年	LIU ^[25]	讨论了滚动轴承膜厚, 讨论了润滑膜流动、膜厚与膜厚减薄, 动态行为和润滑膜寿命
2009年	LIU ^[26]	用非线性流变力学和流变概念分析了滚动轴承不同温度和膜厚的膜厚, 提出膜厚是确定性流行为, 而不是仅用形式来描述
2009年	TOHMOKA 等 ^[27]	双圆盘轴承膜厚试验, 发现在停止与启动过程中上向与滑动方向 90° 角的膜厚, 详细地观察到, 膜厚发生了金属接触事件
2012年	谢小鹏等 ^[9]	Reynolds 本构模型 XY 区膜厚数值解, 计算了球接触与沟槽接触对压力分布和膜厚度的影响

本文作者拟对 RV 减速器中的土轴滚针轴承, 建立磨削磨的弹流模型, 分析工况参数对弹流磨削区内的压力分布和磨削厚度分布的影响, 以实现该类滚针轴承的摩擦学设计。

1 数学模型和求解

1.1 磨削设计参数

基于 Okazaki 模型建立磨削磨的雷诺方程, Okazaki 模型的本构方程为

$$e = d_0^2 \quad (1)$$

磨削—化的雷诺方程为

$$\frac{d}{dx} \left[\rho \left(\frac{dP}{dx} \right)^m \right] = - \frac{d(\rho^* \dot{V}_1)}{dx} \quad (2)$$

其中:

$$e = \frac{1}{K} \cdot \frac{\rho^*}{\rho} - M^{-1} \quad (3)$$

$$K = \frac{2a}{2a + 1} \frac{K}{\omega^2} \left(\frac{\rho_0}{\rho_0^*} \right)^{2m} \left(\frac{K'}{2K} \right)^{2m-1}$$

载荷平衡方程为

$$\int_{-R}^R P dx = \frac{W}{2} \quad (4)$$

磨削磨的粘度采用基础油的粘度:

$$\ln(\nu = \exp(\ln \nu_0 + 9.67) - [0.5 + 5.1 \times 10^{-5} \rho_0^* P^2]^{-1}) \quad (5)$$

磨削磨的密度同样采用基础油的密度:

$$\rho^* = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-5} \rho_0^* P^2}{1 + 1.7 \times 10^{-5} \rho_0^* P^2} \quad (6)$$

膜厚方程为

$$h_c = h_0 + \frac{K'}{2} + d_0 \quad (7)$$

其中中心膜厚 h_0 采用 PAN 和 HAMMOCK^[10] 求解的中心膜厚公式:

$$h_0 = 2.922 \cdot d_0^2 \cdot U^{-1} \cdot W^{-0.25} \cdot G^{0.25} - d_0^{0.25} \quad (8)$$

弹性变形公式为

$$d = - \frac{2}{\pi E} \int_{-R}^R p(x) (a - |x|)^{1/2} dx \quad (9)$$

1.2 雷诺方程求解方法

首先, 弹性变形的求解采用 HUPPERT 和 HAMMOCK^[10] 的求解方法。由于 HUPPERT 和 HAMMOCK 的系统法在求解磨削磨工况时, 难以收敛, 因此采用黄平^[11]提出的计算方法求解雷诺方程。

雷诺方程的差分形式为

$$L_i = \frac{\rho_{i+1/2} (P_{i+1} - P_i)^m - \rho_{i-1/2} (P_{i-1} - P_i)^m}{(\Delta x)^{m-1}} -$$

$$\frac{\rho^* \dot{V}_1 - \rho^* \dot{V}_2}{\Delta x} \quad (10)$$

由于压力差的指数形式不能直接展开, 所以用求导的方式求解压力修正值:

在低压区:

$$\frac{dP_i}{dx} = \rho_i \dot{V}_1 \left(\frac{dP_i}{dx} \right)^{m-1} \quad (11)$$

在高压区:

$$\frac{dP_i}{dx} = \rho_i \dot{V}_2 \left(\frac{dP_i}{dx} - \frac{dP_{i-1}}{dx} \right)^{m-1} \quad (12)$$

其中: 初始系数为 $\rho_1 = \rho_2 = 0.3$

利用磨削平衡方程对中心膜厚进行修正:

$$\Delta h_c = - \rho_1 \cdot h_0 \cdot \left(\frac{W}{2} - \int_{-R}^R P dx \right) \cdot \left(\int_{-R}^R P dx \right)^{-1} \quad (13)$$

式中: 载荷参数 $W = \omega^2 (KR)$, 速度参数 $U = \omega_0 d_0 / (KR)$, 材料参数 $G = \omega d_0$, $a = 0.5 \cdot 1 \times 10^{-5} \cdot (\ln \nu_0 + 9.67)$, $\rho_0 = (R/h_0)^2 \cdot G^{2m} \cdot U^{2m} \cdot W^{2m-1}$, ρ_0^* 取 0.68。

初始压力采用 $\ln \nu$ 压力分布, 雷诺方程求解的迭代收敛标准为相对精度判断准则, 相对精度取为

$$\rho_1 = \rho_2 = 1 \times 10^{-5}$$

$$\left| \frac{\Delta h_c}{h_0} \right| = \rho_1 \quad (14)$$

$$\left| \frac{\Delta P_i}{P_i} \right| = \rho_2 \quad (15)$$

2 结果与讨论

文中的数值计算过程均在 MATLAB 2016 平台上进行求解, 线接触 X 方向上的求解域为 $X = -5$ 到 $X = 1.5$, 求解域被划分为 520 个等距网格, 表 1 给出了数值计算的部分工况参数, 下文分别研究了磨削磨的流变指数 m 、载荷 W 和速度 U 对磨削磨油膜厚度和压力分布的影响。

表 1 数值计算工况参数

Table 1 Parameters of numerical calculation	
参数	数值
轴半径 R_1 /mm	30.5
轴衬套子半径 R_2 /mm	30
材料弹性模量 E /GPa	200
材料的粘度 ν	0.1
基础油粘度 ν_0 /(Pa·s)	0.1
磨削磨子厚度 d_0 /mm	30

2.1 流变指数的影响

磨削磨的主要成分是基础油和磨化剂, 磨削磨的理论研究都是基于油磨的研究基础上的, 不同的磨化剂结构和含量对磨削磨的磨削特性有很大的影响,

本文作者研究的是基于 Reynolds 模型本构方程的润滑膜, 影响润滑膜特性的主要参数就是流变指数。一般润滑膜都是牛顿性流体, 流变指数 $n=1$, n 越小, 则表明润滑膜的非牛顿特性越强, $n=1$ 时为牛顿流体润滑问题。

本文作者讨论了 $n=0.65$, $n=0.70$, $n=0.80$, $n=1$ 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 $p_0=0.914\ 13\ \text{GPa}$, Hertz 接触半宽为 $b=1.562\ 9 \times 10^{-2}\ \text{m}$ 。

如图 1 所示为不同流变指数的润滑膜按照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; 因为润滑膜情况下在润滑入口区存在非零切区域, n 越小, 润滑膜的非牛顿特性越明显, 润滑膜入口区压力下降越快。润滑膜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。润滑膜很容易出现乏油, 稳定后的润滑膜厚度大约为油润滑的 1/2。

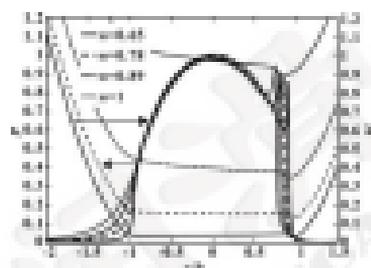


图 1 不同流变指数下润滑膜的压力和膜厚

Fig. 1 Pressure and film thickness of different rheology index

2.2 载荷的影响

在不同载荷下, 润滑膜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 (变形量较小) 的润滑膜。文中研究了流变指数为 $n=0.70$ 和 $n=0.9$ 的润滑膜在速度多数 $u=2.5\ \text{m/s}$ 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 $p_0=1.410\ 1\ \text{GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=2.308\ 8 \times 10^{-2}\ \text{m}$; (2) $w=5\ 250\ \text{N}$, 最大 Hertz 接触压力 $p_0=1.077\ \text{GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=2.668\ 9 \times 10^{-2}\ \text{m}$; (3) $w=1\ 500\ \text{N}$, 最大 Hertz 接触压力 $p_0=0.525\ 67\ \text{GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=1.105\ 9 \times 10^{-2}\ \text{m}$, 计算结果如图 2、3 所示。

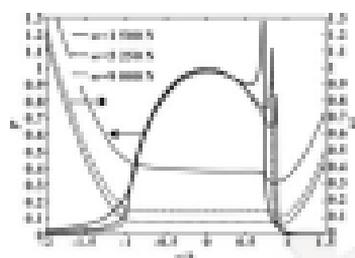


图 2 不同载荷下润滑膜的压力和膜厚 ($n=0.70$)

Fig. 2 Pressure and film thickness under different load ($n=0.70$)

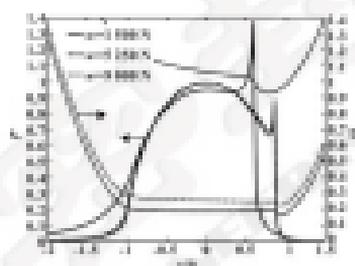


图 3 不同载荷下润滑膜的压力和膜厚 ($n=0.9$)

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随物化时的峰值压力越小, 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。

2.3 速度的影响

轴承的转速对润滑膜的影响也很明显。转速高时润滑膜表面卷吸速度大。如图 4、5 所示是流变指数 $n=0.70$ 和 $n=0.9$, 载荷 $w=2\ 250\ \text{N}$, 最大 Hertz 接触压力 $p_0=0.705\ 05\ \text{GPa}$, Hertz 接触半宽 $b=1.254\ 4 \times 10^{-2}\ \text{m}$, 卷吸速度分别为 $u=0.5\ \text{m/s}$, $u=2\ \text{m/s}$, $u=8\ \text{m/s}$ 时的润滑膜膜厚和压力分布。

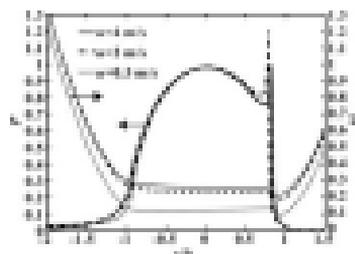


图 4 不同卷吸速度下润滑膜的压力和膜厚 ($n=0.70$)

Fig. 4 Pressure and film thickness at different entraining velocity ($n=0.70$)

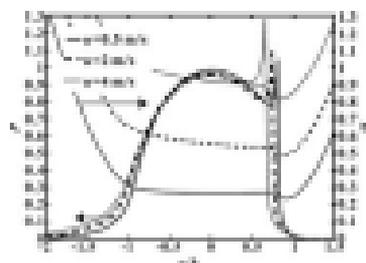


图3 不同卷吸速度下润滑油的压力和膜厚 ($\alpha=0.9^\circ$)

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

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,当其变数相对较大时,速度对润滑油压力分布和膜厚的影响更大。

3 结论

(1) 当变数越小时,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该润滑油的油膜厚度,润滑油压力分布接近高载油润滑的压力分布。

(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总趋消失,卷吸速度较小时润滑油的膜厚较小,当流变变数相对较大时,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相似,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油润滑的情况。

参考文献

[1] LIET F M. Grease lubrication in rolling bear [M]. New York: John Wiley & Sons, 2011.

[2] ARBER S, SPOFFORD D A. A study of film thickness in grease lubricated elastohydrodynamic contacts [C]//Proceedings of 5th Leeds-Lyons Symposium on Tribology-London, Mechanical Engineering Publishers, 1978, 104-115.

[3] MULLIKH S, BISHNOI D, PRINCE J. Velocity measurements in the grease lubricating film of a sliding contact [J]. ASME Transactions, 1998, 20(4): 511-522.

[4] CANN P R. Understanding grease lubrication [J]. Tribology Series, 1998, 31: 575-583.

[5] KASITA W, NISHIBAYASHI H, SAKA M. Effects of nonuniformly oriented debris and thickness jumps on grease elastohydrodynamic lubrication film [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology, 2004, 218(3): 279-288.

[6] 谷白德, 周均峰. 滚动润滑中油膜接触问题的数值模拟 [J]. 机械工业出版社, 1999, 28(1): 36-43.

[7] YING J N, WEN H Z. The numerical solution of EHD problem of line contact lubricated with grease [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1999, 23(1): 35-42.

[8] 程军. 滚动接触润滑油膜流理论及其数值模拟 [J]. 润滑与密封, 1999, 18(1): 8-11.

[9] CHENG J. Elastohydrodynamic grease lubrication theory and numerical solution in line contact [J]. Lubrication Engineering, 1999, 18(1): 8-11.

[10] LEE H T, HAMBOCK B J. A circular non-Newtonian fluid model of fluid film in elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Tribology, 1990, 112(3): 486-493.

[11] YOO J C, KIM H W. Numerical analysis of grease thermal elastohydrodynamic lubrication problems using the Herschel-Bulkley model [J]. Tribology International, 1997, 30(4): 407-416.

[12] 马威, 于斌, 李国平, 李. 滚动接触油膜非牛顿流变数值分析 [J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 21-25.

[13] DING L, XU H, JI G H, et al. Numerical analysis on elastohydrodynamic lubrication of automotive wheel bearings lubricated with grease [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 21-25.

[14] 谢小强, 彭朝辉, 傅朝林. 滚动接触对滚动润滑油膜影响的数值分析 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2012, 40(7): 93-96.

[15] XU Y P, PENG C L, CHEN S L. Numerical analysis of influence of solid particles on elastohydrodynamic line contacts on the grease lubrication [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2012, 40(7): 91-96.

[16] WIKSTRÖM L B, JÄRAN D, CARLSSON A. Optical analysis of ball bearing starvation [J]. Journal of Lubrication Technology, 1971, 93(3): 347-361.

[17] KUCZALSKI J J, GREENBERG J A. Elastohydrodynamic lubrication with Herschel-Bulkley model greases [J]. ASME Transactions, 1972, 10(4): 266-277.

[18] PERRY S Y. An experimental study of grease in elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Lubrication Technology, 1972, 94(1): 27-31.

[19] JOHNSON W, KUMAR N, KJ POKKA H. Pressure distribution and shape of an elastohydrodynamic grease film [J]. Wear, 1979, 55(1): 61-69.

[20] JOHNSON W, AKHTEHARPOUR POKKA H. The properties of elastohydrodynamic grease films [J]. Wear, 1982, 77(3): 277-283.

[21] THOMPSON A R. Rheological properties of lubricating greases [J]. Wear, 1982, 62(1): 15-25.

ISSN: 02. 7099/3. issn. 0274-7030. 2017. 09. 008

气浮推力轴承支撑平台平衡机制及静特性分析*

张园园 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:为消除或者减轻重力的影响,提出一种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负载,构建该推力轴承推力支撑方案的气膜动力学耦合模型,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,分析气膜厚度参数、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,膜力系数随增大,最小气膜厚度、流量和功耗随之增大;最小气膜厚度、流量和功耗也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;推力平台;静力特性;气膜压力分布模型;雷诺方程

中图分类号: TH111.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-7030(2017)09-007-08

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

ZHANG Guoyuan ZHANG Yi CHEN Guozhong LI Guodong

(School of Mechatronics Engineering, Xidian 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,其主要是利用气膜推力轴承静压原理,利用气膜压力,由气膜撑起物体,由此可以通过气浮力抵消承载为(重力)实现对重力的降低或者消除。近几年随着气膜推力轴承技术的迅速发展使得气浮技术也朝着更精确更可靠的方向发展。目前,气膜推力轴承技术的研究已经集中在气膜流体力学、摩擦学、传热学及一般动力学等物理

论基础的多学科的综合性的技术的研究^[1]。由于气膜轴承以空气等低粘度介质作为润滑介质,因而具有速度快、精度高、摩擦损耗小、适应于高温环境、震动小、寿命长等优点,其在广泛应用中也有其特殊的优点,如采用气膜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灵敏度。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膜轴承的静态特性,对于径向气膜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]给出了通用机械上应用的空气润滑的动静压耦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: 国家自然科学基金重点项目(51375410, 51205014)。

收稿日期: 2016-11-15

作者简介: 张园园(1979-),男,博士,副教授,主要研究方向为润滑技术、转子动力学、机械振动。E-mail: gyzyuan@xidian.edu.cn

2 气浮机制——气体动静压平衡机制模型

图2所示为气浮平台结构示意图,由此可将平台间隙近似看作一维光滑小平行平板下的气体流动问题。图2中, p_2 为出口压力, p_1 为供气压力, p_0 为环境压力, \vec{w} 为板面。

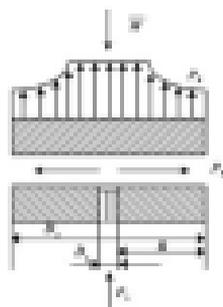


图2 气浮平台轴承结构图

Fig. 2 Bearing structure of platform

2.1 气体速度与流量模型

由静压轴承理论,每一节流小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^[17]为

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

式中, w 为气体沿 x 方向的速度; w 为气体沿 y 方向的速度; η 为气体的动力黏度系数。

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,各端面的压力一定。它是气路系统中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台能够承受一定的载荷。

将式(1)2次积分,代入静压动压效应形成的边界条件得:

$$\begin{cases} w(y) = -\frac{\gamma(k-x)}{2\eta} \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \\ w(x) = \frac{(k-x)}{k} \cdot -\frac{\gamma(k-x)}{2\eta} \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \end{cases} \quad (2)$$

式中, k 为气膜厚度; γ 为两板相对运动的线速度(沿 x 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 坐标值及两表面间沿 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时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 $y = \frac{k}{2}$ 处:

$$w_{\max} = w\left(\frac{k}{2}\right) = -\frac{k^2}{8\eta} \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3)$$

$$\text{令 } x \text{ 方向: } f_1(x) = \int_0^x k^2 dx, \quad y \text{ 方向: } f_2(x) = \int_0^x k^2 dx$$

$f_3(x) = \int_0^x k dx$, 则气体通过该流道截面的体积流量:

$$\begin{cases} q(x) = -\frac{k}{12\eta} f_1(x) \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \\ q(x) = \frac{k}{2} f_2(x) - \frac{k}{12\eta} f_3(x) \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \end{cases} \quad (4)$$

考虑到气体具有可压缩性,区别于液体侧流。为此分析其质量流量,以 ρ 表示气体的密度,则流经各界面的质量: x 方向为 $m_1 = \rho q(x)$, y 方向为 $m_2 = \rho q(x)$ 。

2.2 可压缩气体质量守恒

以连续流动单元为分析对象,可压缩气体侧流的连续方程可写为

$$\frac{\partial(\rho q(x))}{\partial x} dx + \frac{\partial(\rho q(x))}{\partial x} dx = -\frac{\partial(\rho k)}{\partial x} dx dx \quad (5)$$

将式(4)代入式(5)得:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho(k-x)}{12\eta} \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho(k-x)}{12\eta} \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \right] = -\frac{\partial}{\partial x} \cdot$$

$$\left[\frac{\rho \gamma^2(x)}{2} \right] + \frac{\partial(\rho k)}{\partial x} \quad (6)$$

式(6)为可压缩性流体动力侧流的雷诺方程。它反映了气体轴承动压效应下的轴承作用机制,即静压为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,如果不考虑动压效应,也不考虑时变特性,即认为 $\dot{w} = 0$,式(7)化为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho}{12\eta} f_1(x) \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho}{12\eta} f_2(x) \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \right] = 0 \quad (7)$$

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 状态方程

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。

代入式(7)可得:

$$\frac{d}{dx} \left[\frac{\gamma}{2gRT} (v_x)^2 \right] + \frac{d}{dx} \left[\frac{\gamma}{2gRT} (v_x)^2 \frac{dp}{dx} \right] = 0 \quad (9)$$

该方程即为考虑气体状态的变化时气流压力分布特性的完整 Rayleigh 方程。求解方程便可以得到压力分布结果。

2.4 气体压力与载荷模型

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

$$\vec{F} = \int_{\omega} (p - p_0) \cos \varphi dS \quad (10)$$

式中: P_0 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相对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。

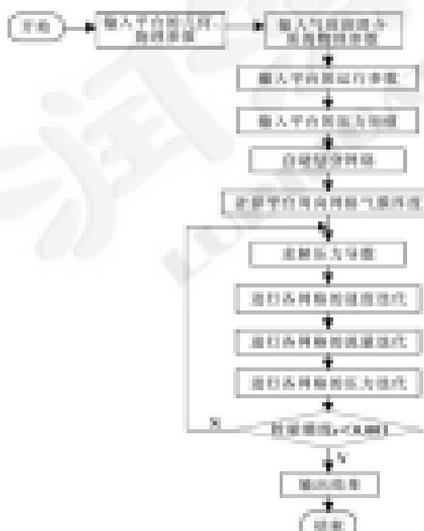


图3 气体动力学模型求解计算程序流程图

Fig.3 Program flow of air dynamic lubrication model

式中,在原程序基础上^[10],修改并更新模型,即删式(8)、(9)、(10)等,编制上述软件,并与原程序进行对比以验证过程正确性。求解程序将获得几何参数、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。

3 数值求解过程及结果分析

根据图3所示的模型求解步骤,分别计算气体刚度系数、平台载荷和速度对平台特性的影响。设定平台的内径 $d=0.15$ m, 外径 $D=0.15$ m, 对4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;工作平台极限温度下的低、高压空气)下的气膜(空气)。

求解情况进行计算分析,其刚度系数见表1。

表1 气体介质的刚度系数

Table 1 Dynamic viscosity of air

序号	固定工况	压力 $p/10^5$ Pa	刚度系数 $k_p/(pPa \cdot s)$
1	500	0.1	18.46
2	500	0.5	19.28
3	1500	0.1	20.32
4	1500	0.5	21.80
5	500	0.1	23.00
6	500	0.5	23.90

3.1 平台载荷对气浮平台特性的影响

设定固定工作速度为 $v=3\ 000$ m/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压力轴承性能(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。

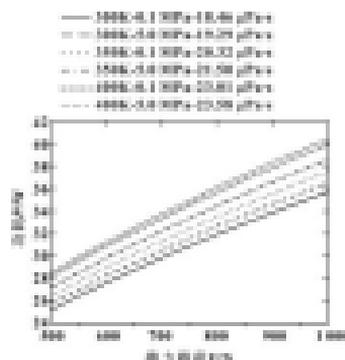


图4 功耗随推力载荷变化

Fig.4 Variation of power consumption with thrust load capacity

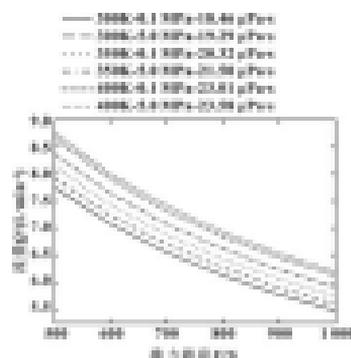


图3 流量随推力载荷变化

Fig. 3 Variation of flow with thrust load capacity

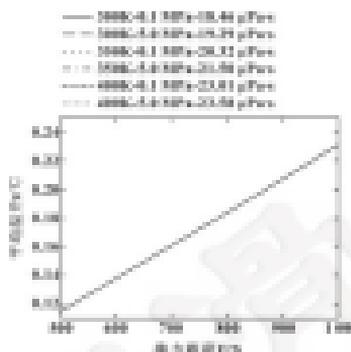


图4 平均温升随推力载荷变化

Fig. 4 Variation of temperature rise with thrust load capacity

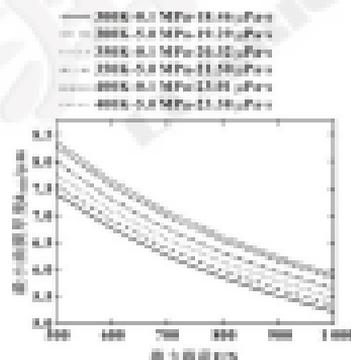


图7 最小气膜厚度随推力载荷变化

Fig. 7 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 $1.0\ \mu\text{m}$ 逐渐减小至 $5.8\ \mu\text{m}$ 左右,流量由 $1.8\ \text{L}/\text{min}$ 逐渐减小至 $6.4\ \text{L}/\text{min}$ 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,转速则先以低速 $\omega=500\ \text{r}/\text{min}$ 为起始速度,以 $500\ \text{r}/\text{min}$ 为递增单位,增加到高速 $\omega=5\ 000\ \text{r}/\text{min}$,得到转速对气浮平台特性的影响,如图8—11所示。

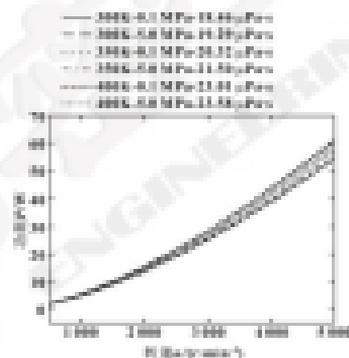


图8 功耗随转速变化

Fig. 8 Variation of power consumption with speed

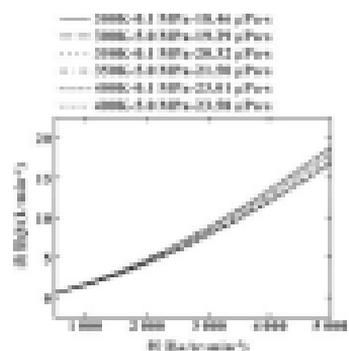


图9 流量随转速变化

Fig. 9 Variation of flow with speed

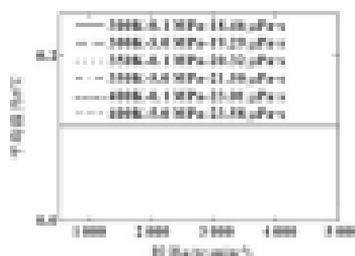


图 10 平均温度随速度变化图

Fig. 10 Variation of temperature rise with speed

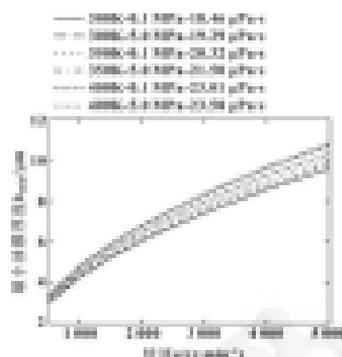


图 11 最小油膜厚度随速度变化图

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, 因而最小气膜厚度就越大, 同时, 功耗也随之增大。如图 10 所示, 在计算工况下温升的变化不大。

3.3 气体粘度对气膜平台特性的影响

由图 4—7 可知, 随着动力粘度系数的增加, 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, 动力粘度系数越大, 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, 提出了一种气体推力轴承支撑的微推力消除平台方案, 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, 动力粘度系数越大, 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, 外部载荷越大, 功耗越大, 油膜厚度越明显, 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, 周波, 张利安. 止推气浮轴承动态特性研究[J]. 轴承, 2013(9): 30—32.
- [2] ZHANG W, LIU H. Research on static performance of linear air-bearing bearings[J]. Bearing, 2013(9): 30—32.
- [3] 孙达文, 马永吉. 气浮轴承漏油机理性能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. 微气浮轴承—转子系统动力学特性研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(12): 1400—1405.
- [6] ZHANG H J, ZHANG L S. Study on dynamics of micro gas journal bearing rotor system[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(12): 1400—1405.
- [7] 马永吉, 孙达文, 王刚. 超薄气浮轴承动态特性系数影响因素研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(8): 1113—1117.
- [8] MA X Z, LIU H, WANG T. Research on dynamic characteristics of ultrathin support film and its influence factors[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(8): 1113—1117.
- [9] SUN D, LIU H. Design of three-pole hybrid air foil bearing and experimental investigation on static performance at zero running speed[J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 2010, 132(12): 122502-1—10.
- [10] CHANGHONG F, MUYIYONG D, BAPARUJIAN T. Active gas film bearing with embedded digital valves and backpressure control[J]. J. Technology Transactions, 2010(2010-07): 39. <http://dx.doi.org/10.1002/1522-0220.2010.1213944>.
- [11] 孙达文, 孙军, 张亮. 气浮轴承漏油问题的研究及展望[J]. 机械设计与制造, 2013, 32(1): 1—5.
- [12] ZHANG Y, SUN D, ZHANG L S. et al. Review on the fabrication of air bearing[J]. Journal of Machine Design, 2013, 32(1): 1—5.
- [13] 陈宇东, 胡德水, 何学明. 气浮微气浮主动气浮轴承的动力学建模与分析[J]. 武汉理工大学学报, 2008, 30(8): 117—121.
- [14] CHEN Y D, HU D S, HE 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.0274-6595.2017.09.008

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* 流变、*Rain-Water* 流变和 *Carrera* 流变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* 流变进行比较, 同时讨论环境黏度对油膜压力和膜厚的影响。结果表明, 基于 *Carrera* 流变模型得到的最小膜厚与实验结果最吻合; 与 *Newton* 流变模型相比, *Carrera* 流变模型和 *Ree-Eyring* 流变模型得到的油膜中心厚度较高, 其中 *Carrera* 流变模型得到的油膜中心厚度最高, *Rain-Water* 流变模型得到的中心膜厚最小; 与 *Ree-Eyring* 流变模型相比, 采用 *Doolittle* 自由体积黏度模型在中心区域产生较高的黏度, 环境黏度高的润滑液油膜厚度增加, 第二区力峰值也增大。

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:** 0274-6595(2017) 09-008-06

Analysis on Isothermal EHL Line Contact with Different Rheological Models

LIU Mingyong¹ WU Chenhui² LIU Yandong¹ 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, *Rain-Water* fluid and *Carrera* 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 *Carrera* rheological model is most consistent with the measured result. Compared with *Newton* fluid model, the higher center oil film thickness is obtained based on *Carrera* and *Ree-Eyring* rheological models, and the highest center oil film thickness is obtained based on *Carrera* model, the minimum film thickness is obtained based on *Rain-Water* rheological model. Compared with the *Ree-Eyring* 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 DOBSON 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。LEE 和 HAMROCK^[2]采用两流变模型研究了磨粒比、膜厚剪切速度等等温线接触弹流润滑的影响; JACOBSON 和 HAMMECK^[3]用理想黏塑性流变模型研究了磨粒比下剪切速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; HUI 等^[5]采用 *Pacej* Law 流变模型研究稳态等温线接触条件下轴衬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; 刘刚玲和韩伟然^[7]采用参数非牛顿流变分析了在稳态等温线接触条件下油膜压力和膜厚随磨粒比和磨粒比的变化; 尹昌盛等^[8]求解了 *Newton* 和 *Ree-Eyring* 流变线接触等温和热弹流润滑问题, 分析了流变性对线接触弹流润滑油膜厚度的影响; 刘刚平等^[9]采用 *Carrera* 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; 王浩南等^[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(51405027); 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(1982—), 男, 博士, 讲师, 主要研究方向为润滑理论研究。E-mail: liumy2008@mail.hust.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, v_1 、 v_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

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

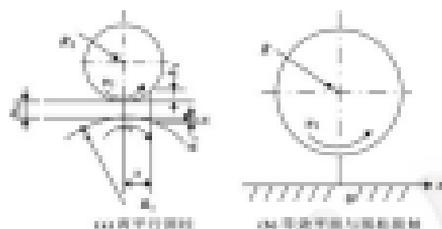


图1 等效模型

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基中颗粒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

$$\frac{d}{dx} \left[\left(\frac{h}{\eta} \right)^3 k' \frac{dh}{dx} \right] = 12U \frac{d(\rho' h)}{dx} \quad (2)$$

其中:

$$\left(\frac{h}{\eta} \right)^3 = 12(\eta \rho' / \eta' \rho' \rho')$$

$$\rho' = [\rho' \eta_0 (k_1 - U)] + \eta_0 k_1 / U, \rho_0 = \frac{1}{k} \int_0^k \rho_0 dx$$

$$\rho' = \frac{1}{k} \int_0^k \rho' \frac{dk'}{k'} dx, \rho'' = \frac{1}{k} \int_0^k \rho' \frac{d^2 k'}{k'^2} dx$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{k} \int_0^k \frac{d\eta}{\eta} dx, \frac{1}{\eta'} = \frac{1}{k} \int_0^k \frac{d\eta'}{\eta'} dx$$

式中: ρ 为润滑油密度; η' 为等效黏度; ρ_0 和 k 分别为压力和膜厚。

润滑油黏度和密度采用 Barlasto 黏度关系式和 Doolittle-Huggins 密度关系式:

$$\eta = \eta_0 \exp[(\ln \eta_0 + 9.67) \{ (1 + 5.1 \times 10^{-3} \rho) \}^{-1} - 1] \quad (3)$$

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-3} \rho}{1 + 1.7 \times 10^{-3} \rho} \right) \quad (4)$$

膜厚方程:

$$h = h_0 + \frac{v'}{k} - \frac{1}{4R} \int_0^x \rho(x) [\ln(x - x_0)]^2 dx \quad (5)$$

收敛平衡方程:

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

1.2 本构方程

本文作者分别选取 Newton 流体、Bee-Eyring、Bair-Winer 以及 Carreau^[1]模型进行分析,其本构方程如下:

Newton 流体:

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

Bee-Eyring 流体:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\tau}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (8)$$

式中: τ_0 为 Bee-Eyring 的特征剪切力。

Bair-Winer 流体:

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

式中: τ_0 为极限剪切速度。

Carreau 流体:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\tau}{\eta} (1 + (\tau/\tau_0)^2)^{n-1} \quad (10)$$

式中: n 为指数参数; τ_0 为特征力。

Carreau 流体的压力和黏度关系分别采用 Tai 状态方程和 Doolittle 自由体积黏度方程^[1]:

$$\frac{\rho'}{\rho_0} = \frac{V}{V_0} = 1 - \frac{1}{k_1 + 1} \ln\left[1 + \frac{\rho'}{k_2} (1 + k_3 \rho')\right] \quad (11)$$

式中: ρ_0 、 V_0 分别为大气压下的密度和体积; ρ' 、 V 分别为压力为 ρ' 时的密度和体积;常数 k_1 、 k_2 、 k_3 由试验确定。

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

式中: V_0/V_0 、 k 为待定常数; V/V_0 由式(11)确定。

对应流体的等效黏度为

Newton 流体:

$$\eta_{eq}^0 = \eta \quad (13)$$

Re-Eyring 流体:

$$\eta_{eq}^0 = \eta \frac{\sigma/\eta_0}{\sinh(\sigma/\eta_0)} \quad (14)$$

Bair-Winer 流体:

$$\eta_{eq}^0 = \eta \frac{\sigma}{\sigma_0 - \ln(1 - \sigma/\sigma_0)} \quad (15)$$

Carreau 流体:

$$\eta_{eq}^0 = \eta [1 + (\sigma/\sigma_0)^2]^{n-1} \quad (16)$$

2 数值方法

对润滑控制方程 (2) — (4) 进行量纲一化处理, 采用最大 Hertz 接触压力作为量纲一化压力值, 量纲一化定义为: $\bar{r} = r/a$, $\bar{p} = p/p_0$, $\bar{q} = q/q_0$, $\bar{q}' = q'/q_0$, $\bar{p}' = p'/p_0$, $\bar{r}_0 = a_0/a$, $\bar{r}_1 = a_1/a$, $\bar{r}_2 = a_2/a$, $\bar{r}' = r'/a$, $\bar{r}'_0 = r'_0/a$, 其中 a 为 Hertz 接触半宽, 对量纲一化的 Reynolds 方程进行求解时, 用中心差分商数第一项, 用一阶向后差分商数第二项, 文中采用的压力迭代方法参考文献 [13], 用网格密度为 512 节点, 为加快收敛速度, 迭代过程采用 G-S 迭代, 迭代收敛相对误差精度满足: $\epsilon_1 = 10^{-6}$, $\epsilon_2 = 10^{-6}$, 数值求解的流程如图 2 所示。

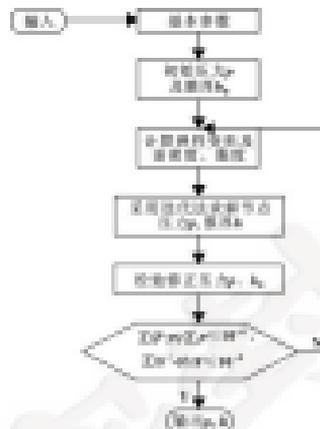


图 2 数值求解流程图

Fig. 2 The flow chart of numerical simulation

3 结果与分析

3.1 模型验证

采用纯滚动工况条件, 选取 Newton、Re-Eyring、Bair-Winer、Carreau 4 种流变模型进行等温线接触数值分析, 为了验证模型的准确性, 在相同工况下对不同模型的计算值与实际值厚面^[14]进行比较, 选取与文献 [14] 相同的工况参数, 见表 1、2。

表 1 工况与无色矿物油参数

Table 1 Condition parameters of colorless mineral oil

速度 u /(Pa·s)	压力刚度参数 σ /($m^2 \cdot N^{-1}$)	屈服 σ_0 ¹ ($N \cdot m^{-2}$)	温度 T ² ($m \cdot s^{-2}$)	曲率半径 半径/ m	弹性模量 E /($N \cdot m^{-2}$)
0.1×10^{-3}	0.1×10^{-3}	0.225×10^8	19.2	0.014 5	2.1×10^{11}

表 2 润滑油工况及特征参数

Table 2 Lubricating oil condition and characteristic parameters

E /GPa	ρ_0 /GPa	R /mm	ρ_1 /(Pa·s)	C /GPa	α	自由体和固定方程参数			
						E	η_0/η_0	E'	R_0 /GPa
102.4	0.803	12.7	0.182	0.070	0.82	3.098	0.687 9	12.76	1.413 6

分别采用 128、256、512、1 024 网格节点, 计算域为 $-4.6 \leq x \leq 4.5$, 计算得到的最小膜厚见图 3, 图 3 比较了 4 种流变模型在不同网格密度下最小膜厚值, 随着网格密度增加, 不同流变模型计算得到的最小膜厚值逐渐接近实际值, 与文献 [14] 的实际数据进

行比较, 实际值 $\lambda_{min} = 0.41 \mu m$ 如图 3 虚线, 计算最小膜厚值结果与实际值基本一致, 由于采用 512 节点和 1 024 节点网格密度时计算结果差别不大, 为了减少计算时间, 提高效率, 后面计算均采用 512 节点网格密度。

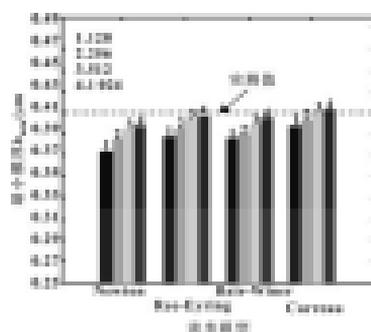


图1 不同网格数最小膜厚对比图

Fig. 1 The minimum film thickness under different number of grid contrast 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润滑油中心膜厚随着吸速度的变化。基于Carreau流变

模型的中心膜厚最大, Bair-Wire模型的中心膜厚最小, 其区别主要是本构方程不同。

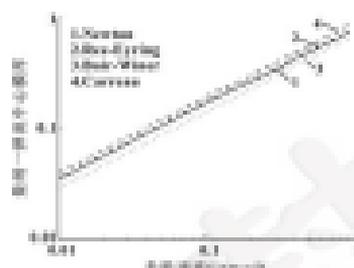


图4 中心膜厚随吸速变化曲线

Fig. 2 The curves of central film thickness changing with suction velocity

图5(a), (b), (c)分别为吸速速度为3, 1.8, 0.8 m/s时, 3种非牛顿流变模型和牛顿模型的压力和膜厚分布对比。

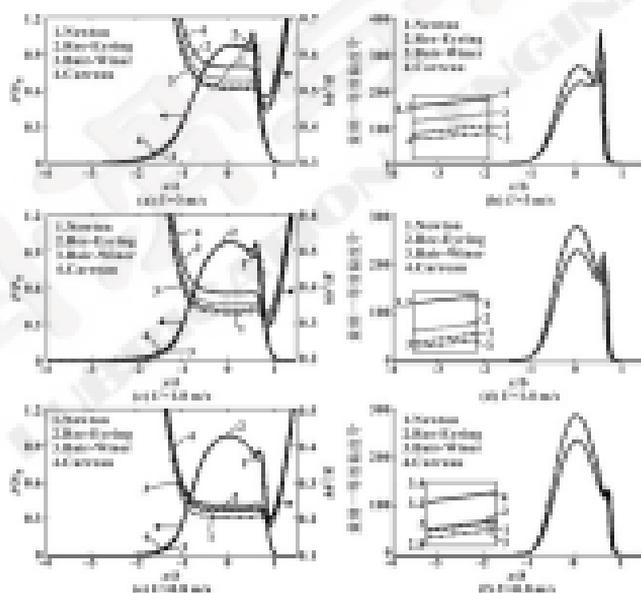


图3 不同流变模型压力和膜厚分布

Fig. 3 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-Wire

模型。油膜中心厚度越大, 对应的第二压力峰值也越高, 且向人口区转移。图5(b), (d), (f)分别为吸速速度为3, 1.8, 0.8 m/s时, 4种流变模型

等效黏度的对比,可以看出,相同工况条件下,Carreau模型在接触人口区的黏度最大,Ree-Eyring模型在人口区黏度第二,Bair-Winer模型在人口区黏度最小,不同流变模型人口区黏度大小和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效黏度不同造成的,同时由图5(b)、(d)、(f)的等效黏度分布图可以看到,在出口区域位置处,等效黏度也出现峰值,而且等效黏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效黏度峰值,这是由于在第二压力峰值处,黏度越高的稠滑油流动越容易受到阻碍,使得在窄隙处出现稠滑油堆积,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隙在此处的稠滑油,此时附加压力使得第二压力峰值随着黏度的增大而增高。

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效黏度基本没有差别,但是基于Carreau流变模型在中心处的等效黏度比其他流变模型的低,这是由于Carreau流变模型采用的是Doolittle自由体积黏压模型,其他3种流变模型采用的是Reynolds黏压关系式,由此可见:与Reynolds黏压关系式相比,采用Doolittle自由体积黏压模型在中心区域产生较低的黏度。

3.3 环境黏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 、 $0.06 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 2种高纯环境黏度值,进行弹流润滑数值计算,得到的不同环境黏度下压力和膜厚分布结果如图4所示,可以看出,随着环境黏度增大,对应的油膜厚度变大,第二压力峰值变大,图7为对应的等效黏度分布图,高环境黏度对应的入口区域等效黏度明显高于低环境黏度对应的入口区域等效黏度,这也解释了高环境黏度稠滑油油膜厚度较高的原因。

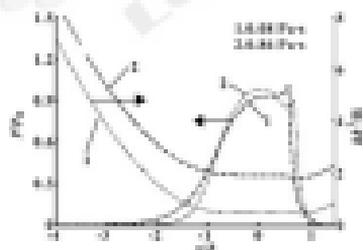


图4 不同环境黏度下压力和膜厚分布

Fig. 4 The pressure and film thickness distribution under different environmental viscosity

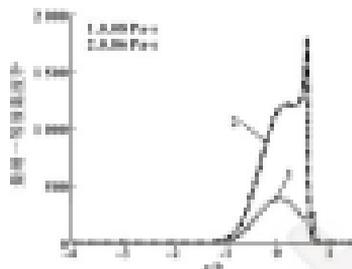


图7 不同环境黏度下等效黏度分布

Fig. 7 The equivalent viscosity distribution under different environmental viscosity

图8为不同环境黏度稠滑油油膜中心流速场图,由此可以看出,在出口区流速有速度峰值,这是由于出口窄隙导致稠滑油流动受到阻碍,为了保证流量连续性,因此产生速度峰值,图中显示环境黏度增大,稠滑油油膜的中心流速峰值增大,这是由于环境黏度增大导致油膜第二峰值变大,相对应的出口区油膜窄隙程度更显著,为了满足流量连续性条件,窄隙程度更大的位置油膜流速将更高。

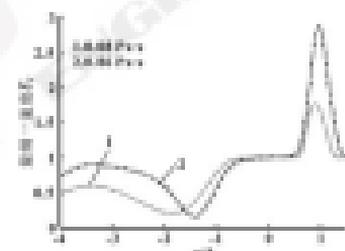


图8 不同环境黏度下稠滑油油膜中心流速场

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流变模型相比,Carreau和Ree-Eyring流变模型在入口区域产生较高的黏度,因而具有较大的弹流中心膜厚,Bair-Winer在入口区域黏度比Newton流变低,因此其中心膜厚最小。

(2) 与Reynolds黏压模型相比,采用Doolittle自由体积黏压模型在中心区域产生较低的黏度。

(3) 环境黏度高的稠滑油的油膜厚度大,承载能力较大,因此选择稠滑油时应尽量选择黏度高的稠滑油。

(4) 环境黏度增大,稠滑油油膜的中心流速峰

值增大。

参考文献

- [1] DEBROUIN D, HEGGEMON C R. Elastic hydrodynamic lubrication [M]. Oxford: Pergamon Press, 1986.
- [2] LIU H T, JARABROCK B. A circular non-Newtonian fluid model of joint. Based on elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Tribology, 1990, 112(3): 488-493.
- [3] JACOBSSON B O, JARABROCK B. Non-Newtonian fluid model incorporated into elastohydrodynamic lubrication of rectangular contacts [J]. Journal of Tribology, 1984, 106(2): 275-282.
- [4] LIU J F, ZHANG X Y, XU Y. Numerical simulation of elastohydrodynamic lubrication based on Eyring-Johnson model proceedings [C]// Proceedings of the 2013 International Conference on New Technology of Agricultural Engineering, Hubei: IEEE, 2013.
- [5] CHU D B F, BAHAMDI A, SHIBIN K, et al. Numerical analysis of elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian lubricant [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 168, 1-7.
- [6] CHILDS M, SHARPE K J, CHILDS E, et al. Thermal joint contact EHL analysis of rolling/sliding contacts with experimental comparison showing anomalous film shapes [J]. Tribology International, 2009, 42 (4): 517-528.
- [7] 刘旭光, 杨浩然. 有限非牛顿流体的等温线接触弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2002, 27(1): 1-7.
- [8] LIU X L, YANG P H. Analysis of power law non-Newtonian fluid lubrication in the isothermal EHL line contact [J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(1): 1-7.
- [9] 尹利强, 杨浩然. 线点接触弹流润滑等温数值分析[J]. 润滑与密封, 2006, 31(9): 30-34.
- [10] YIN C L, YANG P H, YANG P. General analysis of line contact elastohydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(9): 70-74.
- [11] 刘列平, 张新文, 贾洪祥. 非牛顿流体对等温线接触弹流润滑膜厚度影响的研究[J]. 中国机械工程, 2011, 22(20): 2415-2418.
- [12] LIU J F, 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): 2415-2418.
- [13] 王洪波, 马国二, 杨旭光. 非牛顿流体特性对线点接触弹流润滑膜厚影响[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 683-689.
- [14] WANG Y H, DEBIC S V, YANG 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): 683-689.
- [15] LIU Y C, WANG Q J, SCOTT R, et al. A quantitative solution for the full elastohydrodynamic EHL point-contact problem including surface [J]. Tribology Letters, 2007, 26(2): 171-81.
- [16] LIU Y C, WANG Q J, KUTIPKA J, et al. The elastohydrodynamic film thickness of a two-component mixture [J]. Journal of Tribology, 2009, 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] 顾时明. 杨浩然的弹性流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- [19] BAIN S, YERGEN P, MARCHETTI N. The effect of shear-thinning on film thickness for spray lubricants [J]. Tribology Transactions, 2007, 46(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年)学术年会暨学术、理论、应用基础学术研讨会于22日召开,中科院院士、固体润滑国家重点实验室主任曹瑞刚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 80 名专家,分别介绍了各自的科研成果以及与国际实验室的联系。中国机械工程学会摩擦学分会理事、副理事长、摩擦专业委员会年促进会共同协办。

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曹瑞刚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,感谢学科内学术骨干的向前贡献与年轻同志的奋力拼搏。刘增国院士作了“固体学科的发展回顾”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魏德高教授、北京大学张昱均教授、山东大学章京斌教授、贵州大学丁建宁教授、中国人民解放军军械工程学院王海斗教授、河南大学张治军教授、哈尔滨工业大学王黎敏教授、河南科技大学张永新教授和魏世忠教授、南京航空航天大学魏振东教授、东南大学陈云飞教授、华南理工大学张广福教授、吉林大学陈立志教授、清华大学邵国教授、香港城市大学王福军教授、武汉理工大学梁成清教授、中南大学陈厚群教授、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。

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1070.2017.09.006

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:利用干涉技术观察“零卷吸状态由纯滚动变为零卷吸后接触区内润滑油膜的变化特征, 得出不同于经典理论的结果, 并将它们归于界面滑移现象。对于可能导致界面滑移产生的润滑油膜界面应力和界面曲率应力2种机制进行分析, 认为界面曲率应力可以合理解释试验现象。为进一步证实分析的正确性, 进行零卷吸条件下纯滚动接触中心的试验观察, 试验结果与分析结果相吻合。对零卷吸和纯滚动条件下对接触中心处速度进行定量对比, 结果显示润滑油内部存在同一不可逾越的临界界面应力, 即本研究所提出的玻璃态界面并具有较低的临界界面应力。

关键词: 零卷吸; 界面滑移; 膜界面应力; 临界界面应力; 润滑油膜

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-1070(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 half-cylinder contact were observed under pure rolling and zero entrainment velocity (ZEV) 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 lubricants 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 simple case velocities under the conditions of ZEV and simple half rolling, it is shown that the limiting shear stress of lubricant cannot be exceeded. Therefore, it is indicated that the glass interface coating Co layer employs the lowest critical shear stress.

Keywords: zero entrainment velocity; wall slippage; limiting shear stress; critical shear stress; entrapped simple case

近年来, 随着对微流体的深入研究及微纳高精度测量仪器的开发, 固液界面的无滑移边界条件面临挑战, 各种测试技术^[1]和分子动力学模拟^[2]都已证实此条件下界面滑移的存在。而高压条件下的弹性流体动力学^[3](EHL), 接触区内界面滑移的测试技术^[4]的研制并没有得到突破。事实上, 多年来的实验证明弹流润滑摩擦系数随转速增加存在一极限值, 但以其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^[5]第一次引入

流体本质特性——膜界面应力来解释这一试验现象。此后, JOHNSON 和 TEVAARWIK^[6], RABE 和 WINKER^[7]也研究了高压条件下润滑油的流变特性, 指出流体的膜界面应力依赖于压力和温度变化。同时, 基于实验现象提出的考虑膜界面应力的非牛顿模型^[8]应运而生^[9], 引入上述模型即得出带有入口四陷的油膜形状。

最近 GUO 和 WANG^[10]在试验中同样观察到类似的异常油膜形状, 并将此现象归因于界面滑移。GUO 等^[11]还将干涉技术和冲齿封油技术相结合, 通过观察接触区封闭润滑油的运动, 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道内部, 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体的膜界面应力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: 国家自然科学基金重点项目(81403033, 81273032); 山东省优秀中青年科学家资助基金项目(2014042024)。

收稿日期: 2016-12-14

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。

本文作者在零卷速 (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, 着重研究了接触区内的油膜的运动, 对上述问题进行了分析, 并为界面摩擦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测试台上进行, 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。得到试验中需要的冲击速度。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。试验载荷可以在压力计上直接读出。

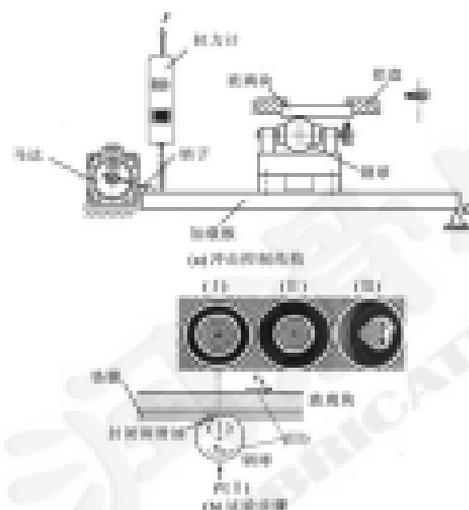


图 1 Test apparatus (a) and test surface (b)

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扩大接触区; (III) 玻璃块以速度 v_x 或钢球以速度 v_y 横向运动。玻璃块与钢球接触一侧设有分光狭缝, 厚度为 20 μm 。钢球的硬度等级为 G5, 直径为 25.4 mm。对油膜中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中心运动位置分析。试验用润滑油的特性见表 1, 试验温度为 (20 \pm 1) $^{\circ}\text{C}$ 。

表 1 试验用润滑油特性

Table 1 Properties of lubricant used in experiments			
润滑油	20 $^{\circ}\text{C}$ 时密度	20 $^{\circ}\text{C}$ 时动力粘度	折射率 n
	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	$\eta/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	
EP1000	896.0	127.0	1.487

2 试验结果及讨论

2.1 ZEV 条件下润滑油在接触区内的运动特征

图 2 示出了 ZEV 条件下侧滑接触时润滑油的运动过程。试验开始时钢球固定, 玻璃块向左滑动, 图 2 (a) 显示了典型的侧滑油膜形态。此后, 与钢球施加一个与玻璃块大小相同、方向相反的速度, 即接触面达到零卷速运动状态。在该运动条件下, 如果依据经典润滑理论, 润滑油会被两固体壁面从左右 2 次带出接触区。但是图 2 中显示润滑油有向左侧流动的趋势, 且在接触区左侧堆积, 这表明了侧滑油较好地粘附到了钢球的表面。

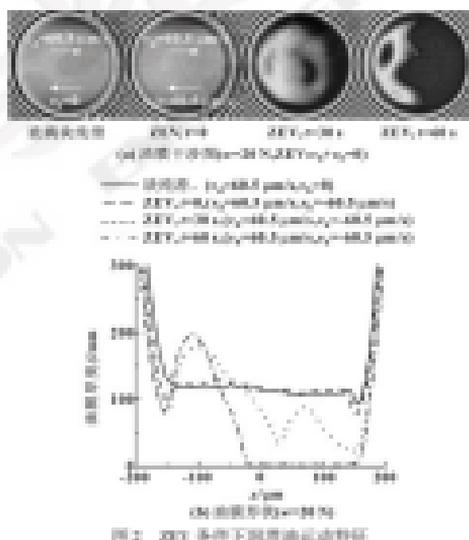


图 2 Movement of lubricant under ZEV conditions (a) film interograms ($v^x=20\text{ m/s}$, ZEV, $v^y/v^x=0$); (b) film profile

为了便于识别接触时的运动方向, 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, 侧滑油在侧滑排出接触区, 最终达到了零膜厚状态, 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) 于步图的油膜外形, 进一步表明了侧滑油的侧向移动性和侧滑引起的油膜

不对称性。由于实验中的启动速度较慢,使接触面内的热效应可以忽略不计。

图2中观察到在窄缝条件下单侧运动性表明了界面滑移效应的存在。在目前测试条件下,润滑油与钢球表面具有良好的匹配性,而在玻璃块表面上产生了滑移。

2.1 界面滑移起因假说

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种假说是粘滞体的临界剪应力和界面的临界剪应力。前一种假说认为,当接触区域内的润滑油达到其临界剪应力时将滑移发生在流体内部或玻璃边界上;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将滑移发生在玻璃块或钢球界面上。临界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,即润滑油与界面的综合强度。在目前的两-油-球测量系统中,假设存在2种临界剪应力:润滑油本身的临界剪应力;润滑油与钢球界面上存在一个临界剪应力;玻璃块与偏心玻璃块的界面存在一个临界剪应力。滑移的产生取决于这2种临界剪应力值中最小的一个。

如果取润滑油本身的临界剪应力为2种临界剪应力中的最小值。依据临界剪应力理论,当流体达到其临界剪应力后,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自动调整以适应其达到的临界剪应力。因此应力为定值且低于其余临界剪。故滑移发生在流体内部或是两固/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带^[1],但由于流体内部的真实流动状态很难被直接观察到,所以难以准确判断滑移带的层数和发生的具体位置。为了简化分析,文中假设流体内部仅存在图3所示的两层滑移带。

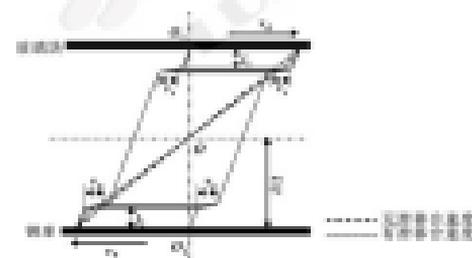


图3 前缘剪应力滑移模型

Fig. 3 Slippage model with leading 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,因而两滑移带位置在关于中间层(4/2处)对称的上下两侧。定义两滑移带关于固体壁面的距离相等, $x_1 = x_2$,不事赘述。当 x_1 和 x_2 趋向了无穷小时,滑移将发生在两固液界面上,系统的对称性也使得各处滑移速度 v ,具有相同值。在该条件下,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,润滑油不会向单侧运动。这显然与图2中的实验观察不相符,因而润滑油本身的临界剪应力为最小值的假说不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,因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剪。此时滑移只发生在单一界面上。假设偏心玻璃块界面的临界剪应力为最低值,润滑油发生在G₁界面上,如图4所示。

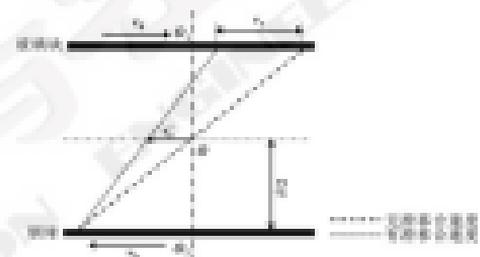


图4 后缘界面临界剪应力滑移模型

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

图4中 v_1 为在偏心G₁玻璃块界面上产生的滑移速度。可见由于滑移的产生,卷吸速度由其滑移的零值增加到滑移后的 v_1' 。在 v_1' 的卷吸速度下润滑油将与钢球的运动方向一致,该模型恰与图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。

2.1 界面临界剪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四圆油膜核心在2XY条件下的运动特征。

如果按照经典流体力学理论,润滑油在2XY条件下的卷吸速度为0,则油核心将在接触区内局部保持不动,且在对称剪应力的剪切作用下逐渐被展并向接触区两侧延伸。采用临界剪应力理论也会发生与经典理

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摩擦并导致速度仍而为0。然而,在图5给出的ZGV条件下对油核心的运动特征图中,对油核心往垂直单一方向运动,如图5(a)所示。若以玻璃块运动速度 v_0 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即为负值,即随着玻璃球一起运动并在G_c或玻璃界面发生了摩擦,图中直线的斜率(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。

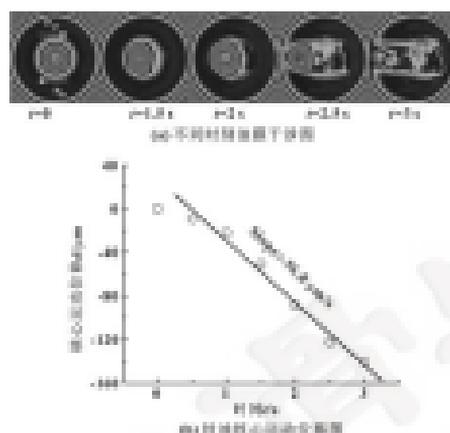
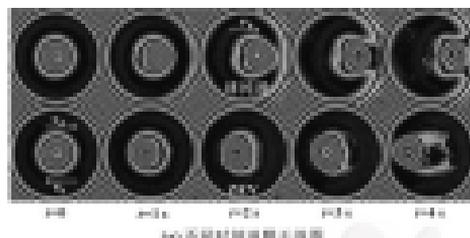


图5 ZGV条件下对油核心的运动特征 ($\omega=20\text{ Hz}$;

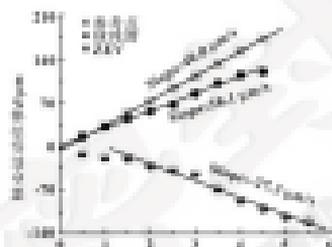
$v_0=81.43\text{ gm/s}$, $v_1=78.43\text{ gm/s}$)

Fig. 5. Motion of single core under ZGV conditions ($\omega=20\text{ Hz}$, $v_0=81.43\text{ gm/s}$, $v_1=78.43\text{ gm/s}$) (a) interograms 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G_c表面发生摩擦并随玻璃球运动。令人感兴趣的是,图6(b)中显示在几乎相同的球滚速度 $v_0=40.0\text{ gm/s}$ 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,对于几乎相同的对滚深度,则两球内的荷位交率也比较接近,相应的2种条件下对滚油与界面应力也几乎相等。也显示了2种条件下得到相同的G_c/刚度油界面临界应力。



(a)不同时刻对滚干涉图



(b) 中点滚动及球纯滚时油核心位移对比图

图6 ZGV和球纯滚条件下对油核心的运动对比 ($\omega=20\text{ Hz}$, 球速 v_0 , v_1 , $v_2=40.0\text{ gm/s}$; ZGV v_0 , v_1 , $v_2=39.6\text{ gm/s}$, $v_3=39.6\text{ gm/s}$)

Fig. 6. Comparisons of single core movements under ZGV and ball pure rolling conditions ($\omega=20\text{ Hz}$, ball rolling v_0 , v_1 , $v_2=40.0\text{ gm/s}$; ZGV v_0 , v_1 , $v_2=39.6\text{ gm/s}$, $v_3=39.6\text{ gm/s}$) (a) interograms 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。进一步显示此时油核心在两者和ZGV工况下运动速度很接近。图7结果说明对滚油在其应力达到G_c表面所能承受的临界应力而发生摩擦。运动的大小取决于钢球界面的运动状态。同时图6和图7的试验结果为图4的摩擦模型的合理性提供了有利证据。

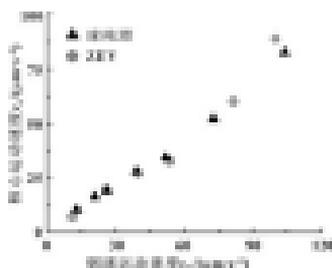


图7 对油核心运动与球纯滚速度的关系 ($\omega=20\text{ Hz}$)

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

3 结论

(1) 微- G_0 的玻璃块界面与流体的接触应力与刚球界面的临界应力相比具有最小的临界应力值。

(2) 磨粒发生在微- G_0 的玻璃块界面上, 而不是发生在流体内部或者刚球界面上, 则磨粒与刚球界面的磨着力比 G_0 表面要强。

(3) 根据文中观察到的试验现象, 则磨粒的接触应力为磨粒模型不能对其进行合理解释, 而界面临界应力为磨粒模型可以与其相互验证。

(4) ZKV 条件下的弹流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, YAMASAKI H, KAWAGUCHI K, et al. Boundary slip in Newtonian liquids: a review of experimental studies [J]. *Report on Progress in Physics*, 2003, 66(12): 2897-2937.
- [2] PARHAMANGESH A, STEPHENSON J D, TANNIRI R L. Wall slip in the molecular dynamics simulation of thin films of hexane [J]. *Journal of Chemical Physics*, 1999, 110(3): 2612-2620.
- [3] SMITH P W. Lubricant behavior in concentrated contact systems: the case of oil-steel [J]. *Wear*, 1999, 224(1): 260-263.
- [4] JOHNSON K L, TEUFELBAUMER J L. Shear behavior of elastohydrodynamic films [J]. *Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1977, 356: 217-236.
- [5] BAEK S, WINKEL W G. Shear strength measurements of lubricants at high pressure [J]. *ASME Journal of Lubrication Tech-*

nology, 1979, 101: 281-287.

- [6] LEE H T, HAMBROCK R J. A circular non-Newtonian fluid model of Part I used in elastohydrodynamic lubrication [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1996, 118(3): 486-496.
- [7] ZHANG Y H, WEN S. An analysis of elastohydrodynamic lubrication with limiting shear stress, Part I: theory and solution [J]. *STLE Tribology Transactions*, 2002, 45: 139-144.
- [8] STARR J, JOHNSON R G. A lubricant model considering wall slip in EHL line contacts [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2009, 131(3): 0315-0322.
- [9] GUO F, WONG P L. An omniscient elastohydrodynamic lubrication film order angle [J]. *Trans. ASME, Journal of Tribology*, 2008, 130(2): 0215-0220.
- [10] GUO F, WONG P L, GUO M, et al. Occurrence of wall slip in elastohydrodynamic lubrication contacts [J]. *Tribology Letters*, 2008, 34(1): 103-111.
- [11] GUO F, WONG P L. A multiple-beam intensity-based approach for thin lubricant film measurement in non-confined contacts [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B, Journal of Engineering Tribology*, 2002, 216: 281-291.
- [12] HARI S, JOHNSON R, WANG W G. Observation of shear localization in liquid lubricants under pressure [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1993, 115(3): 507-514.
- [13] OKANO N, OKUNISHI A, KUROKAWA T, et al. Occurrence of shear band at high pressure [C]. // *Proceedings of 1987 Tribology Conference-Tokyo*, The Japanese Society of Tribology, 1988: 147-152.

(上接第16页)

- [16] YEHOU F, SANDER K S H. The frictional forces in lubricate grooves predicted from the traction-slip characteristics of lubricating oils [J]. *Wear*, 1983, 87(1): 297-303.
- [17] BELLELI S, BONICELLI D, FORTINI G. Velocity measurements in the grease-lubricating film of a sliding contact [J]. *ASLE Transactions*, 1998, 29(4): 315-322.
- [18] YANG Z, QIAN X. A solution to grease lubricated EHD film behavior in an elliptical rolling contact [C]. // *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers International Conference, London (InstME Publications)*, 1987: 97-104.
- [19] WEN S Z, YANG Z. A theoretical and experimental study of EHL lubricated with grease [J]. *Journal of Tribology*, 1998, 120(1): 38-43.
- [20] YOSHIOKA 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: 1026-1028.
- [21] CANN P M. Scavitation and rollers in a grease-lubricated elastohydrodynamic contact [J]. *Tribology Transactions*, 1996, 39(3): 498-502.
- [22] KANEKI M, OKADA T, TAKEUCHI 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*, 2000, 214(4): 327-336.
- [23] YANG F, GU S, KANEKI M, et al. Formation of steady channels in point EHD contacts [J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(1): 42-49.
- [24] CANN P M, DENNIS J P, WRIGHT W N, et al. Grease degradation in rolling element bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2001, 44(3): 399-402.
- [25] LIET P M. A review on grease lubrication in rolling bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(4): 470-480.
- [26] LIET P M, VILKICKAS S, TERP J R. On the elastic behavior of grease lubrication in rolling bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(3): 381-390.
- [27] YOSHIOKA T, SHIBUI S, YOSHIOKA H. A new form of rolling contact damage in grease-lubricated, deep-groove ball bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(1): 151-160.
- [28] PAN F, HAMBROCK R J. Simple formulas for performance parameters used in elastohydrodynamically lubricated line contacts [J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(2): 246-251.
- [29] HOFFMUT L C, HAMBROCK R J. Fast approach for calculating film thicknesses and pressures in elastohydrodynamically lubricated contacts at high load [J]. *Journal of Tribology*, 1996, 118(2): 423-428.
- [30] 黄子. 测量数据计算方法 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2012.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.09.007

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 200203; 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单晶金刚石衍峰,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涂层抛光效率明显高于常规抛光材料,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: TH137; TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150(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 200203, 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,机械端面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]。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),机械密封环接触面速率速率以达到长期稳定低/零泄漏率的使用要求,由此带来的低工作寿命严重影响整套机械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。当单一密封材料性能无法满足愈加苛刻的机械密封使用工况时,在传统材料表面涂覆耐磨减摩的超硬涂层材料或将成为破解极端工况下传统机械密封环寿命短及可靠性差难题的有效途径之一^[2]。

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)、摩擦因数低、耐磨性强、表面化学惰性强,以及与许多工程材料间有强附性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^[3-5]。

采用CVD法在热化学沉积机械密封环工作表面涂覆金刚石薄膜可充分发挥其耐磨、摩擦因数低、表面

^{*} 基金项目: 中国博士后基金资助项目(2016M600411)。

收稿日期: 2016-10-24

作者简介: 雷学林(1986-),男,博士,研究方向为金属表面涂层加工工具。E-mail: xuelinlei@ecust.edu.cn

化学惰性强、热传导系数大和膜厚厚(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^[1]。

同时, 为减小使用过程中机械密封系统的磨损率、磨削率、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。这两点需通过对全金刚石涂层机械密封环的后继抛光处理来实现。常规微米金刚石(Micro Crystalline Diamond, MCD)薄膜具有类似于天然金刚石的优异的硬度特性, 但其颗粒粗大, 断裂韧性较差, 抛光过程费时耗力且易出现磨痕微裂纹等现象, 成为制约其在耐磨部件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, 薄膜摩擦系数很小。同时, NCD薄膜的全金刚石纯度较高, 石墨以及非晶碳成分较少, 其硬度优于MCD薄膜, 断裂韧性优于MCD薄膜。这些特性均可显著提升全金刚石薄膜的抛光速度。但是, 全金刚石纯度较高的缺点是会降低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, 制备微米级复合金刚石(Micro- and Nano-Crystalline Diamond, MNCD)薄膜可在保证底层薄膜耐磨性和膜基结合强度的同时降低薄膜表面的抛光难度^[2-4]。

因此, 本文作者拟首先采用CVD法制备抛光机械密封环表面沉积全金刚石膜并对其进行微观形貌和成分分析表征, 随后利用不同抛光工艺对此MCD、NCD和MNCD涂层机械密封环的抛光特性, 并由此获得适合实际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法在经过全金刚石磨粉研磨车磨后的抛光级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; 通过改变反应室的气压和甲烷流量来控制生长的薄膜类型。全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。全金刚石薄膜的侧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, 文中通过不同抛光实验对比分析3种全金刚石薄膜的抛光特性。抛光实验中, 抛光盘为铁盘, 质量为10 kg; 全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, 取下全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削率。

磨削率不可精确到0.01 mg, 采用光学平晶检测仪分析密封环表面全金刚石薄膜的平整度。当整个机械密封环表面的抛光数小于3时, 即表明该机械密封环的表面平整度达到使用要求。

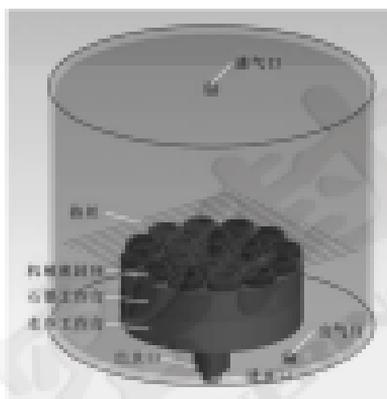


图1 热丝沉积过程中热丝与机械密封环的空间分布图

Fig. 1 Distribution of hot filament and mechanical seal during CVD process

表1 机械密封环表面的全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
冷却水流量 V/(mL·s ⁻¹)	30	30	30
工作气压 p/(Pa·min ⁻¹)	0	0	0
温度 T/°C	8~9	8~9	8~9
沉积时间 t/h	30	10	17.5
氢气流量 Q _{H₂} /L/min	1 200	1 200	1 200
甲烷流量 Q _{CH₄} /L/min	30	30	30~50
气压 p/Pa	0.000	2.000	0.000~2.000

2 结果与讨论

2.1 全金刚石密封环的制备

采用热丝CVD法制备的全金刚石涂层抛光级机械密封环如图2所示。从图2(a)可见, 全金刚石涂层机械密封环成灰白色。通过电镜观察可知, MCD薄膜的颗粒尺寸多在2~4 μm之间, NCD薄膜的全金刚石颗粒成团块状。MNCD表面可观察到NCD团块镶嵌在微米金刚石颗粒间的晶界中。通过精密数显游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。

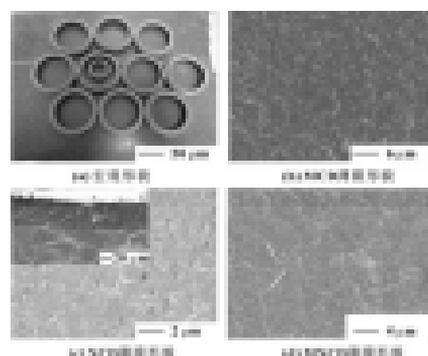


图2 金刚石涂层机械密封环表面电镜照片

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

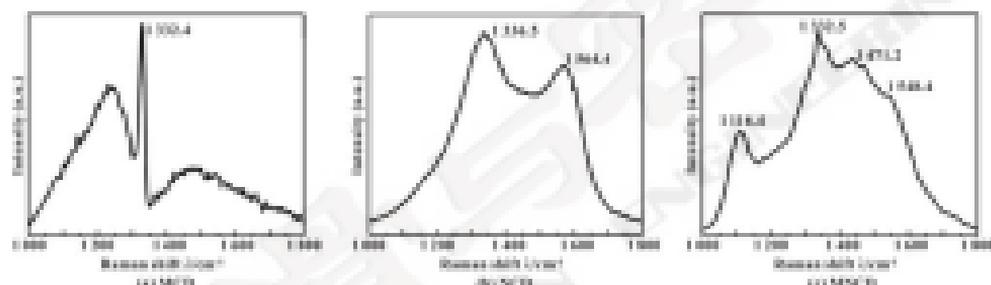


图3 MCD、NCD 和 MNCD 涂层机械密封环的拉曼光谱

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

2.2 金刚石涂层机械密封环的抛光特性

MCD、NCD 和 MNCD 涂层机械密封环的抛光特性如图 4 所示。

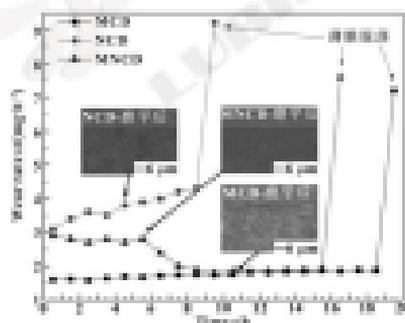


图4 MCD、NCD 和 MNCD 涂层机械密封环的抛光特性

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

机械密封环表面 MCD、NCD 和 MNCD 涂层的拉曼光谱如图 3 所示，MCD 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 1568 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）和不定型碳（D 峰，特征峰在 $1560\text{--}1580\text{ cm}^{-1}$ 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 1360 和 1480 cm^{-1} 附近也出现 2 个特征峰，这主要是由于碳原子键网的反式聚乙烯效应引起的。

MCD 涂层的磨蚀率一直保持在较低水平，抛光 11 h 后，MCD 涂层机械密封环的平整度达到使用要求，此时磨蚀后的形貌可见图 5 的粉末金刚石颗粒磨平。随后，继续抛光 MCD 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/h ，直到抛光 20 h 后，MCD 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 $2\text{--}4\text{ mg/h}$ 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 涂层的磨蚀率较高，MNCD 涂层的磨蚀率介于 $2.5\text{--}3.0\text{ mg/h}$ 之间，抛光 6 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 薄膜的磨削率迅速减小并与 NCD 薄膜接近的水平。当粗糙度 $16.3 \mu\text{m}$ 后, MNCD 薄膜也出现了大面积脱落的情况。由此可见, MNCD 薄膜具有磨削时间短, 且后续使用时磨削率低和磨削时间长的特点, 兼具表面粗糙度且耐磨磨削性能优异的特性。较 NCD 和 NCD 薄膜更适合作为在机械密封环表面, 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 $30\sim 50 \mu\text{m}$ 的 NCD、SCD 和 MNCD 薄膜。通过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 薄膜的磨削时间短, 抛光效率高, 但存在初始磨削率低, 薄膜脱落快的特点; NCD 薄膜的磨削率低, 但抛光效率高, 成本不高; MNCD 薄膜兼具表面 NCD 薄膜易抛光和接近 NCD 薄膜耐磨削的优点, 较 NCD 和 NCD 薄膜更适合作为在机械密封环表面, 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] 赵本明. 机械密封技术及应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 2005.
- [2] 王玉明, 洪伟峰, 李本林. 机电泵—伺服阀机械密封[J]. 摩擦与润滑, 2011, 31(4): 408-416.
WANG Y M, HONG W F, LI B Y. Mechanical seals for primary circuit of nuclear power plant[J]. Tribology, 2011, 31(4): 408-416.
- [3] 孙旭东, 王玉明, 洪伟. 早期密封技术的回顾与发展趋势[J]. 润滑与密封, 2010, 35(12): 10-14.
- [4] KRISHANATH P, SHEKHAN P, REDDENT B, et al. Dynamic analysis of a thrust bearing: effect of misalignment and load[J]. Journal of Engineering Tribology, 1999, 209(1): 189-194.
- [5] ANDREWS B. Effects of misalignment on turbulent flow hybrid thrust bearings[J]. Journal of Tribology, 2002, 124, 212-219.
- [6] 曲文生. 式中单级推力轴承平衡鼓支撑结构的均载能力[J]. 电机技术, 2004(1): 37-6.
- [7] WU D Z, WU Z H. Capabilities of leveling plate supports in roller thrust bearing loads self-distributing[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2010, 31(1): 1-6.
- [8] 吕自波, 陈惠德. 不平衡推力轴承的调整设计[J]. 电机技术, 1978(4): 27-28.
- [9] LI H L, SUN H T. Adjustment calculation of the equilibrium from thrust bearing[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 1978(4): 17-28.
- [10] 董兵. 气动与密封, 2009, 29(4): 47-51.
- [11] FENG X H, HANG Y H, HUANG X, et al. Status of research and future development of sealing technology[J]. Hydraulic Powertrain & Seals, 2009, 29(4): 47-51.
- [12] 熊平, 程祥华, 唐文彪. 机械密封环表面化学复合镀 Ni-P-PTFE 膜的制备工艺及摩擦性能[J]. 润滑与密封, 2003, 28(4): 18-22.
- [13] LIU P, JIAO X H, ZHANG C X. The preparation and frictional performance of electrodeless Ni-P/PTFE composite coating on mechanical seals[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(4): 18-22.
- [14] LIU X L, SUN F H, SHEN B, et al. Optimization of diamond coated silicon shells in aluminum alloy SiC matrixing. A case study[J]. Diamond and Related Materials, 2013, 54: 79-85.
- [15] ZHANG Z M, HU X C, SHEN B, et al. Performance for diamond coatings on ferrite/epoxy WC-Co seals[J]. Diamond and Related Materials, 2009, 19(11): 1700-1702.
- [16] SHEN B, SUN F H, ZHANG Z M, et al. Application of ultra-thin composite diamond film coated WC-Co sintering disc under water-lubricating conditions[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2013, 23(1): 161-169.
- [17] ZHANG J, SCHÖFFNER A, THIESS J, et al. Diamond and laser for levelling[J]. World Pump, 2005, 2005(1): 28-33.
- [18] HANG Y H, HUANG X, LIANG H P, ANJIAN M, et al. CVD micro/nano crystalline diamond (NCD/SCD) bilayer coated self-organizing drill bits[J]. Diamond and Related Materials, 2009, 18(2-3): 264-270.
- [19] 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-cemented tungsten carbide substrates[J]. Diamond and Related Materials, 2009, 18(2-3): 276-282.
- [20] WILLIAMS J J, DUCAMILLE S H, KAVAZIAN H, et al. Evaluation of a high speed, light load phenomenon in ultragrad thrust bearings[C]//Proceedings of the 29th Tribomechanics Symposium-Houston, Texas. A & M University, 2002: 177-185.
- [21] ANDREWS B. Evaluating ultragrad thrust bearing operating temperatures[J]. Tribology Transactions, 1998, 29(2): 173-178.
- [22] GREGORY R B. Performance of thrust bearings at high operating speeds[J]. Journal of Tribology, 1994, 96(1): 7-14.
- [23] 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.
- [24] 魏朝武. 重载启动轴承的磨粒类型及参数识别研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2014.

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0759.2017.09.008

沟槽型织构表面对界面摩擦学行为的作用机制*

朱章福 王东伟 刘铭倩 唐斌 李进喜 莫健良

(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,沟槽型织构表面能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切向力信号产生变化;具有合理尺寸参数的沟槽型织构表面,能充分捕捉界面的磨屑,避免对摩擦副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;磨屑

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0271-0759(2017) 09-0008-08

1674-6460/2017/09-0008-08

1674-6460/2017/09-0008-08

Effect Mechanism of Groove-textured Surface on Tribological Behaviors

ZHU Zhangfu WANG Dongwei LIU Mingqian TANG Bin LI Jinxu MO Jianliang

(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 vertical 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,界面摩擦及磨损的有效调控是控制已成为当今国内外摩擦学研究热点及难点^[1]。

目前,表面织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^[5-7]。WANG等^[8]在干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副数影响较大,合理分布的沟槽能够改善界面的摩擦副数特性。

KUMAR等^[9]在研究控制沟槽化处理的工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,平行于切削边分布的沟槽型织构表面能明显地降低刀具的磨削。宋超飞等^[10]开展了仿生非光滑表面陶瓷材料的常湿摩擦副性能研究,得出鱼状微结构的宽度对列车表面的摩擦副数性能有着重要的影响。陈平等^[11]发现,沟槽型织构的存在会导致摩擦副数的波动,且该波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出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,并研究了对单根试样经过不同宽度的单根沟槽时界面位移、力信号以及磨屑形貌的变化。

* 基金项目: 国家自然科学基金委员会项目(51676044, 51776048); 教育部新世纪优秀人才支持计划项目(56327-03-0974)。

收稿日期: 2017-01-10

作者简介: 莫健良(1962—),男,博士,副教授,主要从事研究方向为摩擦学及表面工程、摩擦副运动及噪声和动力学有限元分析。E-mail: jmo@swjtu.cn

揭示沟槽对界面摩擦学行为的作用机制, 为摩擦副接触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 型多功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 (CCT8, DPH-50, 测量精度 0.025 N, 测量范围 2~300 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 $F_N = 4$ 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浅, 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干态 (温度 24~27 $^{\circ}C$, 相对湿度 80%(60~10)%), 此外, 每组试验均重复 3 次以上以保证试验结果的重复性。

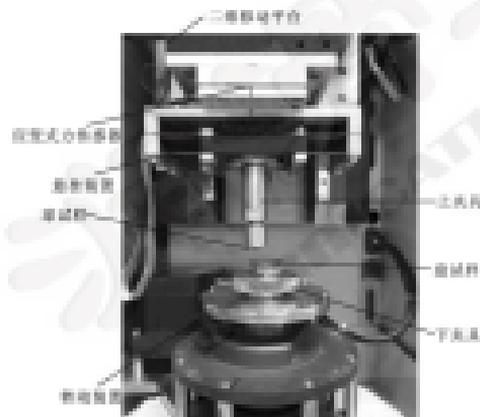


图 1 试验装置图

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 6G15 轴承钢球 (弹性模量 210 GPa, 硬度 HV510), 盘试样选取 $\phi 25$ mm \times 2 mm 的软铜材料 (弹性模量 178 GPa, 硬度 HV360), 盘试样表面经磨抛抛光表面粗糙度 $R_a <$

0.1 μm , 并用铣削加工的方法在其表面加工出图 2 所示的各种沟槽型结构的试样, S 表示表面未做任何处理的抛光表面试样, T- θ 代表以 θ 角沿径向均匀分布, 沟槽宽度为 a 的结构表面试样, T- a 代表宽度为 a 的单侧沟槽的结构表面试样, 同时根据旋转方向定义先与球试样接触的沟槽棱边为第一棱边, 后与球试样接触的沟槽棱边为第二棱边。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。

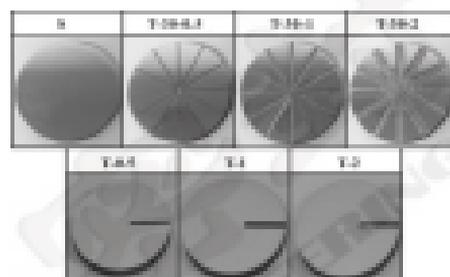


图 2 光滑及结构表面盘试样

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。

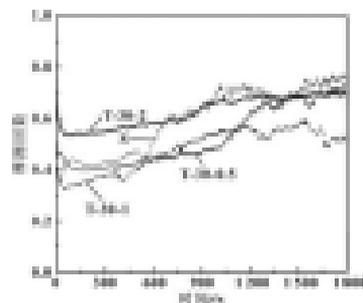


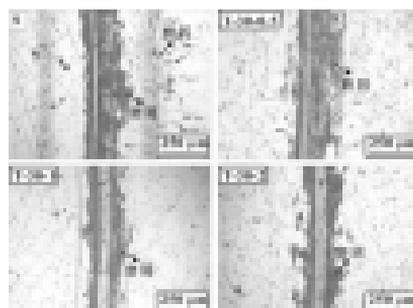
图 3 不同试样的摩擦系数随时间的变化

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

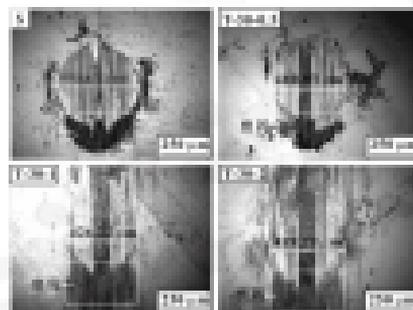
由图 3 可以看出, T-30-2 结构表面的摩擦系数在整个试验过程中均处于较大值, 相比之下, 光滑表面、T-30-0.5 和 T-30-1 结构表面的摩擦系数在初

始阶段均较低,随着试验的进行,尤其表面和 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 (0.45)。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) 球试件



(b) 盘试件

图 4 盘、球试件的磨痕表面形貌

Fig. 4 The wear surface morphologies of the ball samples

(a) and disc 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层, 同时沿着磨痕轨迹两侧还散落大量的磨屑。相比之下, 织构表面的磨痕明显减轻, 主要表现在磨痕表面上的磨屑层压层的连续性较弱, 且在磨痕轨迹两侧不存在明

显的散落的磨屑, 因此沟槽型织构表面能够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, 与光滑表面对磨的球试样的表面磨痕磨痕后形成了明显的磨痕磨痕, 且由于磨痕沿着磨移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层, 该磨痕现象同样出现在与 T-30-0.3 结构表面对磨的球试样上, 磨痕磨痕边缘清晰可见, 且在磨痕边缘上堆积了磨屑层。相比之下, 与 T-30-1 和 T-30-2 结构表面对磨的球试样的磨痕较为轻微, 磨痕边缘模糊不清, 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形貌, 可以看出, 与光滑表面对磨的球试样表面磨痕直径最大 (354.60 μm), 而与 T-30-1 结构表面对磨的球试样表面磨痕直径最小 (489.29 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 (0.3 r/min) 工况下研究了球试样仅与单根沟槽相对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, 从而探讨沟槽型织构表面对界面摩擦学行为的影响机制。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波动。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挤压, 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, 沟槽的宽度和界面法向位移和法向力信号有重要的影响, 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越显著。

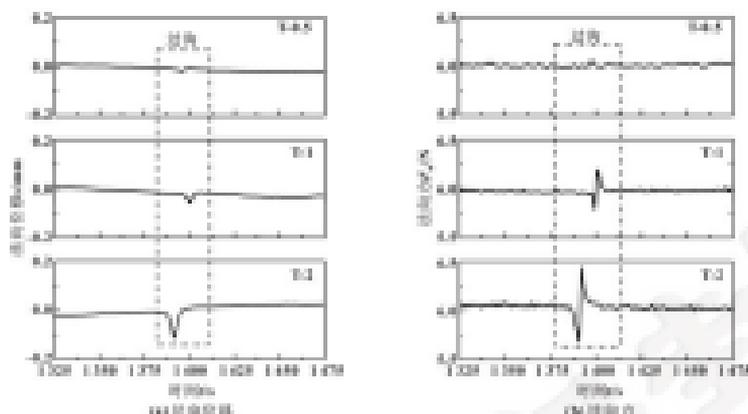


图3 球试样滑过不同宽度的沟槽时位移、力信号的变化

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

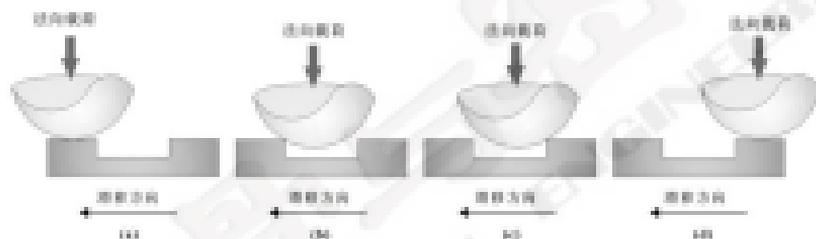


图4 球试样滑过沟槽时接触状态的变化

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损形貌。可以看出,0-1的沟槽棱边(见图7(a))上磨损的痕迹明显比T-0.5的沟槽棱边(见图7(b))上的多。同时,两者的棱边均保存得较为完好,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撞击,沟槽棱边对球试样表面的摩擦作用越显著,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,沟槽棱边与摩擦界面的摩擦作用逐渐变成强烈的撞击作用,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损。因此,T-0.5结构表面具有较好的减摩擦性能,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撞击,从而改善了界面的摩擦特性。

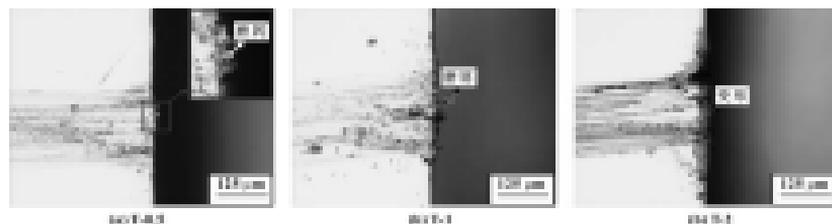


图7 不同宽度的沟槽棱边上的磨损形貌

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试样能显著地改变界面的摩擦特性。在研究的 3 种多数沟槽结构化表面中, T-30-1 结构表面能有效改善界面的摩擦特性。

(2) 沟槽的存在明显改变了摩擦界面的接触状态, 进而导致界面间的法向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来越显著, 界面的法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, 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] 周诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [2] 高旭全. 车沟槽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] 李江, 200. H-Surface texture and its influence on tribological property[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 94-97.
- [4] 高旭, 沈明宇, 孟祥松. 车 316 L 不锈钢沟槽表面表面粗糙度磨蚀性文献研究[J]. 功能材料, 2013, 44(2): 2010-2017.
- [5] LI C, HEIN N X, MEYER S K, et al. An experimental study on tribological properties of groove-textured surface of 316 L stainless steel[J]. Journal of Functional Materials, 2013, 44(2): 2010-2017.
- [6] WANG X, CHANG Q, WANG C, et al. Modification of dry tribology

cal property of stainless steel by hierarchical laser surface texturing[J]. Applied Physics A: Materials Science & Processing, 2013, 109(3): 1103-1107.

- [4] KUMAR S J, BANERJ D, CHAKRABORTY J, et al. Study on micro-texturing of associated cemented carbide cutting tools for wear improvement and built-up edge stabilization[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2013, 213, 62-70.
- [5] 宋超飞, 周志, 李刚. 车沟槽表面粗糙度对材料的高温摩擦磨损性能[J]. 摩擦学学报, 2008, 28(1): 24-27.
- [6] 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.
- [7] HONGCHAI S, CHANATHONG K, MANOCHITTO D, et al. Tribological effects of surface texturing on rotating steel for high-performance engine application[J]. Wear, 2009, 269(7): 1028-1034.
- [8] 陈平, 李允龙, 潘天福. 车不同侧角沟槽对轴颈磨蚀时摩擦性能的影响[J]. 北京科技大学学报, 2014, 36(10): 1118-1122.
- [9] CHEN P, LI Y L, PAN T F, et al. Influence of the incline angle of detented surface textures on the friction behavior of stainless steel[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2014, 36(10): 1118-1122.
- [9] HEDERLICH K R, STEFFENS L S. Effect of deterministic asperity geometry on hydrodynamic lubrication[J]. Journal of tribology, 2004, 126(2): 327-334.
- [10] SANTNER T, KLAWNS D, BEYER K, et al. Demonstration of topography modification by friction processes and wear tests[J]. Tribology International, 2008, 39(3): 483-493.
- [11] YOSHIZU I. State of the art in laser surface texturing[J]. Journal of Tribology, 2009, 127(1): 200-203.

科学家研制出三维正交编织摩擦纳米发电织物

由电电纤维编织成的摩擦纳米发电机 (TENG) 是一类新型的微量收集器件, 能够把摩擦电和静电感应相结合作用原理。TENG 能够将机械能转化为电能。TENG 的机械、高电、环保的特性使其在微型机器人、机械能收集和大规模的能量发电方面具有广阔的发展前景; 更重要的是, TENG 在能源和无源传感领域 (如人体运动、风能、水波能、振动能等) 收集方面表现出了明显的优势。

近日, 在中国科学院外籍院士、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, 博士生董国军、博士生曾云平等研究人员通过结合不锈钢/聚酯纤维纱线、PI/PP 包层的微量收集纱线和碳纤维复合纱线, 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 织物在运行频率为 3 Hz 时,

最大输出功率高达 263.36 mW/cm², 远高于传统二维 TENG 织物。

研究人员从制备了高输出功率且稳定耐用的 300W-TENG, 经过结构类型和电路连接模式的优化, 在双电极模式下, 碳纤维+纱线编织成型的 300W-TENG 表现出最佳电学性能。三维正交的织物设计为不锈钢-聚酯复合导电纱线提供了足够的接触-分离空间; PI/PP 包层的微量收集层纱线在运行频率为 3 Hz 时其最高输出功率高达 263.36 mW/cm²。此外, 300W-TENG 在生物微量收集领域由传统纤维等织物有着广泛的应用空间, 如检测警示灯/电容器/智能手表、运动信号追踪、自供电电路等; 自发电 300W-TENG 智能织物在未来住宅安防、智能服装等方面也有很大的发展前景。

(来源: 中科院北京纳米能源与系统研究所)

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.09.009

空气静压电主轴径向止推联合轴承承载特性^{*}

邵汝章 马文琦 熊贵超 李 威

(大连海事大学交通与运输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轴对称模型, 并运用 CFD 方法对模型进行了数值求解, 将径向止推联合气液轴承与非联合气液轴承的仿真结果进行对比分析, 研究两者的径向承载特性。结果表明, 径向止推联合气液轴承的径向承载力与径向刚度, 在非静态条件下的承载径向轴承低, 只有在高转速和大偏心率的情况下, 才接近甚至超过普通径向气液轴承。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较好, 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: 0254-0090(2017)09-0049-04

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 lower 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's. 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天、汽车制造、模具加工等行业, 高速数控机床逐渐成为现代制造业的高端生产设备。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主轴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, 摩擦阻力可忽略不计, 通过在零件间形成的压力气膜, 空气轴承消除了由摩擦引起的阻力、磨损, 因此适用于高速和高精度^[1-4]。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^[5-6]。但是径向止推联合轴承中的径向轴承与单独止推轴承与单独径向轴承是不同的, 径向轴承与单独止推轴承混装的影响, 导致其承载性能与单独径向轴承不同^[7-8]。本文作者基于径向止推联合的建模方法, 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(51275020); 中共高校基金资助项目(2015年度基金资助项目)(N122040324)。

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 邵汝章(1962—), 男, 硕士研究生, 研究方向为气液润滑。E-mail: 119098314@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;径向面采用双液供气方式,每排有12个供气孔。基本的结构参数为: h 表示气膜厚度, R_1 表示气体轴承径向面的内径, R_2 表示气体轴承止推面的外径, d_1 表示节流器气膜直径, 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。

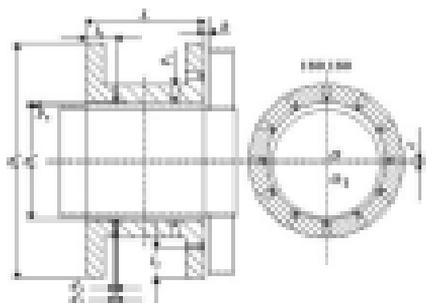


图1 径向止推联合气体轴承结构图

Fig.1 The combined radial-thrust gas bearing structure

2 仿真模型建立及网格划分

2.1 仿真模型

径向止推联合气体轴承的气膜厚度如图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厚度分区模型

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2),其他区域采用六面体结构网格。

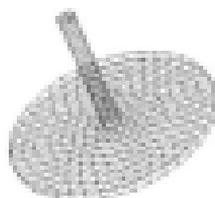


图3 供气孔区域的网格划分

Fig.3 Mesh to supply hole region

2 边界条件

每个进气口设为压力入口,压力值为7 MPa,止推面径向出口处设为压力出口,出口压力为环境压力。

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液径向轴承的径向承载力在不同转速下对比曲线。

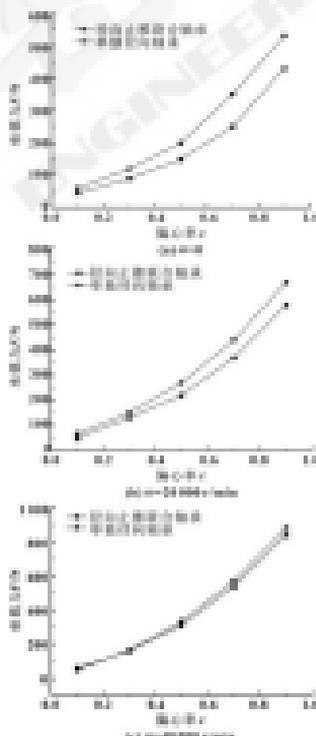


图4 不同转速下联合轴承和单液径向轴承径向承载力对比曲线

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: 由于联合轴承的载荷侧与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差减小, 同时环向流动效应也使小间隙和大间隙的压力差减小, 从而降低了径向止推联

合轴承的径向承载力。

4.2 径向承载刚度分析

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, 联合轴承的径向刚度比单轴径向轴承的低, 但是随着转速的增加, 动态效应的增强, 联合轴承径向刚度增加更快, 在大偏心率下, 联合轴承径向刚度超过单轴径向轴承的刚度。联合轴承的径向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刚度高是由于联合轴承在大偏心率下受动态效应的作用更显著。

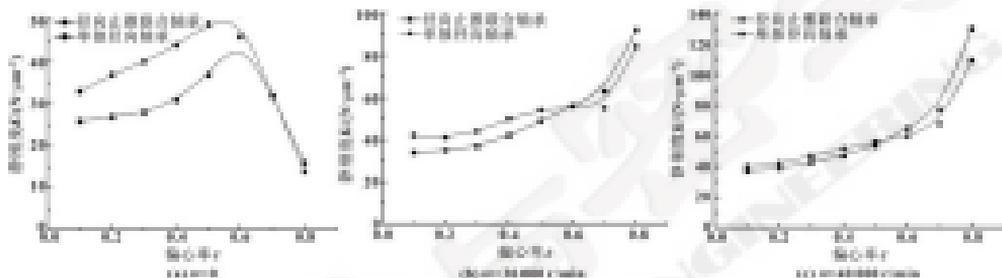


图4 不同转速下径向静载荷对比曲线

Fig. 4. The radial static stiffness contrast curves under different rotational speed

5 数控磨床高速电主轴径向承载力试验

5.1 单边加载分析

试验中磨轮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压信号, 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磨削过程中的受力情况, 开头一端发生侧斜, 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, 得到的实验结果与仿真结果进行对比, 如图8所示。

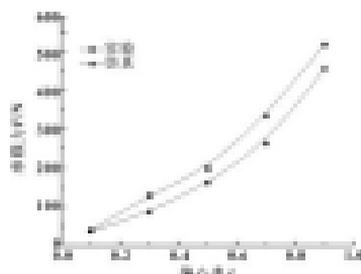


图8 单边试验与仿真曲线对比

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) 由于电涡流位移传感器测量力臂不稳,存在测量误差。

5.3 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。

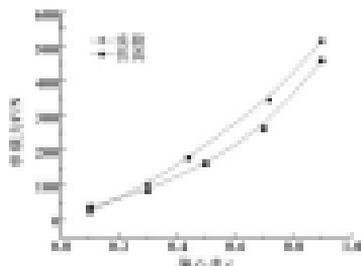


图9 双边试验与仿真曲线对比

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。当偏心率为 $0.1\sim 0.3$ 时试验曲线与仿真曲线吻合较好;当偏心率为 $0.3\sim 0.6$ 时,试验数据与仿真数据误差逐渐增大,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道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 $0.1\sim 0.3$ 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保持在12%左右。

参考文献

- [1] 马伟,李红军,周智强. 单-双电液轴承技术综述[J]. 机械制造, 2014, (2): 14-19.
- [2] 魏万强, 郭晋成, 吕欣. 单-双电液静压电主轴关键技术综述[J]. 机械工业出版社, 2009, (5): 1-18.
- [3] XIE J, WANG X B, LI L, et al. Review on key technology of hydrodynamic and hydrostatic high-speed motor spindles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, (5): 17-18.
- [4] 王会勇. 气液轴承: 设计、制造与应用[M]. 机械工业出版社, 2008.
- [5] CHEN C F F, FUCHSBERG S A. Development of high-speed gas bearings for high-power density jet engines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, (2): 141-146.
- [6] 于洪彪. 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, 2001.
- [7] 于洪彪, 马文峰, 王福海. 单-双电液静压气液轴承的静态特性研究[J]. 润滑与密封, 2009, (6): 77-81.
- [8] YU H B, MA W Q, WANG J W, et al. Research on static characteristics of radial aerostatic bearings based on FLUENT[J]. Lubrication Engineering, 2009, (4): 77-81.
- [9] XU C D, BAI X Y. Dynamic analysis of a mistuned spindle with externally pressurized air bearings[J]. ASME, Journal of Vibration and Acoustics, 2005, (1): 041003-1-10.
- [10] CHEN Y H, CHEN C C, CHENG Y D. Influence of operational conditions and geometric parameters on the stiffness of aerostatic journal bearings[J]. Precision Engineering, 2009, (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, 2014.
- [12] 马文峰, 刘洋. 径向止推静压气液轴承流场特性仿真分析[J]. 流体传动与控制, 2014(1): 18-18.
- [13] MA W Q, LIU Y. Simulation research on the field of combined radial-thrust hydrostatic gas bearing[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2014(1): 18-18.

(上接第5页)

- [9] 汽油机燃油喷射器: ZL 97 0229 200 [s].
- [10] CAMPBELL S. Evaluation of analytical instrumentation Part XVI: differential scanning calorimetry[J]. Analytical Methods, 2015, (7): 1240-1248.
- [11] SERAFINOVÁ M, HUBEROVÁ J, ČIŽEK J, et al. Influence of a main oil change interval for high-speed diesel engines based

on its current characteristics assessment[J]. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunneni, 2017, (2): 483-493.

- [12] JAMES N S, NAYLOR A W, SHENK-HAMMOND M S, et al. Preparation, characterization, and evaluation of some sulfur dioxide/diphenyl sulfide for lubricating engine oil[J]. Applied Petrochemical Research, 2008, (4): 49-58.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6538.2017.09.010

油气润滑系统水平管路中环状流油膜扰动波特性

孙启国 王兴杰 杨涛

(北方工业大学机械与材料工程学院 北京 100044)

摘要: 定义油气润滑系统水平管环状流的气液相速度, 通过仿真模拟油气润滑系统水平管中不同气液相速度下不同位置瞬态油膜厚度随时间的变化, 运用时频分析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心气液环状流油膜扰动波特性。结果表明, 不同气液相速度下油气润滑系统环状流油膜扰动波信号方向相关, 互相关函数与功率谱密度函数具有不同的特征; 液相相速度不变时, 随着气相速度增大, 扰动波的平均波速和波长增大, 平均频率减小, 高频区环状流油膜扰动波携带的能量减少; 气液相速度不变时, 随着液相速度增大, 扰动波的平均波速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, 且在高频区能量波动显著。

关键词: 油气润滑; 环状流; 时频分析; 扰动波

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-6538(2017)09-010-05

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 auto-correlation 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 auto-correlation 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, 油膜沿管道四周分布, 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侧均匀稳定地输送到润滑

点^[1]。液膜的流型、稳定性、连续性直接关系到润滑点的润滑效果, 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心环状流油膜扰动波特性的研究是重要的。

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]利用高速摄影技术采集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, ZHANG 等^[3]利用多电导探针测量高剪切膜厚度, 研究了扰动波产生的物理因素以及气液雷诺数的关系, 赵建福和阮文学^[4]利用双星小波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: 北京市属高等学校人才强校计划项目 (PHE201607149)。

收稿日期: 2016-10-23

作者简介: 孙启国 (1963—), 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沿轴向的分布规律,并分析了流动波动性及其轴向的频率分布规律。孙启国、李志宏等^[2]对油气两相环状流的形成与流型特性进行了研究。

针对油气两相系统管径参数、管道中环状流油膜厚度的传播性,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振幅、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,这里需要一个转换计算,计算速度定义为

$$a_g = \frac{Q_g}{A} \quad (1)$$

$$a_l = \frac{Q_l}{A} \quad (2)$$

式中: i 表示气相和液相,即 g 和 l ; a_i 为气体实际速度; a_l 为油液实际速度; Q_g 为气体体积流量; Q_l 为油液体积流量; A_g 为气相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的面积,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际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 $A_g = 3.86 \times 10^{-6} \text{ m}^2$,液相的入口为圆环面积,故 $A_l = 7.85 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 。依据以上公式可由计算速度求出其实际速度。

2 油气两相系统水平管环状流的仿真

根据实验室油气两相管径参数和环状流流型特点,选取水平管道的中心轴面为研究对象建立二维的流场物理模型。设定水平圆环管油膜混合管直径为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360 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。

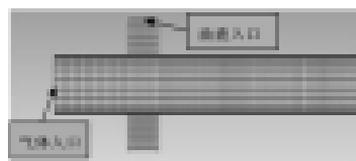


图1 计算模型网格划分示意图

Fig. 1 Mesh of computed model

将网格模型导入Fluent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60°重质油,参考压力为101 325 Pa,时间步长为 1×10^{-4} 。

气膜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要素管径单一因素变化的仿真,与相仿真的气膜两相计算速度都是在环状流区域中选取的^[3]。在距气相入口150、160、260 mm处监测油膜厚度随时间的变化,具体仿真见表1。

表1 仿真组

Table 1 Groups of simulation

仿真组	气膜气速	液膜液速	仿真组	气膜气速	液膜液速
A	20	0.2	D	50	0.1
B	30	0.2	E	50	0.2
C	35	0.2	F	50	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波动性,需要对提取的仿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波动性。

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 $A_n(t)$ 的自相关函数为

$$R_n(\tau) = \frac{1}{N-1} \sum_{i=0}^{N-1-\tau} A_n(i)A_n(i+\tau), \quad n=0, 1, 2, \dots, m \quad (3)$$

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 为提取数据点的总数。

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 $i=0$, $R_n(0) = 1$,说明相关程度最大;当 $i=m$, $R_n(m) = 0$,说明相关程度最小。 $R_n(i)$ 值的大小表示波动相关性的高低。

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刻之间的相似程度。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 $A_n(i)$ 、 $A_m(i)$ 的互相

关函数为

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

选取 2 个测量位置的油膜厚度变化信号 $k_{ij}(n)$ 和 $k_{ij}(n+\tau)$, 两信号的互相关函数 $R_{ij}(\tau)$ 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扰动的运动速度。

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, 对扰动或随机信号进行功率谱密度分析, 可以得到扰动的频率分布和组成, 重要的是它能反映出某段频率扰动携带能量的大小, 定义油气两相水平管环状流油膜厚度时间序列 $k_{ij}(t)$ 的功率谱密度函数为

$$G_{ij}(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_{ij}(\tau) \cos(2\pi f\tau) d\tau = 4 \int_0^{\infty} R_{ij}(\tau) \cos(2\pi f\tau) d\tau \quad (5)$$

式中: f 为仿真保存数据的频率; $R_{ij}(\tau)$ 为扰动信号 $k_{ij}(t)$ 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扰动的波动特性。

4.1 扰动的自相关函数分析

图 2 为 A、B、C 3 组实验扰动的自相关函数图, 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, 说明扰动的周期性较好, 对比扰动两侧曲线发展趋势, C 组函数曲线衰减接近 0 值, 则表明这种周期性规律不稳定, 无法持续, 这种现象可以从油气环流的形成与运输过程中气液相相互作用能量传递率解释, 水平管道中气相推动液相向前流动, 气相所具有的能量一部分传递液相, 也就是说液相对气相的流动是一种阻碍作用, 就会产生扰动, 当液相的能量越大时这种阻碍越明显, 能量的传递变化, 扰动保持频率有增大的能力变大, 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, 随之扰动的变化加快, 所以周期性的规律很难维持。

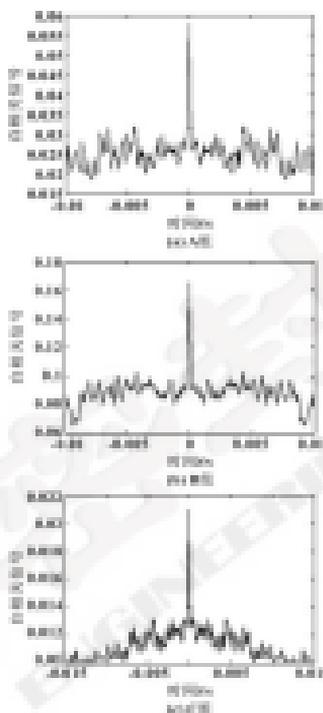


图 2 自相关函数曲线

Fig. 2 The curves of autocorrelation function

4.2 扰动的互相关函数分析

图 3 为 A、B、C 3 组实验扰动的互相关函数图, 可以看出, 曲线有明显的峰值且曲线保持持续度高, 在 0 时刻两侧并没有衰减趋势, 表明在 160 和 260 mm 处经过的扰动能够保持原有的运动特性, 表明 2 个扰动相似程度较高。

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扰动的平均速度的方法, 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峰值的相差较小, 表明扰动经过 10 mm 后, 扰动的波形

变化较大,这可以从气液运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量同时被削弱,所以当扰动波运动到 200 mm 处,能量则衰减较多,这种削弱程度就会减弱。

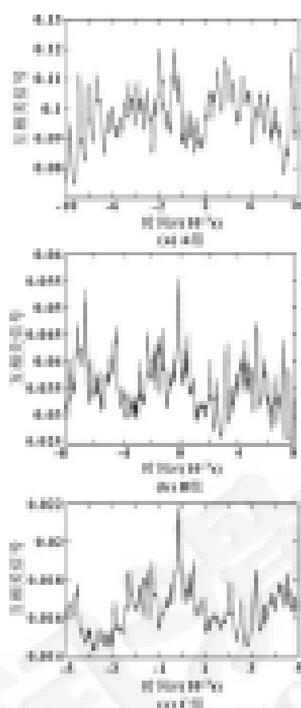


图 3 互相关函数曲线

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) 示出了气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时,液相的阻碍与气液界面之间的刚度造成的,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 组要高,表明不同频率范围扰动波所携带的能量不均匀且是异质

大,当气相折算速度增大到 25 m/s 的时候,扰动波在 200 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 2 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,经过该峰值幅面平缓向高频区延伸。

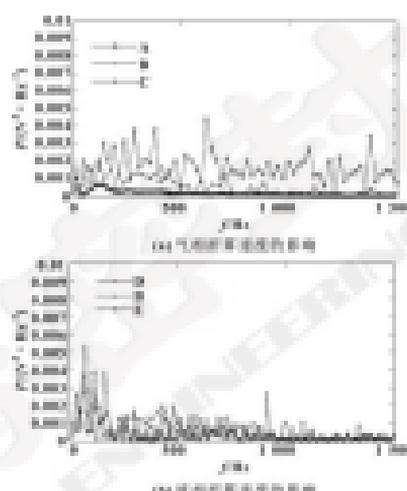


图 4 气液折算速度对扰动波功率谱的影响

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—1 000 Hz 间能量波动减弱,当液速增加到 0.2 m/s 的时候,函数的峰值向低频方向移动,并且在 200 Hz 之后函数波动剧烈,说明高频部分几乎没有能量的分布,对比 2 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,扰动波在高频能量变化显著,在高频区幅值波动平缓。

4.4 扰动波多普勒分析

利用距离 $L=10$ mm 的 2 个压测液膜处的液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_c 峰间距 θ 时间隔 Δ 峰值的时间 $t_{c\Delta}$,由此可得扰动波的平均波速

$$v_c = L/t_{c\Delta} \quad (6)$$

扰动波的平均频率为液膜厚度功率谱密度函数峰

值所对应的频率 f_m 。由此可得扰动波的波长

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

计算得到各仿真模型中扰动波特性参数, 见表2。

表2 仿真流场扰动参数

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_m/Hz	波长 λ/mm
A	1.20	76	16.05
B	1.43	43	33.26
C	1.60	41	39.03
D	1.33	82	16.21
E	1.60	32	50.25

由表2中数据可知, 当液相折算速度不变, 随着气相折算速度的增大, 扰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, 扰动波的平均流速减小, 平均频率减小, 波长减小。从气液两相能量传递规律与上两相油膜厚度的时间分析能够解释这些计算结果。

5 结论

(1) 随着气相折算速度的增大, 环状流气液两相之间发生的能量交换更加剧烈与频繁, 因此扰动波的变化加快, 因此扰动波周期性较差。

(2) 液相折算速度不变, 气相折算速度越小, 环状流气液两相接触面积所产生的扰动波能量较少, 经过一段距离的传递, 扰动波能量损失较多, 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, 低相位环状流液膜扰动波频率的能量减少, 高相位扰动波能量变化不稳。当气相折算速度不变, 随着液相速度增大, 扰动波频率的能量主要集中在低相位, 并且在低相能量波动显著, 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, 扰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, 扰动波的平均流速减小, 平均频率减小, 波长减小。

参考文献

- [1] 孙自河, 王西杰, 陈伟. 基于响应面法的油气两相特性数值优化[J]. 测井与地质, 2007, 42(1): 47-52.
- [2] SUN Z H, WANG X J, CHEN W S. Optimization on oil-gas lubrication characteristics based on response surface methodology by experiments[J]. Lubrication Engineering, 2007, 42(1): 47-52.
- [3] NGUYEN H N, HONG T A, HUBERST E T. Analyzing the influence waves in vertical annular flow with high-speed video[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2010, 36(9): 983-996.
- [4] ZHANG Y, HUBERSTADT C N, HILLAR G K, et al. Disturbance wave development in two-phase gas-liquid upward vertical annular flow[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2003, 29, 111-129.
- [5] 赵地福, 陈大宇. 微重力油气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 F, CHEN W S. Characteristics of interface wave of two-phase gas-liquid annular flow in microgravity[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(6): 237-239.
- [7] 李卫华, 李华光, 周力行. 水平管内油气两相环状流膜厚及扰动特性[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2006, 46(11): 23-26.
- [8] WU B, LI H N, ZHANG L X. Liquid layer and disturbance wave properties in horizontal annular flow[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2006, 46(11): 23-26.
- [9] 孙自河, 周武刚, 王西杰. 气-液两相流管径含油率及油膜波动速度实验研究[J]. 测井与地质, 2004, 39(7): 64-20.
- [10] SUN Z H, ZHANG L X, WANG X J, et al. Experimental study of oil content and oil formation velocity in pipe under oil-gas lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2004, 39(7): 64-20.
- [11] 李卫华, 孙自河. 气液流-油气两相系统水平管道中开状流的形成过程及特性研究[J]. 测井与地质, 2002, 37(7): 46-52.
- [12] WU B, SUN Z H, LI H N. The characteristics and the shaping process of the annular flow in the horizontal pipe of the oil-gas lubrication system[J]. Lubrication Engineering, 2002, 37(7): 46-52.
- [13] 孙志华, 孙自河, 曲政正. 气-液两相流内油气两相流型转变的实验研究[J]. 油气储运, 2006, 25(4): 42-46.
- [14] HU Z H, 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): 42-46.

科学家制备出集成一体化摩擦-电磁混合发电机

北京物理能源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, 制备出一种新型紧凑型摩擦-电磁混合发电机。该研究将摩擦发电机和电磁感应发电机高度集成在一起, 在不影响电磁感应发电机工作的前提下, 利用摩擦发电机制进一步收集转动的机械能, 实现了机械能

的高效收集。该混合发电机不仅仅使用商业变压器的条件下就实现了摩擦发电发电机和电磁感应发电机的串联匹配, 极大地减少了能量在复杂管理电路上的损耗; 其不仅可以收集环境中管架风能、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机装置实现高匹配机械能的回收利用。

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1070.2017.09.011

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80~120 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, 在低电压大电流的高速条件下, 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, 电弧能量高; 碳滑块的磨损形式主要以电弧烧蚀、剥离、熔结、汽化为主, 碳滑块面积小; 碳滑块的磨损层, 电弧能量随着电流的增加而急剧上升; 摩擦副随着电流的增加而增加减小; 当电流不变时, 弓网间的电弧能量随接触压力增加呈先增加后减小的趋势, 磨损量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: TB117.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-1070(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, Chengde 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 80 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, sintering 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

电气化铁路运输以其环保、高效、运营成本低等优点成为陆地运输的主流。而高速铁路则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, 弓网的高频电弧能量也随着增加, 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 交流恒流摩擦副恒流电压大电流、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台。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、离合台、加力装置和滑块夹具等。其中铜银合金接触线缠绕在直径为1 000 mm的旋转盘上, 在驱动电机的带动下, 旋转盘的线速度

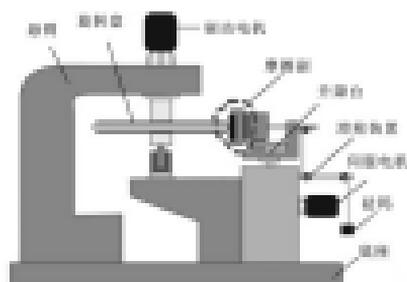
* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51274202)。

收稿日期: 2016-11-15

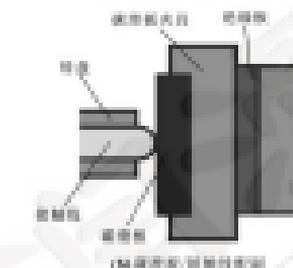
作者简介: 付文明(1969—), 男, 博士, 研究生, 研究方向为弓网载流摩擦磨损。E-mail: fuwenming@126.com。

通信作者: 陈光雄(1962—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为摩擦学基础和噪声、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并带动驱动块绕垂直轴往复运动,其频率可在 0.2~3 Hz 可调。通过凸轮装置和蜗轮蜗杆传动使接触力使碳刷块与水平转动的旋转盘离合。蜗轮与蜗杆横向“之”字形相对运动。试验电源采用 ABBY-12-3-1000 交流稳压源,其输出范围为 0~1 000 V,试验电压为 2~7 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 、接触接触压力 F_c 、摩擦力 F_f 、转盘转速 ω 、碳刷块的往复频率 f 、碳刷块面片 S 。



(a) 交流电摩擦滑动试验机



(b) 碳刷块/接触面尺寸

图 1 试验的装置

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

1.1 试验材料制备

试验用的碳质摩擦副为铜合金钎焊接触线和纯碳摩擦副,碳刷块试样规格为 120 mm×24.5 mm×20 mm。依次将其用 60[#]、240[#]、600[#] 的砂子打磨光滑,试验前用丙酮接触线对面 5 min,其中碳质块中碳的质量分数 99.4%,试验前用分别用精度为 0.000 1 g 的电子天平称取碳刷块的质量。铜合金钎焊接触线中铜的质量分数为 99.32%~99.76%。试验参数见表 1。

表 1 试验参数

Table 1 Experiment parameters

试验参数	取值
试验电流 I/A	200, 300, 400, 500
接触压力 F_c/N	60, 80, 100, 120
速度 $v/(km \cdot h^{-1})$	100
电压 U/V	2, 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 0.29~0.38 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、黏着分量与摩擦阻力大,摩擦因数也相对较大。而在电弧摩擦副过程中,电流越大接触副的电弧放电越强,接触区的温度越高,表面越粗糙,摩擦过程中的摩擦分量 μ_1 、接触副凸体的变形分量 μ_2 随着增大,摩擦因数也随之增大^[7],因此在 200~400 A 时摩擦因数随着电流的增大而增大。

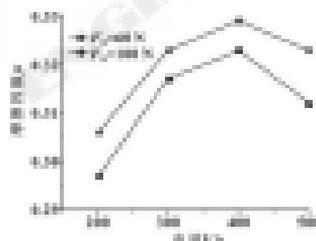


图 2 摩擦因数随电流的变化曲线

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,碳刷块的温度急剧上升(400~550 ℃),接触副凸体瞬间熔蚀汽化使摩擦阻力变小,另外碳刷块在高温下呈脆性,接触点的抗剪切力变小,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 $E = \int I^2 dt$ 可得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能量越强烈,也可以解释电

电弧能量随电流的增大而增大。

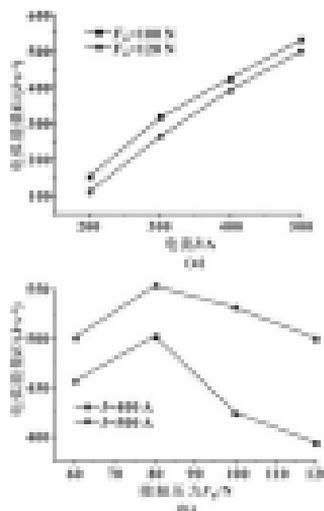


图3 电弧能量随电流 (a) 和接触压力 (b) 的变化曲线

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载流情况下,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,这与荆彬等人^[7]在管状磨擦焊和弓网放电电弧能量预测模型的研究及应用中该段接触压力增大弓网间的电弧能量随磨擦减小的结果相似。因此该采用的是低电压大电流、解耦电弧类型和由电晕理可知,高压大电流的放电形式为弧弧放电,电弧距离短,放电面积大并且能量很致热。当接触压力较小时,接触线与磨擦块间的接触不稳定,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时间的电弧很容易熄灭。当接触压力在一定程度上增大时,接触线与磨擦块间的间隙距离变小,接触较为稳定,电弧放电接触压力小时更稳定。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,弓网间的接触压力增大,接触越稳定,从而抑制了弓网的再燃情况,使得再燃电弧减少^[17],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,电弧侵蚀越严重,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和电气磨擦测量的大小,这与其他学者的研究是一致的^[18-20]。并且荆彬等人^[21]通过编制小二乘法预测电弧能量对磨擦和磨擦测量的影响最大,两者呈正相关。

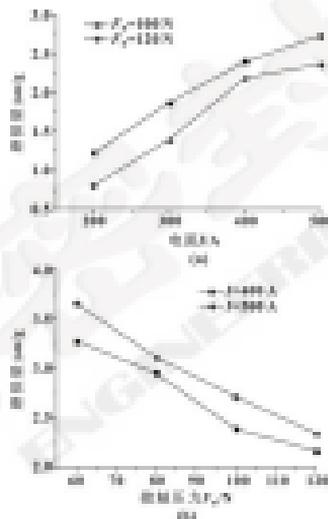


图4 磨擦量随电流的变化曲线

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,由于弧弧放电电弧容易熄灭,所以电弧能量较80 N时要低,但接触不稳定,接触面积大,放电频率高,接触面凸起大多以熔断飞溅、汽化的方式表现侵蚀。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。

当接触压力增加时弓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,即在接触压力为80 N^[22]。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载流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

弓网间的放电形式主要以电弧放电和火花放电2

种放电形式为主^[4]。因此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,并伴有熔蚀物质飞出,基本上没有耀斑式的电火花产生。试验中由于电流较大,因此即使在低流、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闪络状态,接触区也始终处于电弧放电,这可能是由于摩擦副的焦耳热 $Q=I^2Rt$ 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析观察不同工况下碳滑块的磨蚀形貌,结果如图5所示,可以看出,碳滑块的磨蚀表面主要有电弧烧蚀坑、剥离坑和裂纹,即约可见机械磨损和塑性变形。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蚀物覆盖的烧蚀坑和剥离坑。图5(b)和5(c)为此大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会伴随裂纹扩展,而烧蚀坑周边一般都会有塑性变形和基体磨蚀。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300℃以上时甚至可能出现热崩和断裂的情况,由于大电流电弧的电能量大,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损现象不是很明显,在图5(a)、(d)所示的低倍数电镜图中只隐约可见。

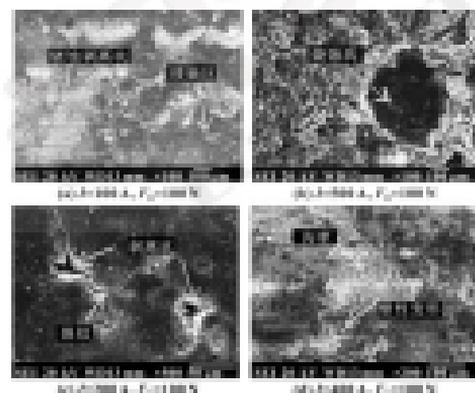


图5 不同工况下碳滑块的表面形貌和材料形

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

图6示出了50倍光镜下接触压力 $F_c=100\text{ N}$ 、速度 $v=150\text{ km/h}$ 、电流分别为200~500 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,轴动能发热,接触区的可接触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磨蚀得到碳质液上和凝固的铜颗粒落在烧蚀坑里。

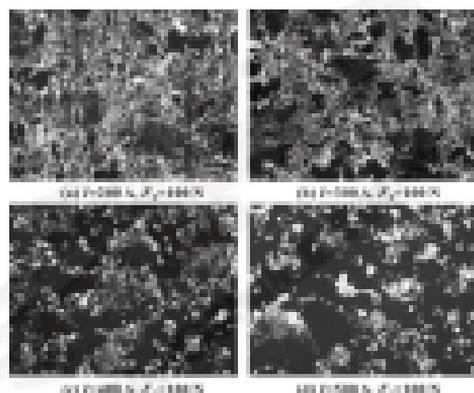


图6 不同工况下碳滑块的电弧烧蚀形貌

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

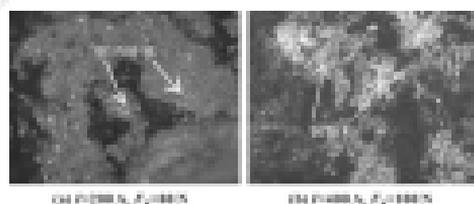


图7 接触线的材料转移

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

3 结论

- (1) 在低电压大电流的工况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,基本上没有耀斑式的电火花产生,碳滑块的表面主要为电弧烧蚀坑、剥离坑和裂纹,即约可见机械磨损和塑性变形。
- (2) 与网间的电弧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

随着电流随着电流的增大先增加后减小, 摩擦损失的磨损量随着电流的增大而增大。随接触压力的增大而减小, 在低压力大电流工况下电气磨损的作用大于机械磨损。

参考文献

- [1] 陈文, 吴广宇, 高国强. 车-高速铁路弓网电接触研究综述[J]. 机电工程, 2011(9): 66-68.
- [2] CHEN L, WU C N, GAO C Q, et al. Research review on electrical contact between pantograph and catenary of high-speed railway[J]. *Electric Drive for Locomotive*, 2011(9): 66-68.
- [3] CHEN C X, YANG H J, ZHANG W H, et al. Experimental study on arc ablation occurring in a contact strip rubbing against a contact wire with electrical current[J]. *Tribology International*, 2013, 63: 80-92.
- [4] 高文亮, 吴广宇, 吕冲. 车-高速电气化铁路中弓网电接触现象研究综述[J]. 高压电器, 2009, 45(5): 104-108.
- [5] GAO W L, WU C N, LY W, et al. Research review of arc phenomenon between pantograph and catenary in high-speed electric-railway[J]. *High Voltage Apparatus*, 2009, 45(5): 104-108.
- [6] 李纪峰, 连景刚, 杨正海. 车-电流对铜电接触材料热损伤行为的影响[J]. 润滑与密封, 2013, 38(11): 6-10.
- [7] LI X F, YANG X J, YANG C H, et al. Effect of electricity on material damage of contact-carrying frictional pairs[J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38(11): 6-10.
- [8] 侯明, 孙乐民, 张本刚. 车-电流对铜电接触材料电蚀磨损特性的研究[C]//2008 全国摩擦学学术年会论文集. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- [9] 侯明, 孙乐民, 赵海波. 车-电流对铜电接触材料电蚀磨损特性的研究[J]. 润滑与密封, 2014, 39(11): 37-40.
- [10] TAN L, HU X L W, ZHANG Y X, et al. Effect of increasing load on friction and wear property of C/C composite/Q505 steel electrical contact[J]. *Lubrication Engineering*, 2011, 36(11): 37-40.
- [11] 廖治华, 廖克立, 高国强. 不同电-机械接触面粗糙度对高分子量乙炔树脂摩擦性能的影响[J]. 理化检验(管理分册), 2009, 37(9): 369-372.
- [12] CHU Z T, XIEHC D H, 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] 黄建东, 孙乐民, 上官文. 车-去耦接触对铜制-银基铜电接触材料电蚀磨损性能影响的研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(1): 28-31.
- [14] HU Y, HU X L W, HUANGCCJIAN B, et al. Tribological characteristics of UHMWPE rubbing pairs under electric current with different surface roughness[J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(1): 28-31.
- [15] 周德, 廖国亮, 周国强. 车-电接触性能与弓网电接触磨损机理的研究及应用[J]. 润滑与密封, 2003, 28(8): 66-70.
- [16] HU Y, ZHANG H J, ZHANG P Y, et al. Study and application of the prediction formula of arc discharge energy and wear volume of Pantograph-Catenary system[J]. *Lubrication Engineering*, 2005, 30(8): 66-70.
- [17] YANG T, LI J X, TAN Y, et al. Effect of electrical current on tribological behavior of copper-impregnated metallized carbon against a Cu-Cr-Zr alloy[J]. *Tribology International*, 2012, 50: 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]. *3D-TRIBO Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2012, 226(226): 1217-1226.
- [19] 张会杰, 孙乐民, 上官文. 车-高速铁路弓网电接触研究综述[J]. 润滑与密封, 2014, 39(5): 117-120.
- [20] ZHANG H J, HU X L W, HUANGCCJIAN B, et al. Current situation on the study of pantograph-catenary arc for high-speed railway[J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(5): 117-120.
- [21] 李刚, 张本刚, 孙乐民. 车-电接触摩擦的研究现状[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2002, 23(4): 54-57.
- [22] LI P, ZHANG P Z, HU X L W. Present friction and wear mechanisms on friction couple in electric rail[J]. *Journal of Hebei University of Science & Technology (Natural Science)*, 2002, 23(4): 54-57.
- [23] 周德, 杨红刚, 廖国亮. 车-量子最小二乘法的时间序列模糊预测模型[J]. 铁道学报, 2004(1): 43-45.
- [24] HU Y, YANG H J, ZHANG H 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*, 2004(1): 43-45.
- [25] 李奇伟, 陈伟峰, 杨红刚. 接触压力对电接触-磨粒磨损电接触摩擦性能的影响[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 on friction and wear behavior carbon strip/copper contact wire under AC passage[J]. *Lubrication Engineering*, 2012, 37(9): 41-45.
- [27] 丁冲, 廖国亮, 卜俊. 车-电接触磨损中不同放电现象的机理研究[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(5): 87-91.
- [28] ZHANG T, CHEN C X, HU 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(5): 87-91.
- [29] 吴国权, 廖德. 弓网系统电接触成因与影响[C]//中国铁道学会 2009 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, 2009, 104-108.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1076.2017.09.012

铜/锡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 张永强¹ 杨正海¹ 宋鹏飞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. 机械科学研究总院武汉材料保护研究所 湖北武汉 430030)

摘要:为探究高速摩擦副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 高速摩擦副磨损试验机上以铜-锡青铜为摩擦副进行高速摩擦副磨损试验,用 3D 形貌仪测量磨损表面粗糙度,并通过扫描电子显微镜分析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,在磨损中期则影响并不显著;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;该摩擦副呈“U”形变化,摩擦副初期为降低弧坑为高;磨损初期,摩擦副磨损主要是磨屑磨损,没有明显的电弧侵蚀作用,磨损中期时,电弧侵蚀越严重,表明电弧越强烈,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;高速摩擦副

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-1076(2017)09-0012-04

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

NIU You¹ SHANGGUAN Bao¹ ZHANG Yongqiang¹ YANG Zhenghai¹

SONG Chenfei¹ DU Saming²

(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 crater 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,而且电弧对受电弓接触材料的作用也是复杂多变的^[4]。材料磨损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(51273147); 国家自然科学基金委员会青年基金项目(51405034); 河南省自然科学基金项目(162300030091)。

收稿日期: 2017-06-14

作者简介: 牛一旭(1989-),女,硕士研究生,研究方向为高速摩擦副。E-mail: niuyixu@163.com

通信作者: 上官宣(1963-),男,博士,教授,主要研究方向为高速摩擦副。E-mail: shangguan@hust.edu.cn

用,而电弧放电又会改变材料表面形貌^[1]。在摩擦磨损过程中,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,质量磨损的变化,因而需要将这些问题离散化,在其他条件相同的情况下,使试样磨损时间不同,本文作者在 HST-100 高速重载摩擦磨损试验机上以铜/青铜副为摩擦副进行试验,分析不同磨损时间内电弧能量、磨损率与表面粗糙度、质量磨损率、摩擦因数的关系,探究高速摩擦磨损过程中摩擦表面与电弧的相互作用关系。

1 试验部分

1.1 试验设备及条件

试验设备为自主研发的 HST-100 高速重载摩擦磨损试验机,结构如图 1 所示。此试验机是转盘式摩擦磨损试验机,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速度和扭矩,但速率自带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带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。试验使用的铜试样为纯铜,尺寸为 $40\text{ mm} \times 25\text{ mm}$,盘试样材料为青铜,尺寸为 $40\text{ mm} \times 15\text{ mm}$ 。

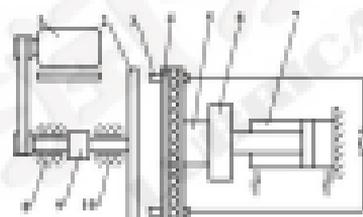


图 1 HST-100 高速重载试验机的基本结构

Fig. 1 Basic structure of HST-100 high-speed tribological testing machine

试验前在摩擦盘上分别夹有 240° 、 $1\ 000^\circ$ 的铜,在低速下预磨铜试样 $10\text{--}20\text{ min}$,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 、 30 N ,每组试样磨损时间分别为 2 、 6 、

9 、 12 、 27 、 30 、 35 、 40 min ,进行多组试验,分别检测不同磨损时间的扭矩、压力等数据,对相应数据取平均值,并用 JSM-5610LV 型扫描电子显微镜观察铜试样的磨损表面形貌。

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 R_a 表示, R_a 与二维式相同,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:

$$R_a = \frac{1}{mN} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^N |m(X_i, Y_j)| \quad (1)$$

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

1.3 质量磨损率及摩擦因数的计算

根据式 (2) 对试验过程中所测得的扭矩数据进行计算,得到摩擦因数。

$$\mu = \frac{N\tau \times 1000}{FL} \quad (2)$$

式中: μ 为摩擦因数; N 为摩擦扭矩; $N = m_0 F$ 为试验中施加在铜试样上的平均压力; N_0 、 L 为铜试样的中心距, $L = 660\text{ mm}$ 。

每次试验前后铜试样的质量由精度为 0.1 mg 的 BS2106 电子分析天平称得,然后计算出铜试样试验前后的质量损失,磨损率的计算见式 (3)。

$$W = \frac{\Delta m \times 1000}{m_0} \quad (3)$$

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

1.4 电弧能量及电弧率的计算

电弧能量与电弧产生时铜-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。

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

式中: E 为电弧能量, J ; I 为单次放电时,铜-盘间的电压, V ; U 为单次放电时,流经铜-盘试样之间的电流, A ; Δt 为单次放电时长, s 。

电弧燃损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。

$$K = \frac{t}{t_0} \times 100\% \quad (5)$$

式中: K 为电弧燃损率, $\%$; t 为一次试验中的电弧燃损总时间, s ; t_0 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、摩擦系数随磨削时间变化的趋势。可以看出, 在磨削初期, 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, 而在磨削中后期其影响并不显著, 这主要是由于切削材料的硬度较低, 磨蚀性较差, 初始表面很快会被新的摩擦表面取代^[1], 因此起始表面粗糙度对摩擦系数、电流能量的影响在磨削初期比较明显。

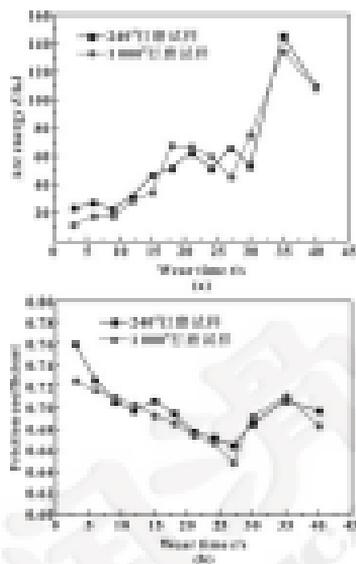


图2 不同起始表面粗糙度下, 电流能量 (a)、摩擦系数 (b)、粗糙度随时间变化的趋势
Fig. 2 The variation of air energy (a) and friction coefficient (b) with wear time under different initial surface roughness

在摩擦磨削过程中, 摩擦系数先降低后增大, 如图2(b)所示, 这主要是因为, 随着磨削时间的增加, 摩擦表面产生的电偶热与电刷热增多, 导致磨削时接触表面发生软化、熔蚀, 表面微凸峰间的接触面积变小, 垂直切力降低^[2], 所以摩擦系数降低, 而后, 由于电偶热继续加剧, 表面粗糙度升高, 因而摩擦系数随之升高。

2.2 表面粗糙度与电流燃速率、电流能量的关系

对1.00 μm砂纸打磨试样中每个时间间隔内的表面

粗糙度、燃速率、电流能量分别进行计算分析, 得出摩擦磨削过程中, 表面粗糙度与电流燃速率、电流能量的关系如图3所示。经计算, 表面粗糙度与燃速率的相关系数 $r = 0.506$, 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, 故电刷面积较大, 容易起弧, 且多为长时电弧^[3], 因此燃速率、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, 加上垂直力的作用, 摩擦表面变得平滑^[4], 粗糙度降低, 燃速率、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, 因此容易出现表面分子黏合的表面熔焊现象^[5], 随着相对运动的发生, 局部熔焊的表面会被撕裂, 而使接触峰减少, 它们承受的电流密度加大, 接触峰实际接触时的瞬时温度升高, 加剧了黏着摩擦作用, 导致表面质量下降, 接触状态突变而引起严重的电弧现象^[6], 因而燃速率、电流能量均有所升高, 如图3所示。

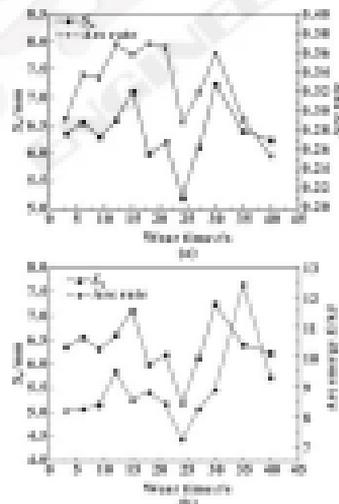


图3 表面粗糙度与电流燃速率 (a)、电流能量 (b) 的关系
Fig. 3 The relationship between surface roughness and air burning rate (a) and air energy (b)

2.3 电流能量与质量磨削率、摩擦系数的关系

摩擦磨削过程中, 电流能量与质量磨削率、摩擦系数的关系如图4所示, 整个摩擦磨削过程中, 质量磨削率呈“U”形变化, 摩擦系数则先降低后升高, 在磨削初期 (0~12 s), 由于表面状态, 电流发生频率高^[7], 电流能量大, 此时电流能量主要是使摩擦

表面微凸峰磨除,并未造成严重的电偶腐蚀,因而摩擦因数降低。这个阶段的磨损损失主要是由黏着磨削引起的材料转移(由轴试样表面转移到圆盘试样表面)造成的^[1],因此质量磨蚀率逐渐升高。磨削中期(12~27 s)为稳定磨削阶段,表面粗糙度较低,电偶能量较小,此时摩擦因数显著下降,质量磨蚀率也明显降低。磨削后期(27~60 s),由于表面质量变差,电偶能量大幅升高,摩擦因数、质量磨蚀率也随之增大。此阶段的磨损损失主要是由电偶腐蚀造成的。

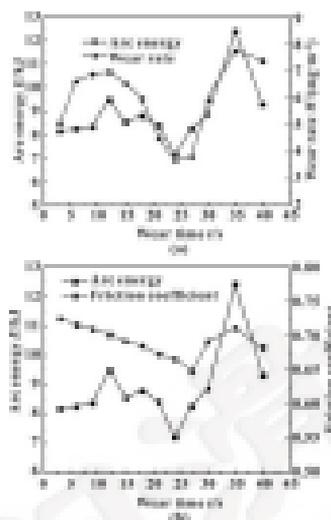


图4 电偶能量与质量磨蚀率 (a)、摩擦因数 (b) 的关系
Fig. 4 The relationship between air energy and wear rate (a) and friction coefficient (b)

不同磨削时间下轴试样的表面形貌如图5所示,整个摩擦磨削过程中磨削机制也在不断变化^[1]。磨削初期,电偶腐蚀作用并不明显,磨削机制主要为黏着磨削,如图5(a)所示,可见摩擦表面有明显的层状黏着。磨削中期,出现轻微电偶腐蚀,表面微凸峰磨除,在剪切力的作用下,表面变得光滑,如图5(b)、(c)所示,磨削机制主要为黏着磨削并伴有轻微的电偶腐蚀。磨削后期,电偶腐蚀越发严重,摩擦表面出现电偶腐蚀坑(如图5(d)所示),加之黏着作用,表面磨蚀成为大颗粒磨屑并脱落,造成严重的质量损失。

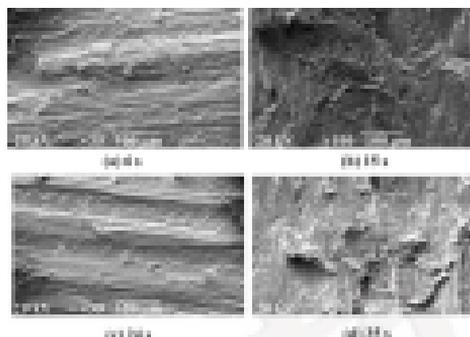


图5 不同时间磨削时间的轴试样SEM形貌

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

3 结论

(1) 起始表面粗糙度在磨削初期对电偶能量、摩擦因数有影响,在磨削中期其影响并不显著,在摩擦磨削过程中,摩擦因数先降低后增大。

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

(3) 整个摩擦磨削过程中,质量磨蚀率呈“U”形变化,摩擦因数先降低后升高。磨削初期,质量磨蚀率升高,摩擦因数降低。磨削机制主要为黏着磨削;磨削中期,质量磨蚀率、摩擦因数均降低,黏着磨削以及轻微的电偶腐蚀为主要的磨削机制;磨削后期,质量磨蚀率、摩擦因数大幅升高,磨削机制主要为严重的电偶腐蚀以及黏着磨削。

参考文献

- [1] 丁林电气腐蚀及电化学腐蚀线摩擦磨损性能及电特性研究[D].成都,西南交通大学,2008.
- [2] 沈志平.论我国高速铁路技术创新发展的优势[J].科学通报,2002,47(8):980-989.
- [3] 胡进华.金属材料表面摩擦磨损中电偶腐蚀特性研究[D].洛阳,河南科技大学,2008,23-27.
- [4] 李峰峰.摩擦磨损的腐蚀磨损磨削特性与表面粗糙度关系的研究[D].成都,西南交通大学,2003,17-8.
- [5] 黄照星,涂国俊,陈刚.车-电耦合条件下磨削磨削行为及其磨削磨削机理研究进展[J].材料导报 A,2004,28(1):20-28.
- [6] XIE J, LI C J, CHEN C, et al. Research progress on tribological behavior with content and microstructures of wear surfaces of paragraph contact strip[J].Materials Review A,2004,28(1):20-28.

DOI: 10.3969/j.issn.0273-0880.2017.09.013

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 解 挺

(合肥工业大学机械工程学院 安徽合肥 230026)

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 基三层复合材料与钢铁材料、有色金属以及聚合物材料进行配副时的摩擦副性能, 通过扫描电镜观察摩擦表面的磨损形貌, 分析不同摩擦副的摩擦副磨损机制, 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钢铁材料以及聚合物材料配副时, 其磨损机制为磨粒磨损, 摩擦学性能较好; 而与有色金属配副时, 其磨损机制为黏着磨损, 摩擦学性能较差。

关键词: PTFE; 三层滑动轴承材料; 配副材料; 摩擦磨损

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0273-0880(2017) 09-0013-08

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 230026, 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 worn 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陶瓷、树脂层和表面聚合物复合材料层 3 部分组成。聚四氟乙烯 (PTFE) 基复合材料与不同材料配副在石油润滑或润滑油膜的应用场合下显示出了优异的摩擦副性能^[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、导轨以及轴承衬套等, 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], 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^[7-9]。本文以陶瓷、树脂层和表面聚合物复合材料层 3 部分组成的三层滑动轴承材料为例, 选用 3 类 6 种不同材料与其配副, 研究了其摩擦副性能, 并分别讨论了不同摩擦副的摩擦副磨损机制, 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

将三层复合材料按国家标准 GB 2660-82 磨制成 20 mm×7 mm×2 mm 的长条状试样, 对偶材料为 3 类 6 种, 分别为钢铁材料 (45 钢、铸钢)、有色金属 (铝合金、黄铜) 以及聚合物材料 (高密度聚乙烯 HDPE、尼龙) 制成的圆环 (外径 40 mm)。

在室温、干摩擦条件下, 用 MTR-200 摩擦磨损试验机进行试验, 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 (51273140)。

收稿日期: 2016-11-03

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: WCL2009@163.com。

通信作者: 解挺 (1963-), 男, 博士, 教授, 研究方向为自润滑复合材料及其摩擦学, E-mail: xieting@hfu.edu.cn。

验前,将复合材料及对偶件的表面用内磨细球磨试件
 净,并在空气中晾干。试验条件为:径向加载 300
 N,主轴转速 200 r/min,摩擦副接触时间 60 min。

试验后用工量显微镜测量磨痕两端的读数差值测
 出磨痕宽度,用于磨痕量的计算。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。

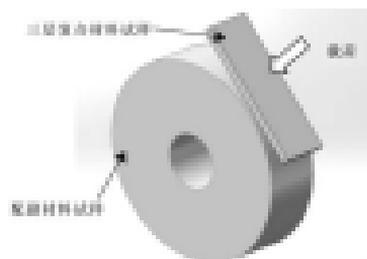


图1 试验摩擦副接触形式

Fig. 1 Friction pair contact form of testing machine

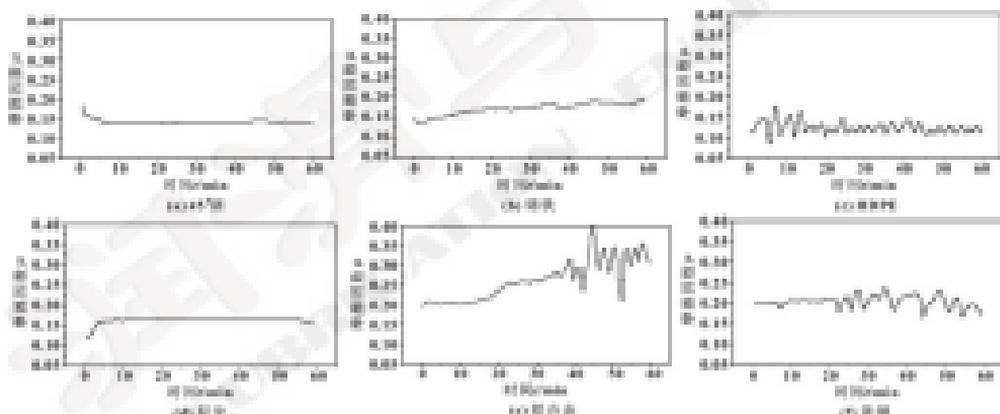


图2 PTFE基三层复合材料与不同配对材料的摩擦系数曲线

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 scar 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	钛合金	钛合金	铜铁
磨痕宽度/ μm	2.51	2.49	2.68	2.68	3.205

2 结果与分析

2.1 摩擦副接触形式

PTFE基三层复合材料与2类6种不同材料配对
 的摩擦系数变化结果列于图2中,磨痕宽度见表1。

可见,PTFE基三层复合材料与2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6 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波动,但是整体幅值较小。

(2)在与聚合物材料配对时摩擦系数存在较大
 的差别,与HDPE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,而且钛合金表面制
 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 磨痕表面分析

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微观照片见图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)),摩擦系数和磨削量均较小,并且磨削过程比较平稳,所以铜铁材料适合与PTFE基三层复合材料配副。

(2)在配副材料为聚合物时同样是剥层磨削(见图3(c)、(d)),但表现出较大差异,与HDPE材料配副时,摩擦系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,摩擦系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,其主要磨削机制为剥层磨削(见图3(e)、(f)),摩擦系数较大并且有较大波动,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。

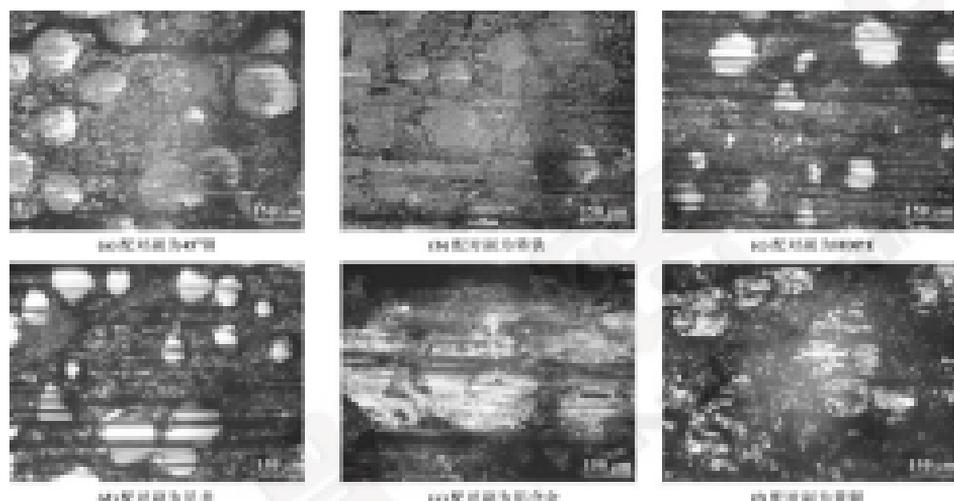


图3 PTFE基三层复合材料与不同配副材料磨削表面显微照片

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	摩擦系数	摩擦系数最大涨幅	磨削量/ μm^3	综合评价
45°钢	0.10	0.005	0.271	优
铸铁	0.11	0.01	0.229	良
铝合金	0.32	0.01	4.88	差
黄铜	0.20	0.08	3.903	差
HDPE	0.12	0.01	0.962	良
尼龙	0.16	0.022	0.680	优

由表2可见,PTFE基三层复合材料在与铜铁材料(45°钢、铸铁)配副时,摩擦系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,摩擦系数较低,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,摩擦系数较大,同时磨削体积最大,所以配副性能最差。

3 结论

(1)PTFE基三层复合材料在与铜铁材料(45°钢、铸铁)配副时,磨削机制为剥层磨削,其摩擦系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,其摩擦系数较低,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,磨擦机制为磨屑磨剥,其摩擦因数较大,同时磨剥体积也较大,所以配对性能最差。

参考文献

- [1] KISHIMOTO J, NISHIMOTO I, MOTOYU E. Lubricating wear behavior of PTFE composites[J]. *Wear*, 2002, 262(3): 363-369.
- [2] SAKEN Y. Analysis of slider wear behavior of PTFE composite using Taguchi's technique[J]. *Comput. Engineering*, 2003, 3(1): 6-11.
- [3] SUGRAMANIAM C, THIRUCHAN B, MANIVELU D, 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): 1640-1629.
- [4] CHENDEK M, CHEN MILEK P, GAUCHEREAU H C, et al. Improving aerial propulsion wear-resistance: application of a granular VEGF construct onto PTFE surfaces[J]. *Biomaterials*, 2009, 30(19): 3402-3409.
- [5] TAMMENCANTALE N, NADE B, NYELLE P, et al. Study of plasma modified PTFE for biological applications: relationship between plasma resistant properties, plasma treatment, surface

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

- [6] 陈伟峰, 黄平. 摩擦学原理[M]. 2版. 北京: 清华大学出版社, 2002, 300-303.
- [7] MISHRA K, SANKHAR K C, JINDEJA T, et al. Observation of wear in PTFE over-PTFE against hybrid polymer bearings under dry contact[J]. *Advanced Materials Research*, 2012, 407/408: 817-822.
- [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, 6(1): 234-240.
- [9] 陈伟, 朱明华, 田明. 穿戴上化合物对 PTFE 基三层复合材料的摩擦学性能的影响[J]. *润滑与密封*, 2015, 40(1): 37-40.
- [10] CHEN T, JIANG M H, TIAN W, et al. Effect of wear tests conditions on friction and wear properties of PTFE-based three-layer composites[J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 40(1): 27-30.
- [11] SAKMA L, THOMAS A, GELARDI R, et al. A comparison of the relative friction and wear responses of PTFE and a PTFE-based composite when tested using three different types of sliding wear machines[J]. *Technology International*, 2013, 33: 15-21.

(上接第22页)

- [8] 王中刚, 刘翠敏, 闫亚超. 光栅电机驱动气浮轴承回路的误差分析与改进[J]. *中国惯性技术学报*, 2009, 23(4): 766-769.
- [9] WANG J F, LIU J L, YAN Y C. Analysis and improvement on gap derivation of gas-dynamic bearing for gyroscope motor[J]. *Journal of Chinese Inertial Technology*, 2009, 23(4): 766-769.
- [10] 张同江, 张树安, 陈斌. 薄材料不同膜厚状态下气浮轴承承载特性分析[J]. *润滑与密封*, 2008, 33(2): 73-76.
- [11] ZHANG T, ZHANG J A, LIU B, et al. Static characteristic analysis of air type gas bearing at different needle-like sliding states[J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 36(2): 75-78.
- [12] SHI T, LIEN S, ANANI T, et al. Experimental study of small size air table linear supported by externally pressurized conical gas bearings[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2010, 44: 87-94.
- [13] MCKENZIE A R, BERT D R. Lubricant dewetting on the slider's air-bearing surface in hard disk drives[J]. *Technology Letters*, 2004, 40(3): 4-11.
- [14] KINGSTON R, ANTONI M. Experiments with model-air-gilled computer-tape manipulator controllers for free-flying robots[J]. *Journal of Guidance Control & Dynamics*, 1999, 18(4): 1186-1191.
- [15] HELMAN M A, CANNON B H, BOCK B R. A modular system architecture for multi-manipulator, free-flying space robots

[C]. // *Proceedings of IEEE International Symposium on Intel. Agents Control*. Chicago, IEEE, 1993, 90-92.

- [16] ROBERTSON A, PALLIAN C, HORN J P. Spacecraft formation flying control design for the vision mission[C]. // *Proceedings of IEEE Conference, Navigation, and Control and Co-located Conferences*. Poland, IEEE, 1999, 1362-1370.
- [17] 史士祥, 陈立志, 朱晓东. 两飞行器编队地面仿真系统[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2008, 40(3): 361-363.
- [18] SHI H C, MA Z W, SHI Y Y, et al. Space manipulator ground test system[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2008, 40(3): 361-363.
- [19] 张亚明. 滚动轴承时域弹性动力学原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [20] 张同江. 高速电机多相绕组特性及转子系统动力学研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2000.
- [21] TAN M C, CHEN C W, ZHANG C Y. Analysis of excessive load effect for sliding FEM journal bearing[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, 364: 71-73.
- [22] 张同江. 微小尺寸滚动轴承弹性轴承三维应力场温度场分布理论研究[J]. *润滑与密封*, 2008, 33(8): 10-7.
- [23] ZHANG C Y, TIAN X Y. Theoretical study on three-dimensional pressure distribution and temperature field of water-lubricated hydrostatic journal bearings[J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 36(3): 47-7.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-0195.2017.09.014

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 尹国校 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黏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;而润滑油黏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空穴现象,并且增加了高比例的气穴比例。在实际应用中选择润滑油的黏度。

关键词: 三油槽滑动轴承; 气穴; 油膜; 油膜特性

中图分类号: TH133.31 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0195(2017)09-0014-05

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

WANG Lina YIN Guoxiao SU Chunjian GUO Shaohui

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao Shandong 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 pressures, 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承载性能的影响。刘豪杰等^[6]利用 FLUENT 研究了深线形动压润滑滑动轴承的压力场,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]。吉宏斌等^[11]利用 Fluent 对两相流轴承的力学性能进行了研究,指出气穴的影响对轴承进行分析更加合理。但目前关于滑动轴承油膜特性的研究,大多学者往往忽略了流态情况,为了更好地研究油膜特性,就需要考虑流态下的油膜特性。

张义存等^[12]对三油槽滑动轴承进行了分析研究,指出该结构润滑效果好,抗干涩能力强,不容易发生油膜剥离和失稳现象,保证了机械工作时的稳定性。但文献^[13]未对三油槽滑动轴承空穴区域的气穴成分进行分析研究。本文作者针对三油槽滑动轴承,利用 Fluent 软件考虑流态情况下的空穴模型对油膜空穴的生成以及变化情况进行了分析研究。

1 物理模型

1.1 轴承几何及网格划分

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(20170642304); 山东科技大学面向青年科技人才支持计划项目(20150304004); 国家自然科学基金项目(514050242)。

收稿日期: 2016-11-28

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: wangly@163.com

所示, 3个直槽均匀分布在轴承的周向上, 则润滑油通过油槽中间的进油口流入轴承, 通过两端排出, 具有较好的润滑能力。研究的三油槽轴承直径 $D=100\text{ mm}$, 平均间隙 $r=0.04\text{ mm}$, 轴承宽度 $B=110\text{ mm}$, 油槽包角 $\alpha=90^\circ$, 油槽深度 $h=0.12\text{ mm}$, 油槽宽度 $L_1=90\text{ mm}$, 封油边宽 $L_2=10\text{ mm}$, 则油槽数 $\mu=0.002\text{ Pa}\cdot\text{s}$, 密度 $\rho=890\text{ kg/m}^3$, 偏心率 $e=0.6$, 转速 $\omega=2000\text{ rad/s}$, 进油压力 $p_1=20\text{ MPa}$, 排油压力为 100 kPa , 出口压力为 0, 初始偏角 $\beta=45^\circ$ 。

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, 又是分析的重点, 因此在油膜厚度方向分了 6 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), 油膜内层壁面设置为旋转壁面 (Wall), 两相流的状态: 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) 的承载力及竖直方向 (Z 向) 的承载力, 使之满足条件 $F_x/F_z < 0.001^\circ$ 。将此最终平面位置时的偏角。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。

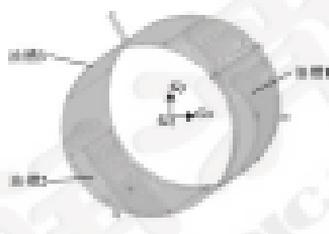


图 1 三油槽滑动轴承的模型网格

Fig. 1 Grid model of three straight groove bearings

1.2 混合流模型

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。而欧拉模型稳定性较差, 故采用 Mixture 混合模型, 其控制方程^[1]为

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu^* \rho_{ij}) (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\frac{k_j}{r_j} \frac{\partial T}{\partial x_j}) + R_s \quad (3)$$

式中: ρ 为混合相的密度; R_s 为固体内的热流以及散热的。

1.3 流场模型

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} [\alpha_{k,j} \rho \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + G_b - \rho \omega - Y_k + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} [\alpha_{\omega,j} \rho \frac{\partial \omega}{\partial x_j}] + C_{1\omega} \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (G_k + C_{2\omega} G_b) - C_{3\omega} \rho \frac{\omega^2}{k} - R_{\omega} + S_{\omega} \quad (5)$$

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_k 表示在可压缩流动中, 湍流脉动耗散到全局流程中对耗散率的贡献项; $C_{1\omega}$ 、 $C_{2\omega}$ 、 $C_{3\omega}$ 是常量; $\alpha_{k,j}$ 和 $\alpha_{\omega,j}$ 是 k 方程和 ω 方程的湍流 Prandtl 数; S_k 和 S_{ω} 是用户自定义的湍流动能和湍流耗散项。

2 计算结果与分析

2.1 流场流态的影响

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 1000 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。

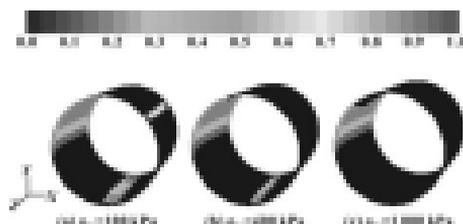


图 2 不同进油压力时的油膜气穴云图

Fig. 2 The oil film air pocket 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, $\theta=0.23$ 的小比例的气体所占整个气体体积的 70% 以上。这与文献 [7] 的结果

相符合; 随着进油压力的增加, 空穴区域的小体积比例分数的空穴数量迅速增加, 而 $0.68 \sim 1.0$ 的高比例分数的空穴数量则迅速减少, 正如图 2 所示的高比例体积分数空穴形状迅速减少, 而体积分数处于中间的空穴数量也有所减少, 只是比例微小变化不是很明显。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。

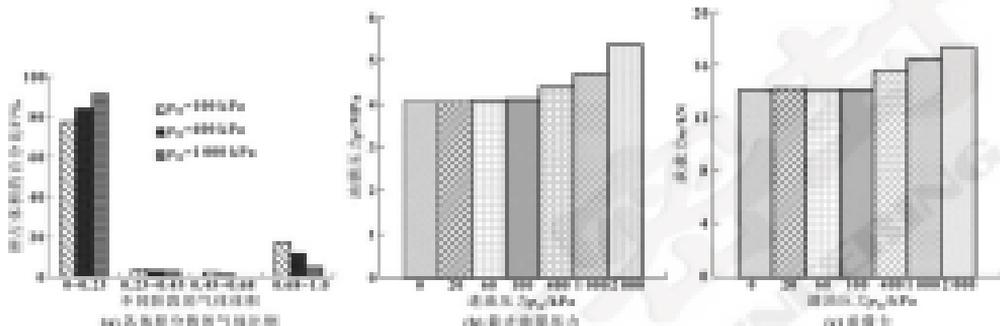


图 3 进油压力对油膜特性的影响

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) loading 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相反。例如, 当进油压力从 0 增加到 100 kPa 时, 油膜静压力从 4.04 MPa 增加到 4.08 MPa, 承载力从 14.135 kN 增加到 14.175 kN, 增加量分别为 0.99% 和 0.29%, 增加幅度较小; 而当进油压力从 100 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%, 增加幅度较大。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。

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	空穴面积 / μm^2	空穴面积 /油膜面积 $\alpha_c/\%$	空穴体积 / μm^3	空穴体积 /油膜体积 $\beta_c/\%$
100	49 760	0.000 99	17.2	3.9×10^{-7}	99.1
200	51 399	0.000 16	12.1	8.2×10^{-7}	12.7
1 000	19 376	0.000 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 转速的影响

图 4 为不同转速时的气穴云图。可以看出, 高转速的润滑油加剧了油膜最外层空穴化现象, 导致了空穴区域在形状上和面积上的增大。例如, 当转速为

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

0.002 Pa·s时,油膜2附近出现了较大空穴区域,而油膜3附近只有少量的空穴高度,油膜1附近没有高度空穴;当黏度增加到0.006 Pa·s时,油膜1附近出现了高度空穴区域,而油膜2和油膜3附近的空穴区域面积增加;当黏度增加到0.02 Pa·s时,油膜1附近出现了较大空穴区域,油膜2和油膜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。

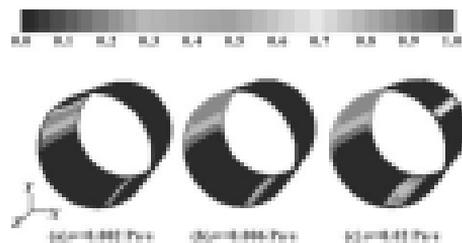
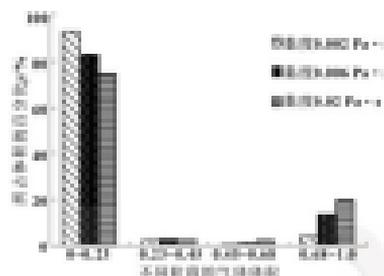


图4 不同黏度时的气穴云图

Fig.4 The air-pocket cloud of different viscosities

图5(a)显示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分散区域空化现象,使得高比例气穴增多,甚至有可能发生完全空化现象,对轴承的综合性能非常不利。因此在实际应用中,应该选择合适的新油黏度。

图5(b)、(c)显示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4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4倍左右;但黏度从0.002 Pa·s增加至0.02 Pa·s时的斜率要小于黏度从0.006 Pa·s增加至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) 各体积分数的气穴比例

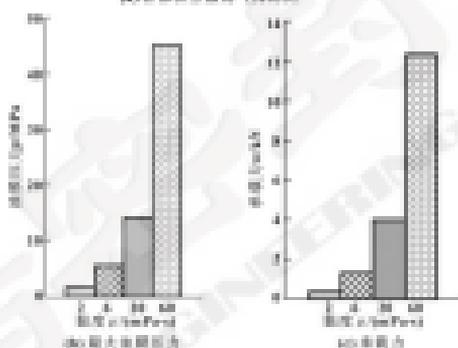


图5 润滑油黏度对油膜特性的影响

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) loading 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中空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 μ / (Pa·s)	空穴 数量	空化区 面积 / μm^2	空化区 积油膜 面积 μm^2 /%	空穴体 积 μm^3	空穴体 积油膜 体积 μm^3 /%
0.002	16 908	0.002 22	6.8	2.7×10^{-7}	6.8
0.006	36 285	0.002 71	13.6	6.3×10^{-7}	15.1
0.02	31 350	0.006 64	19.2	8.9×10^{-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

的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二油槽滑动轴承油膜压力增大,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增加二油槽压力来提高轴承的工作性能。

(2) 润滑油黏度的增大,使得二油槽滑动轴承的承载能力大大增强,但延迟了空穴现象的发生,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,因此应该合理地选择润滑油的黏度。

参考文献

[1] 张戈伟,林圣强,唐晓辉.二油槽滑动轴承油膜压力特性及对转子稳定性影响[J].流体力学学报,2013,35(4):437-442.

ZHANG L P, LIN S Q, TANG X H. Influence of three-lobed journal bearing oil film pressure property on the rotor stability [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2013, 33(4): 437-442.

[2] 唐晓辉,张戈,胡旭峰.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.

TANG X H, ZHANG L P, HU X F. Influence on pressure field of hybrid bearing ring journal bearing with cavitation [J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(9): 1-3.

[3] 唐戈,李博,胡旭峰.半圆膜润滑对滑动轴承油膜特性及轴瓦结构特性的影响[J].润滑与密封,2013,38(11):25-28.

TANG X, LI BO, HU X F, et al. Effect of journal rotation speed on characteristics of oil film and structural characteristics of bearings [J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(11): 27-28.

[4] 黄维武,姚廷强.对两个不同转速对二油槽滑动轴承油膜的影响分析[J].昆明理工大学学报(自然科学版),2003,28(2):40-46.

HUANG Y C, YAO T Q, FU T S. 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.

[5] 孟凡刚,张涛,高寅响.气穴文氏槽滑动轴承油膜特性影响的CFD分析[J].重庆大学学报,2013,36(7):6-11.

MENG F M, LIANG T, GAO 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(7): 6-11.

[6] 刘俊杰,陈红,张明林.基于FEAST的深沟球轴承油膜承载能力研究[J].润滑与密封,2015,40(10):23-26.

LIU J J, CHEN H, ZHANG M L. Research on static characteristics of deep-groove ball bearings hybrid bearing based on FEAST [J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(10): 23-26.

[7] 王学刚.动压瓦轴油膜轴承空化现象研究[D].天津:天津科技大学,2011.

[8] WANG L L, LI C H. The effect of viscosity on the cavitation characteristics of high speed roller bearing [J]. Journal of Hydrodynamics, 2003, 27(3): 367-372.

[9] 李强,李本典,冯建生.行人HFO边界条件的滑动轴承性能分析[J].机械强度,2010,32(2):270-274.

LI Q, LI BEN DIAN, FENG JIAN SHENG. Analysis of the performance of journal bearing with HFO boundary conditions [J]. Journal of Mechanical Strength, 2010, 32(2): 270-274.

[10] 古尔武,王立峰,康强.等空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):60-65.

GU G W, WANG L W, KANG Y. Research on oil film pressure field of elliptic oil film bearings with considering cavitation effect [J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(1): 64-69.

[11] 张应明.滑动轴承的油膜动力学的理论[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

从科技部获悉,“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,主要产品已由电子电器、汽车等领域实现应用,填补了我国在中高端聚酰胺工程塑料研究领域的空白,并实现了工业化。

聚酰胺(PA,俗称尼龙)具有良好的机械性能、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、食品、动力工具、纺织等领域。目前,全球聚酰胺总消费

量已超过600万吨,其中聚酰胺工程塑料达到400万吨以上,成为工程塑料行业龙头企业,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部分,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)》“基础材料”主题,科技规划中的《“十三五”材料领域科技重大专项规划》,明确将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;高性能膜材料等新材料。

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.09.019

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模型并进行仿真计算, 研究油膜厚度、瓦块倾斜角度及环状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; 环状油槽位置对新型轴承承载力增加, 合理的位置设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:** 0274-1079 (2017) 09-0190-06

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 Jilin 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涡轮增压器上通过使用新型推力轴承, 产品的承载能力及可靠性都得到大幅度提高。

推力轴承工作过程中, 随着瓦块边缘球铰瓦与推力环之间的相对线速度增大, 沿轴承半径方向线速度变化大, 而传统的斜面推力轴承斜面收敛角度、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状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, 同时中间的环状油槽不仅能给轴瓦提供充足的润滑油, 而且还能通过润滑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二相 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、瓦块倾斜角度及环状油槽位置, 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, 研究方向为摩擦与超精密加工、润滑与密封等。Email: zhangwentao@ccut.edu.cn

质的动力黏度为 $0.028 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、密度为 $866 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。则润滑油从球内侧油膜口进入, 从球体外侧流出, 进口压力为 0.2 MPa , 出口压力为 0 。

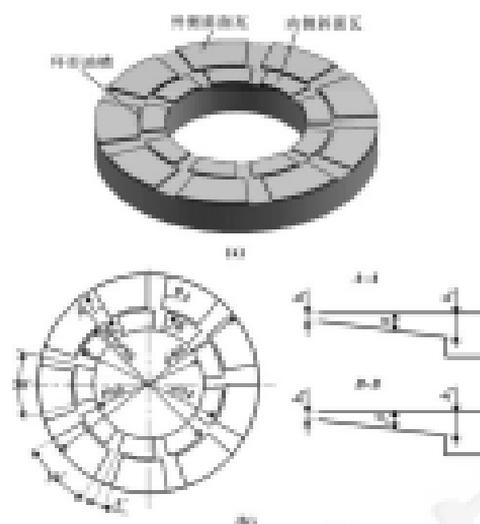


图1 推力轴承油膜的结构参数

Fig.1 Structure and parameters of oil film

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 $1/9$ 油膜模型进行分析。利用UG软件建立油膜实体模型, 将模型导入到ANSYS ICEM CFD中进行离散化处理。 $1/9$ 油膜计算域模型如图2所示。

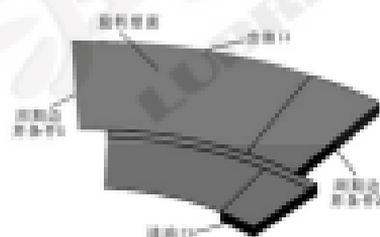


图2 油膜CAD模型

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。承载区和油膜交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

划分方向	径向	油膜轴向	油膜周向	油膜轴
方向节点	节点	方向节点	方向节点	方向节点
120	120	20	20	20



图3 油膜网格划分示意图

Fig.3 Grid diagram of oil film

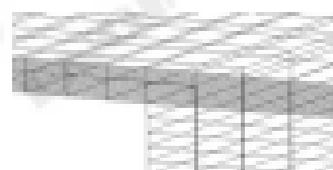


图4 油膜网格局部放大图

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

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

式中: ρ 和 η 分别是流体的密度(kg/m^3)和动力黏度($\text{Pa}\cdot\text{s}$); v 是流体线速度(m/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 $14\ 000 \text{ r}/\text{min}$, 则润滑介质从层流转变为湍流时对应临界膜厚 $d_{\text{max}} = 0.5513 \text{ mm}$, 即当膜厚小于 0.5513 mm 时, 流动状态为湍流。

2 控制方程

滑动轴承在高速旋转条件下, 由于启动等原因导

致液膜表面内部即将发生空穴现象。文中利用 FLUENT 软件里的气态模型直接求解 N-S 方程, 其原理和 IFO 边界条件相似。但该方法计算精度比有限差分法求解雷诺方程更高。气态模型认为在系统中同时存在液相和气相, 并且液相和气相之间存在着质量的传递。两相流流动的控制方程如下:

动量守恒方程:

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

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

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

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。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \mathbf{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau$$

$$[\rho_m (\nabla v_x + \nabla v_x^T)] + \rho_m \mathbf{P} + \nabla \cdot (\sum_i \rho_i \alpha_i \mathbf{v}_i \mathbf{v}_i^T) \quad (5)$$

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

$$\rho_m \mathbf{v}_m = \sum_i \rho_i \alpha_i \mathbf{v}_i \quad (7)$$

式中: $\rho_m \mathbf{v}_m$ 为第 i 相的动量密度; ρ_m 为混合密度; \mathbf{P} 为外源项应力。

气体运动方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_g) + \nabla \cdot (\rho_g \mathbf{v}_g) = R_g - R_c \quad (8)$$

式中: α 为气相体积分数; ρ_g 为气相的密度; \mathbf{v}_g 为气相速度; R_g 和 R_c 为气相产生和凝聚的传质源项。

在两相流中, 液相和气相之间没有摩擦速度时, 气相动力学方程由广义 Rayleigh-Plesset 方程给出:

$$R_g \frac{d^2 R_g}{dt^2} + 3 \left(\frac{dR_g}{dt} \right)^2 = \left(\frac{p_g - p_l}{\rho_l} \right) - \frac{4\sigma_l}{\rho_l R_g} \frac{dR_g}{dt} - \frac{2\sigma_l}{\rho_l R_g^2}$$

式中: R_g 为气泡的半径; σ 为液体表面张力系数; ρ_l 为液体密度; p_g 为气泡表面压力; p_l 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

$$\frac{dR_g}{dt} = \sqrt{\frac{2(p_g - p_l)}{\rho_l}} \quad (9)$$

4 计算结果及分析

4.1 油膜厚度对单力轴承承载力的影响

单力轴承转速分别为 6 000、8 000、10 000 r/min, 轴瓦倾角为 0.2°, 轴承其他结构参数如图 1 (b) 所示, 内侧油膜厚度为 25 μm 。

图 5 示出了轴转速为 8 000 r/min 时外侧油膜厚度改变时油膜压力场分布, 图 6 示出了轴向单载力随油膜厚度的变化曲线。

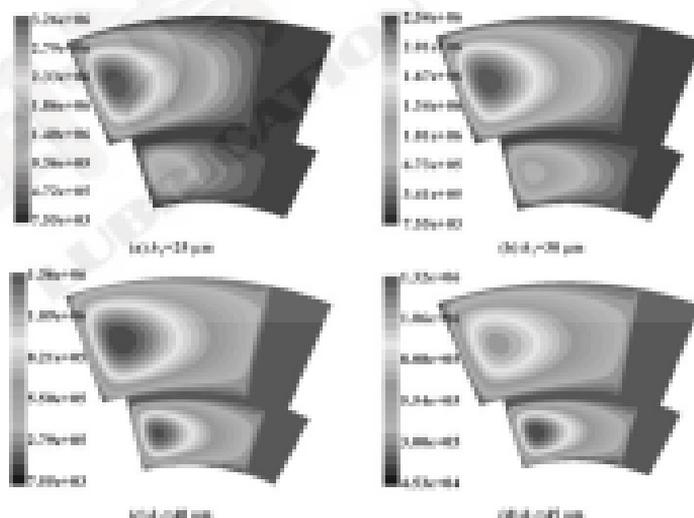


图 5 转速 8 000 r/min 下油膜压力场分布 (Pa)

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

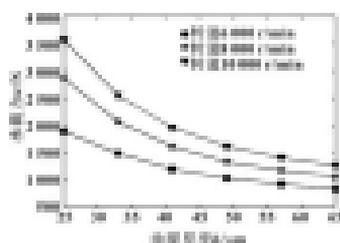


图4 油膜厚度对承载力影响

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, 高压区压力峰位置位于油膜外侧, 随着油膜厚度的增加, 形成高压压力峰区域逐渐向轴瓦内侧移动。由图6可知, 轴向承载力随着油膜厚度的增加而减小。综合图5和图6可知, 在转速一定时, 减小油膜厚度, 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, 可以提高内侧收流油膜的承载力内。

4.2 轴瓦倾角对推力轴承承载力的影响

首先设定内侧油膜为最小油膜厚度 $25 \mu\text{m}$, 斜角倾角为 0.2° , 轴转速为 8000 r/min , 另外油膜厚度分别为 $30, 35, 40 \mu\text{m}$ 条件下, 分析外侧轴瓦斜角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, 轴承载能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。

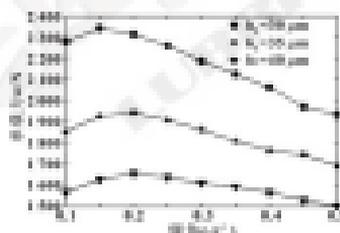


图7 转速8000 r/min下外侧瓦倾角对承载力的影响

Fig. 7 Influence of inclined angle of outside peak on load capacity at the speed of 8000 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, 原因是倾角改变对

推力轴承膜作用区域的形状(面积)改变。

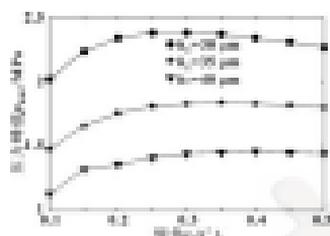


图8 转速8000 r/min下外侧瓦倾角对压力峰值的影响

Fig. 8 Influence of inclined angle of outside peak on peak pressure at the speed of 8000 r/min

同时, 在转速 8000 r/min , 内侧油膜 $25 \mu\text{m}$ 下, 分析内油膜厚度 $30 \mu\text{m}$, 瓦面倾角 0.25° 以及内油膜厚度 $50 \mu\text{m}$, 瓦面倾角 0.2° 两种情况下, 内倾瓦面倾角改变时对轴承承载性能的影响规律。

图9示出了承载力随内倾瓦倾角的变化曲线, 图10示出了油膜压力峰值随内倾瓦倾角的变化曲线, 其变化规律与前面外侧倾角变化规律一致, 但内倾瓦倾角对承载力的影响远小于前所述, 而对压力峰值影响显著。

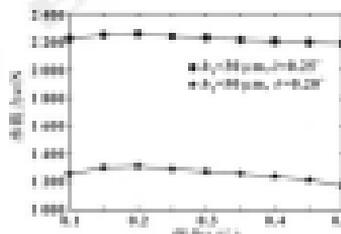


图9 转速8000 r/min下内倾瓦倾角对承载力的影响

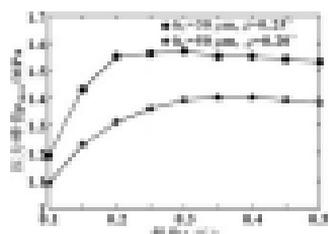
Fig. 9 Influence of inclined angle of inside peak on load capacity at the speed of 8000 r/min 

图10 转速8000 r/min下内倾瓦倾角对压力峰值的影响

Fig. 10 Influence of inclined angle of inside peak on peak pressure at the speed of 8000 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 8000 、 10000 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能力影响如图11、12所示。

图11显示轴转速为 10000 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

Table 2 The position of annular oil groove								
位置编号	1	2	3	4	5	6	7	8
内圈油槽 D_1/mm	23	31	34	37	40	43	46	49

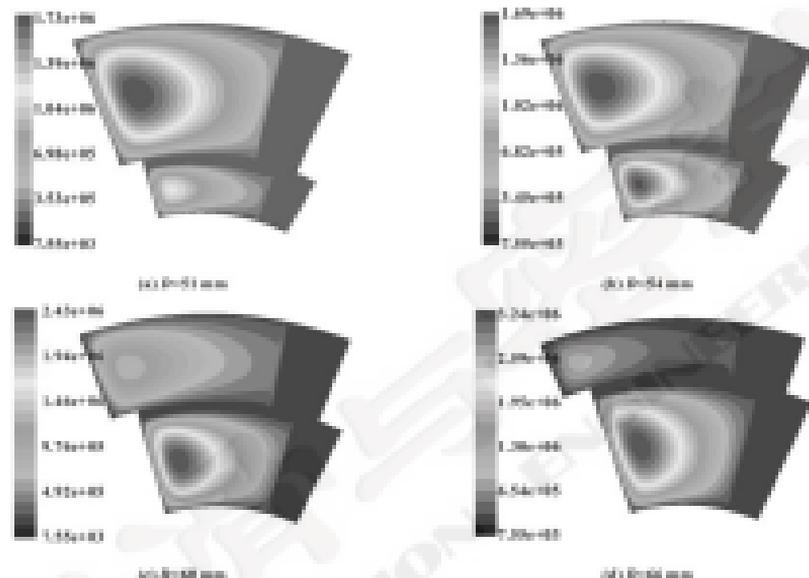


图11 转速 10000 r/min 下不同环形槽位置的压力场分布 (Pa)

Fig. 11 Pressure distribution of different annular oil groove position at the speed of 10000 r/min (Pa)

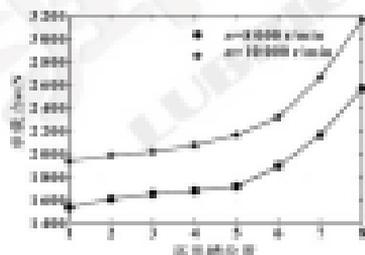


图12 环形油槽对承载力的影响

Fig. 12 Influence of annular oil groove on load capacity

可见，在转速一定时，环形槽位置外移，油膜高压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，并且位置越靠近外圈承载力增长越显著。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向瓦推力轴承提高10%，其油膜压力场分布如图11(b)所示，优化结构多轴承承载能力可进一步提高。

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，环形位置越靠近外圈，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

瓦面油槽槽宽、内倒角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、油槽位置该新型轴承的承载优势会更大地得到发挥。

参考文献

- [1] 高洪水, 杨建刚. 基于 CFD 方法的油膜流刮油轴承承载性能研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(9): 60-62.
GAO H S, YANG J G. Research on the dynamic characteristics of hydrodynamic journal bearing based on CFD analysis[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(9): 60-62.
- [2] 张秀娟, 冯丹, 尹志超, 等. 基于 CFD 的本刚刮油板力流轴承承载能力分析[J]. 东华大学学报(自然科学版), 2003, 28(4): 403-406.
ZHANG X J, FENG D, YIN Z H, et al. Load capacity analysis of water lubricated tapered-land thrust bearing based on CFD[J]. Journal of Donghua University(Natural Science), 2003, 28(4): 403-406.
- [3] 何会强, 刘正华, 吴坤强. 液体润滑水润滑刮油板力流轴承性能参数分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(8): 59-62.
HE C Y, LIU Z H, WU K X. Numerical analysis of lubricating property of submersible pump water-lubricated thrust bearing

- [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(8): 59-62.
- [4] 刘彤, 宋琦. 高温刮油板力流刮油板的数值研究[J]. 轴承, 2011(9): 4-9.
LIU T, SUN Q. CAS L. Numerical study on inclined thrust sliding bearing[J]. Bearing, 2011(9): 4-9.
- [5] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 4版. 北京: 清华大学出版社, 2012: 22-23.
- [6] MARCHETTI V A, KHARINOV M B, CALLEY K M. Optimizing hydrodynamic thrust bearing of misaligned type[J]. Bearing Engineering Research, 2012, 32(1): 20-28.
- [7] ARJAVANDY H B, MUKHARTSNIK M A, SHENBERG I O. Hydrodynamic calculation of a thrust plain bearing that operates with viscoelastic lubricant under included friction conditions[J]. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2011, 40(4): 597-599.
- [8] 成大先. 机械设计手册[M]. 9.版. 北京: 化学工业出版社, 2010: 123-126.
- [9] 成大先. 典型机械零件机械零件手册[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, 2004.

(上接第 60 页)

- [6] 王一帆. 聚脲-脲树脂摩擦过程中电学特性[J]. 河南师范大学学报, 2010, 36(4): 3-7.
- [7] ZHANG S H, BARBER C C, LIU J. Friction and wear in high speed sliding with and without electrical contact[J]. Wear, 2004, 269(3/4): 409-414.
- [8] 黄建波, 孙乐刚, 上官文. 石墨表面粗糙度对铜铈-脲树脂摩擦副最高摩擦性能影响的研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(1): 29-31.
HUANG J B, SUN L G, SHANG W X, et al. Tribological characteristics of 0B60/Gr0.8 rubbing pairs under electric current with different surface roughness[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(1): 29-31.
- [9] KIM H K, KANG J. Effect of air discharge on wear rate of Cu impregnated carbon only in unlubricated sliding against Cu tool by under electric current[J]. Wear, 1998, 216: 172-178.
- [10] 熊利军, 林吉志, 丁高华. 摩擦材料受电摩擦时接触点间电晕放电对摩擦性能的影响[J]. 中国铁道科学, 2002, 23(2): 111-117.
XIONG L J, LIN J Z, DING G H. Effects of transient impedance rise in contact area on wear properties[J]. China Railway Science, 2002, 23(2): 111-117.

- [11] 黄建波, 孙乐刚. 表面粗糙度对铜基粉末冶金-脲树脂摩擦副最高摩擦性能影响的研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(7): 69-71.
- [12] HUANG J B, SUN L G. Influence of surface roughness on electric current friction and wear properties of copper-graphite/Gr0.8 couples[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(7): 69-71.
- [13] 张洪天, 熊文生, 黄建波. 不同石墨表面粗糙度对超高分子量聚乙烯摩擦副性能的影响[J]. 理化检验(物理分册), 2008, 37(9): 368-372.
ZHANG H T, XIONG W S, HUANG J B. 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): 368-372.
- [14] 吴利秋. 弓网系统电弧的产生及其影响[J]. 电气化铁道, 2008(2): 27-29.
- [15] 董颖. 铜基摩擦副机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2008: 27-31.
- [16] KIM H K. Wear properties of metal/carbon composite pairs-graph slides by conventional electric vehicles[J]. Wear, 1997, 198(1): 29-35.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6793.2017.09.016

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磨损磨损失效方案, 在试验室“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法分析各因素及两因素交互作用对磨损量影响, 对工艺参数进行优化, 建立磨损量的预测模型。结果表明, 对衬套磨损量影响显著程度依次为转速、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: 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: TB117.1 文献标志码: A 文章编号: 1003-6793(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 was designed, and the effect of load, speed and fitting clearance on bushing wear was studied a piston pin-crank-necking 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曲轴销的重要部件, 它与曲轴销构成摩擦副, 工作环境恶劣, 承受高载荷、高转速、剧烈交变载荷, 从而影响柴油机的使用寿命^[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试样的磨损情况, 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照, 试验结果与真实情况相差甚远。本文作者在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法研究因素间交互作用对于衬套磨损量的影响^[8]。为衬套的磨损磨损机理提供思路。文中使用衬套和曲轴销试样, 在摩擦磨损机和试验台上进行试验, 实现612°相对运动的摩擦效果。这样的试验结果更接近真实工况。响应曲面分析的二次响应面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曲轴销的配合间隙、施加的载荷、主瓣转速等环境因素对衬套磨损量的影响^[9-11]。取试验前衬套内径经磨削后的最大直径为指标。如图1所示, 在连杆衬套内径靠近曲轴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(20120210212); 山西省高新技术产业化项目(201202021)。

收稿日期: 2016-12-10

作者简介: 王雪(1990-), 女, 硕士研究生, 研究方向为内燃机零件的摩擦控制, 联系方式: E-mail: 992821339@qq.com。

量磨削后试件的内径变化。试验中固定的工艺条件为: 每隔 60 s 滴油 15 s 进行润滑, 连杆衬套材料为铸铁牌 QT500-7-0.2, 表面硬度为 $180\text{HBS}^{0.05}$ 。

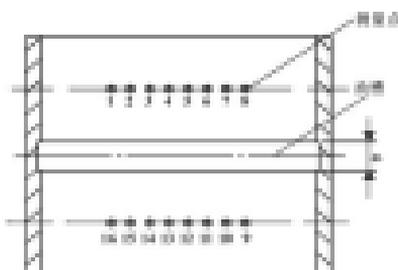


图 1 连杆衬套内径测量点分布图

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

1.1 试验装置

在连杆衬套-活塞销摩擦副试验平台上模拟衬套的磨削情况。摩擦副试验平台主要包括机械元件、驱动传动元件、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, 并对实验结果进行采集、储存, 可以模拟多种工况下衬套的磨削量^[2]。连杆衬套-活塞销摩擦副试验平台如图 2 所示。



图 2 连杆衬套-活塞销摩擦副试验平台

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削量的影响, 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削量即为该表面测量结果。试验中使用的活塞销的外径为 32 mm, 材料为铸铁牌 QT500-7-0.2 的连杆衬套外径为 $32.03^{+0.005}$ mm, 内径分别为 $32.1^{+0.005}$ 、 $32.12^{+0.005}$ 、 $32.14^{+0.005}$ 、 $32.16^{+0.005}$ 、 $32.18^{+0.005}$ mm, 即连杆衬套和活塞销的装配间隙分别为 0.1、0.12、0.14、0.16、0.18 mm, 衬套宽为 (30 ± 0.02) mm, 见表 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

试验组数	载荷 $F/(10^3\text{ N})$	转速 $\omega/(r \cdot \text{min}^{-1})$	间隙 c/mm
	A	B	C
1	11, 12, 13, 14, 15	270	0.18
2	13	250, 270, 290, 310	0.14
3	13	270	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、配合间隙对衬套磨削量的影响和各因素间的交互作用, 采用三因素三水平, 设计 $L_9(3^3)$ 正交表作为正交试验方案, 试验因素水平和相关试验条件如表 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, 并求得衬套磨削量的预测模型, 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均匀设计, 它可以用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比较好, 可以计算出任一条件组合下的参数值。基于

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

组号	载荷 $F/(10^3\text{ N})$	转速 $\omega/(r \cdot \text{min}^{-1})$	间隙 c/mm
	A	B	C
1	11	270	0.10
2	12	270	0.14
3	13	330	0.18

表3 有交互作用的正交试验设计及磨痕量

Table 3 Orthogonal experimental design and the wear

序号	A	B	A+B	C	A+C	B+C	磨痕量 $D/\mu\text{m}$	序号	A	B	A+B	C	A+C	B+C	磨痕量 $D/\mu\text{m}$
1	1	1	1	1	1	1	0.003 4	19	2	2	2	2	1	1	0.003 3
2	1	1	1	2	2	2	0.003 4	20	2	2	2	1	2	2	0.003 2
3	1	1	1	3	3	3	0.003 8	21	2	2	2	2	3	3	0.003 1
4	1	2	2	1	1	2	0.003 9	22	2	2	2	3	1	2	0.003 6
5	1	2	2	2	2	2	0.003 8	23	2	2	2	1	2	2	0.003 8
6	1	2	2	3	3	3	0.003 7	24	2	2	2	2	3	3	0.003 9
7	1	3	3	1	1	3	0.003 0	25	2	3	3	1	1	3	0.003 8
8	1	3	3	2	2	2	0.003 9	26	2	3	3	2	1	2	0.003 9
9	1	3	3	3	3	3	0.003 0	27	2	3	3	3	2	3	0.003 4
10	2	1	2	1	2	1	0.003 7	28	3	1	3	1	1	2	0.003 2
11	2	1	2	2	2	2	0.003 6	29	3	1	3	2	2	3	0.003 9
12	2	1	2	3	3	3	0.003 1	30	3	1	3	3	3	3	0.003 4
13	2	2	3	1	2	2	0.003 0	31	3	2	3	1	2	2	0.003 9
14	2	2	3	2	3	3	0.003 9								

表4 Box-Behnken 设计表

Table 4 The design table of Box-Behnken

试验 编号	载荷 F / (10^3 N)	转速 ω / ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	间隙 α/mm	最大磨痕 量 $D/\mu\text{m}$
	A	B	C	
1	11	250	0.11	0.003 4
2	11	250	0.13	0.003 7
3	11	270	0.13	0.003 2
4	11	310	0.11	0.003 9
5	11	270	0.11	0.003 9
6	11	270	0.11	0.003 9
7	11	310	0.11	0.003 4
8	11	270	0.11	0.003 9
9	11	250	0.11	0.003 0
10	11	270	0.13	0.003 9
11	11	270	0.11	0.003 9
12	11	270	0.11	0.003 9
13	11	310	0.11	0.003 9
14	11	250	0.11	0.003 6
15	11	270	0.11	0.003 9
16	11	310	0.13	0.003 2
17	11	270	0.11	0.003 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。这是因为高载荷下,由于载荷集中作用,接触区内产生极高压力,峰值可达几个兆帕。摩擦力的增大,造成磨痕加剧。压力引起接触区域润滑油膜变薄,使摩擦系数增大。磨痕量随压力和摩擦系数呈指数规律增大。同时,接触区产生的高温,又降低了润滑油的黏度,使摩擦系数减小。这种复杂的基-压效应、基-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。

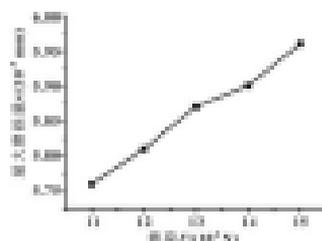


图3 载荷对磨痕量的影响

Fig. 3 Effect of load on wear

图4中磨痕量随转速的增大而增大,且增幅速率增大。这可能是因为,在试验过程中,随着转速的增大,此时摩擦副间较小的间隙使冷焊效率降低,产生大量磨屑,材料热软化效应增强,在润滑不良情况下材料容易在摩擦力作用下被切除。图5中磨痕量随配合间隙的增大无减小而增大。这是因为当选择杆套与滚珠副的配合间隙较小时,摩擦副表面的微凸体接触

面积大,且润滑油不易进入摩擦副,则磨蚀率降低,产生较大的摩擦力,致使磨蚀量增大;间隙增大,凹凸接触面积减小,则磨蚀率好,摩擦力减小,磨蚀量随之减小。过大的配合间隙使摩擦副承受冲击载荷,磨蚀量也会变大。

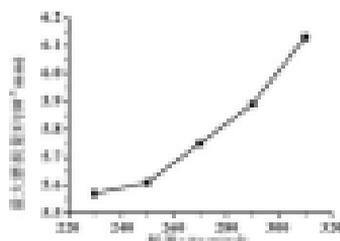


图4 转速对磨蚀量的影响

Fig. 4 Effect of rotational speed on wear

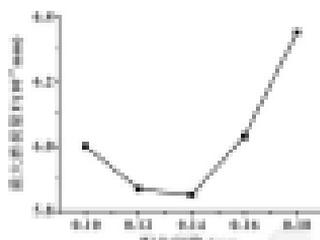


图5 配合间隙对磨蚀量的影响

Fig. 5 Effect of fitting clearance on wear

2.1 正交试验结果的方差分析

方差分析法是將因素水平的变化所引起的试验结果间的差异与误差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蚀量影响的显著水平,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	$F_{\alpha, n-1, n-1}$	显著性
A	2	0.001 761	0.000 881	1.98	0.017	$F_{0.05, 2, 27} = 3.31$	*
B	2	0.010 541	0.005 270	11.62	0.000	$F_{0.05, 2, 27} = 3.31$	**
A×C	4	0.000 971	0.000 243	2.15	0.060	$F_{0.05, 4, 27} = 3.74$	*
C	2	0.009 367	0.004 684	12.10	0.000	$F_{0.05, 2, 27} = 3.31$	**
B×C	4	0.000 148	0.000 037	0.19	1.021		
A×B	4	0.000 761	0.000 190	1.03	1.119		
误差	8	0.001 096	0.000 137				
合计	20	0.029 674					

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对衬套磨蚀量的影响非常显著。交互作用A×C对磨蚀量的影响较为显著,其他因素交互作用对磨蚀量的影响不显著。根据F值得大小可以确定各因素对磨蚀量的影响顺序,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。

2.2 Box-Behnken响应面优化分析

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

用手动方法进行优化,剔除影响不显著的因素A×B、A'、B'得到优化后的预测模型为

$$Y = 3.706 25 \times 10^{-4} + 2.687 5 \times 10^{-4} F + 2.187 5 \times 10^{-4} n - 0.014 15v - 1.562 5 \times 10^{-4} Fv + 0.200 52v^2$$

式中:F为载荷;n为转速;v为配合间隙。

优化后,模型显著值为32.25,失拟程度极小为 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准确,进行了试验验证,参数组合与预测结果及误差如表6所示。磨蚀量误差控制在±%以内,说明所建模型是正确的,可以用于预测连杆衬套的磨蚀量。通过磨蚀量预测模型,对F取最小值,获得了试验参数范围内的最优水平为A、B、C,即载荷为100 kN,转速为240 r/min,配合间隙为0.14 mm,磨蚀量为0.005 4 mm。

表4 不同参数组合下预测结果与实验结果对比

Table 4 Comparison of prediction results experimental results under different parameter combination

试验 编号	载荷 $F/(10^4 \text{ N})$	转速 $\omega/(r \cdot \text{min}^{-1})$	配合间隙 δ/mm	预测值 δ'/mm	实验值 δ/mm	误差 $\omega/\%$
	A	B	C			
1	12	200	0.13	0.005 8	0.005 3	3.23
2	10	200	0.13	0.005 7	0.006 0	6
3	15	200	0.11	0.006 2	0.006 3	0.61
4	10	300	0.17	0.006 4	0.006 1	0.92

图6为转速270 r/min时,载荷与配合间隙对磨痕量的响应曲面图,如图所示,磨痕量随着配合间隙的增加先减小后增大,上述的规律对磨痕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,转速与载荷对磨痕量的响应曲面图,由图可知,在试验采用的参数范围内,磨痕量与载荷和转速

呈正比关系,且转速对磨痕量的影响较大,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痕量影响较大;图7中曲面的弧度较小,图像基本呈倾斜状态,说明载荷与转速的交互作用对磨痕量影响较小,可以在手动优化中剔除,这也与方差分析中的结果一致。

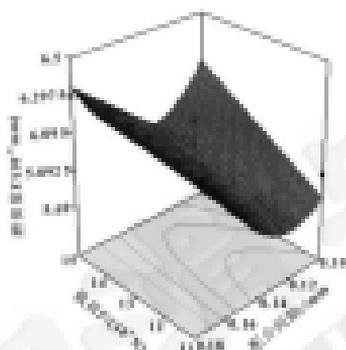


图6 间隙和载荷对磨痕量响应的响应面图

Fig. 6 Response of gap and load to wear

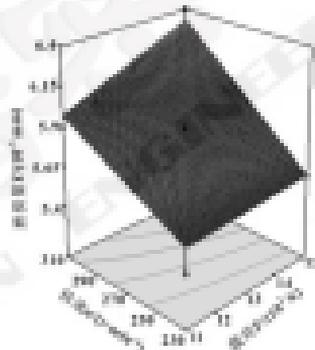


图7 转速和载荷对磨痕量影响的响应面图

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,选择衬套的磨痕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,把转速和把载荷利用于减小磨痕量。单因素试验中,间隙对磨痕量的影响趋势比较复杂,磨痕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痕量预测模型,通过实验验证了模型的正确性。通过磨痕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200 r/min,配合间隙0.14 mm,此时磨痕量为0.005 4 mm。

参考文献

- [1] 覃强,王林,樊文斌,等.基于Rushon的连杆衬套锻造工艺参数的模糊研究[J].热加工工艺,2015,42(1):60-66.
- YUAN X, WANG Y, FAN W X, et al. Rushon research on spinning technological parameters of connecting and bushing based on fuzzy[J]. Hot Working Technology, 2015, 42(1): 60-66.
- [2] 于海,李秋海.锻造连杆衬套冲模磨痕性能改进[J].锻造机械与工人,2002(3):1-3.
- [3] 康江光.轴承衬套材料冲模磨痕性能研究及预测[D].沈阳:东北大学,2014.
- [4] 赵永华.连杆衬套表面磨痕对摩擦磨损特性影响的试验研究[D].沈阳:东北大学,2012.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-8839.2017.09.017

二丁基二硫代氨基甲酸铋的抗氧协同性能⁺

胡建强 张健健 杨士钊 徐新 谢凤

(空军勤务学院航空油料物资系 江苏徐州 221000)

摘要:为研究有机磷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,采用薄层液相色谱氧化实验考察二丁基二硫代氨基甲酸铋(BDDC)与 p 、 p' -二异辛基二硫酚(DOSP)含磷 α -萘胺(PAN)合成基础油和E208S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DOSP的抗氧协同机制。结果表明,BDDC自身具有一定抗氧化性能,与DOSP复配后,BDDC可以起到清除自由基和分解过氧化物的作用,可使润滑油中的过氧化氢分解,并有效抑制亚硝胺和自由基,控制氧化链的生长;BDDC和DOSP复配后,能够解除磷添加剂的阻塞,提升润滑油的抗氧化能力,表现出了良好的抗氧协同作用。

关键词:二丁基二硫代氨基甲酸铋; p 、 p' -二异辛基二硫酚;薄层液相色谱氧化实验;抗氧协同

中图分类号:TK26.3 文献标志码:A 文章编号:1000-8839(2017)09-0017-05

Antioxidant Synergistic Properties of Dibutyl Dithiocarbamate Bismuth

HU Jianqiang ZHANG Jianjian YANG Shichao 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' -diisooctylphosphorane was evaluated by thin micro oxidation test in synthetic base oil (PAO) and mineral base oil (E208S). The oxidation degree of base oil in different oxidation time was quantitatively analyzed by FTIR. The antioxidant synergistic mechanism of BDDC and DOSP was discovered. The results show that BDDC has certain antioxidant properties itself. After compounded with DOSP, BDDC can decompose hydroperoxide, and the acylamine antioxidant can capture free radicals and control the growth of oxidation chain. The compound additive combination of BDDC and DOSP 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' -diisooctylphosphorane; 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、润滑油质变降、粘度增加等一系列问题,严重影响润滑油的使用性能^[1]。尤其是重负荷车辆润滑油随着温度可高达150~160℃,更容易加剧氧化速度使油质变劣,导致齿轮腐蚀磨损。要提高高性能润滑油的性能规格,必须加入一定量的高性能抗氧剂来改善油品的热氧化安定性。

金属铋作为绿色金属,已广泛应用于制药(比如常用药复方吡嗪胺)、化妆品等领域,此外,有机铋化合物作为润滑油添加剂在各种润滑油中也表

现出了突出的抗氧性能和一定的抗氧抗磨性能^[2]。但目前的研究主要集中在有机磷添加剂在润滑油中的摩擦学性能,而对于有机磷添加剂的抗氧化性能研究较少,尤其与传统抗氧剂复配后的抗氧协同作用研究更少^[3-5]。因此,研究二烷基二硫代氨基甲酸铋类抗氧剂的复配效率,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40~50 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,并且诸多文献也普遍报道薄层氧化实验结果与发动机台架试验有较好的相关性^[6-8]。为了研究润滑油在实际工况中的氧化行为,本文亦采用薄层液相色谱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' -二异辛基二硫酚之间的抗

+ 基金项目:国家自然科学基金项目(81373026);江苏省自然科学基金项目(8K2004117);8K2004118。

收稿日期:2016-10-20

作者简介:胡建强(1975-),男,博士,教授,研究方向为油品添加剂及应用。E-mail: hujq@163.com

实验同应用。

1 实验材料及方法

1.1 实验试剂

所用基础油为第Ⅱ-α-基础油 (PAO) 合成基础油和 150SN 矿物基础油; 添加剂 p、p'-二种苯基二苯胺 (DBDPA), 购自 Vandenbuss 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 实验设备

1.2.1 基础油组成及化试油

薄层油样的热氧化安定性采用薄层油膜氧化试验方法 (Thin Micro Oxidation Test, TMOT) 测定。其中用到的微量氧化试验仪器, 根据 Penn State 薄层油膜氧化试验装置的条件自行改装设计。试验装置包括胶质测定器 (试验油杯带有电加热装置, 150~300℃ 的水银温度计 (分度值为 0.1℃), 低硼钢金属油杯 (见图 1)、微量进样器 (量程 100 μL)。

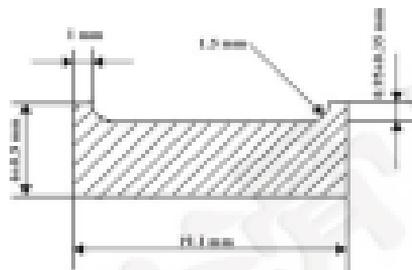


图 1 薄层油膜氧化试验油杯结构简图

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

油杯进样量为 60 μL 或 40 μL, 试验温度为 200~250℃, 氧化时间根据试验条件的需要自行设定。试验完成后, 用电天平 (精度为 0.1 μg) 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)。油杯损失率越大, 油样的热氧化安定性就越差。最后, 用溶剂洗涤油杯中油样, 然后烘干, 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

微量吸收峰来测量油样的氧化深度。红外光谱分析是在北京第二光学仪器厂生产的 GFY-800 傅立叶红外光谱仪上进行, 采用 KBr 压片, 波数扫描范围 400~4 000 cm^{-1} , 分辨率 4.0 cm^{-1} 。油样的氧化程度一方面可以通过吸收波数在 1 700 和 1 800 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 3 060~2 870 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, 氧化深度的急剧增加也意味着油液中的抗氧剂可能已基本耗尽。

2 结果讨论

2.1 PAO 与 BDDC 与 DBDPA 的复配协同效应

2.1.1 基础油组成及化试油分析

采用薄层油膜氧化试验对 BDDC 与 DBDPA 的抗氧协同性能进行研究, 分析 PAO 油样的质量损失随氧化时间的变化关系。实验设置油样量为 60 μL, 氧化温度为 250℃, 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。

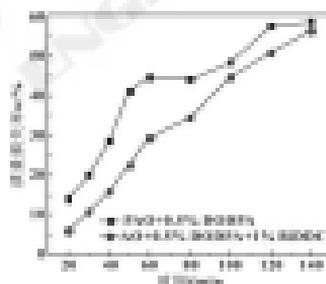


图 2 PAO 的质量损失与氧化时间的变化关系

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 30 min 时, 油样已出现质量损失, 这是由于加热油样表面和氧化分解造成的。随着氧化时间的增加, PAO 油样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% DBDPA 复配油样的质量损失率明显低于仅含质量分数 0.5% DBDPA 的油样, 这说明 BDDC 与 DBDPA 的复配表现出抗氧协同作用, 使得 PAO 的抗氧化能力增强, 延缓了油样的氧化分解, 降低了油样的质量损失。

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

及 1%BDHC+0.5%DOHPA 的 PAO 油样在 230 °C 下进行薄层油膜氧化实验, 油样量为 40 μL , 氧化时间为 30~120 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。

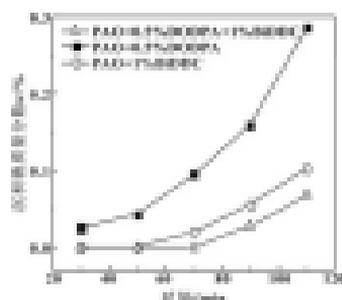


图 3 PAO 沉积物质量分数与氧化时间的变化关系

Fig. 3 The relationship between oil-residue weight content and oxidation time of PAO

从图 3 可以看出, 单独含质量分数 0.5%DOHPA 和 1%BDHC 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%DOHPA 和 1%BDHC 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 BDHC 与 DOHPA 油样的沉积物质量分数均低于单独含 BDHC 或 DOHPA 的油样, 说明在 PAO 基础油中 BDHC 与 DOHPA 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%BDHC 前后的红外光谱图, 可以看出, 不加添加剂的 PAO 基础油在 10 min 时就出现了羰基吸收峰, 而含质量分数 1%BDHC 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较慢, 说明 BDHC 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%DOHPA 与 0.5%BDHC 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%DOHPA 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%BDHC 和 0.5%DOHPA 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%BDHC 油样的氧化时间延长了 30 min, BDHC 与 DOHPA 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。

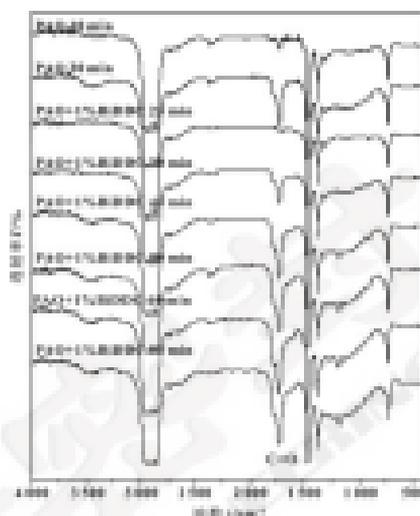


图 4 BDHC 复配前后 PAO 的红外光谱图

Fig. 4 The infrared spectra of PAO complex before and after adding BDHC

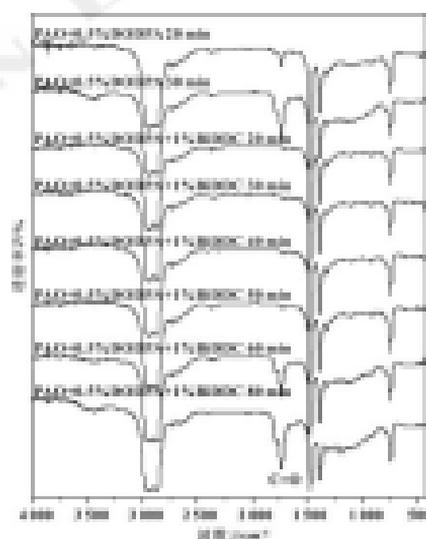


图 5 BDHC 与 DOHPA 复配前后 PAO 的红外光谱图

Fig. 5 The infrared spectra of PAO complex before and after adding BDHC and DOHPA

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 $1\ 850\text{--}1\ 650\text{ cm}^{-1}$ 与 $3\ 060\text{--}2\ 870\text{ cm}^{-1}$ 处的峰面积比值 (CSI), 来分析 BADC 与 DODPA 的机氧协同性能。实验温度为 $220\text{ }^{\circ}\text{C}$, 油样量为 $60\ \mu\text{L}$ 。表 1 为薄层液膜氧化实验中 PAO 油样的 CSI 值。

表 1 PAO 油样的 CSI 值

Table 1 The CSI of PAO samples

油 样	时间/ min	面积比(CSI 值)
PAO+0.5% DODPA	60	0.228
PAO+0.5% DODPA	120	0.286
PAO+0.5% DODPA	180	0.327
PAO+0.5% DODPA+1.0% BADC	60	0.215
PAO+0.5% DODPA+1.0% BADC	120	0.280
PAO+0.5% DODPA+1.0% BADC	180	0.312

CSI 值越大, PAO 油样的氧化程度越轻。从表 1 中的 CSI 值可以看出, 在相同氧化时间下, 各 PAO 油样氧化时间在 $180\ \text{min}$ 之后, 质量分数 1% BADC 与 0.5% DODPA 的复配油样的 CSI 数值均小于仅含质量分数 0.5% DODPA 油样的 CSI 数值。这进一步证明了 BADC 与 DODPA 可以增强 PAO 的机氧性能, 两者具有机氧协同效率。

2.2 150SN 中 BADC 与 DODPA 的机氧协同性能

2.2.1 薄层液膜氧化实验分析

由于矿物基础油在高温下的挥发变差于合成基础油。在研究添加剂在 150SN 矿物油中的机氧性能时, 将薄层液膜氧化实验的温度降低 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。在温度 $210\text{ }^{\circ}\text{C}$, 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。

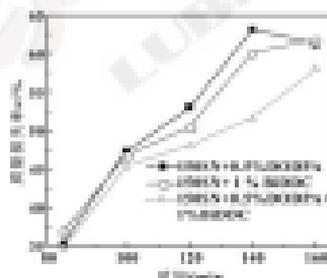


图 4 150SN 的质量损失与氧化时间的变化关系

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% BADC 与 0.5% DODPA 的 150SN 油样, 其质量损失要低于仅含 DODPA 或 BADC 的油样。与 PAO 基础油相比, 矿物油样质量损失的故事相近, 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, 并且高温机氧性能也要差于 PAO 基础油。将实验温度提升到 $220\text{ }^{\circ}\text{C}$, 油样量为 $60\ \mu\text{L}$, 分析 150SN 沉积物质量分数与氧化时间的变化关系, 测试结果见图 7。

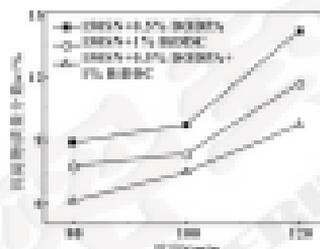


图 7 150SN 的沉积物质量分数与氧化时间的变化关系

Fig. 7 The relationship between sediment 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% BADC 与 0.5% DODPA 的 150SN 中的沉积物质量分数低于仅含质量分数 1% BADC 或 0.5% DODPA 的 150SN 油样, 说明 BADC 与 DODPA 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% DODPA 与 1.0% BADC 复配前 150SN 的红外光谱图。可以看出, 氧化时间为 $180\ \text{min}$ 时, 含质量分数 1% BADC 和 0.5% DODPA 的 150SN 中的复配样几乎接近于 0, 油样没有发生氧化。含质量分数 1% BADC 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% DODPA 的 150SN 已经出现明显基峰, 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% BADC 和 0.5% DODPA 的 150SN 基础油基峰没有增加。其次是含质量分数 1% BADC 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% DODPA 的油样。这不仅说明在 150SN 基础油中 BADC 亦为添加剂具有一定的机氧性能, 而且它与 DODPA 复配后, 还表现出了优异的机氧协同作用。

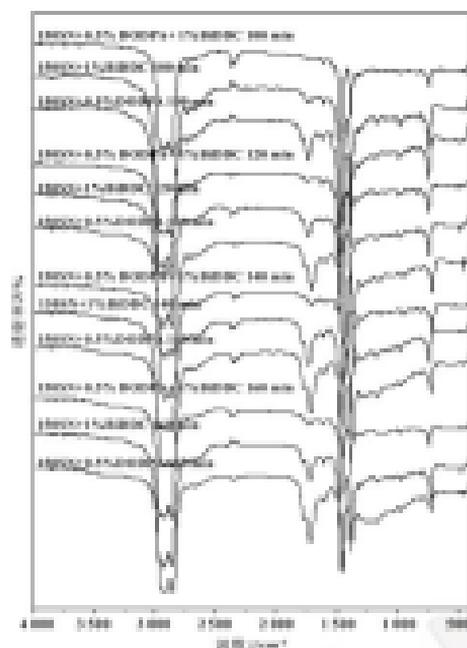


图8 DBDC与DDBPA复配前DBDC的红外光谱图

Fig.8 The infrared spectra of DBDC complex before and after adding DBDC and DDBPA

从以上实验分析,二丁基二硫代氨基甲酸酯与 p 、 p' -二苯基二亚胺具有良好的高温抗氧协同作用,在PAO合成基础油和LSGS矿物基础油中均具有很好的感受性。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,最终形成稳定的物质。而芳胺抗氧剂能够捕捉自由基,控制氧化链的生长,起到良好的抑制作用。2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形成良好的清除作用,产生抗氧协同性能。

5 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LSGS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,抑制氧化物的产生。

参考文献

- [1] WU Y X, LI W M, ZHANG W, et al. Stabilizer degradation of synthetic ester and its influence on tribological behavior[J]. Tribology International, 2015, 84(1): 30-35.
- [2] 胡建强, 胡建群, 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, 2017, 34(2): 20-22.
- [3] HU J Q, HU Y Q, DU Z H, et al. Tribology of dialkylthiocarbamate[J]. Synthetic Lubricants, 2017, 34(2): 20-22.
- [4] FANG J, HU Y H, MA Y Q, et al. Base medium effect on the tribological behavior of all-castor diester soluble lithium diisobutylphosph[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2010, 42(4): 207-208.
- [5] AMAL M N, NEHAL S A, HANIFI S A, et al. Synthesis and utilization of zinc-metallic dibenzoyl diacetate and antioxidant additives for lubricating engine oil[J]. Tribology International, 2014, 69: 197-199.
- [6] 李应强, 吕汝中, 陈书刚. 二丁基二硫代氨基甲酸酯/邻苯化合物的合成、晶体结构及润滑性能[J]. 化学通报, 2014, 77(4): 504-506.
- [7] CHU Y C, HEN W Z, CHEN H Y, et al. Synthesis, crystal structures and antioxidant activities of azodic and thiazole dialkylthiocarbamate complexes[J]. Chemistry, 2014, 77(4): 500-505.
- [8] 胡建强, 张健健, 蔡新. 二硫化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, 2016, 47(4): 76-79.
- [9] 王鹏, 赵万强, 张磊志. 二硫化二丁基二硫代氨基甲酸酯添加对半胱氨酸及抗氧性能[J]. 石油学报(石油加工), 2011, 27(4): 640-645.
- [10] WANG P, ZHANG F X, ZHANG X Z, et al. Tribological properties and initial oxidation mechanism of composite grease with lithium non-epoxidized diester conjugate grease[J]. Acta Petrol Sinica (Petroleum Processing Section), 2013, 27(4): 643-645.
- [11] 白世安, 蔡新, 谢凤. 邻苯化合物对润滑性能及其硫-铜元素复合作用探讨[J]. 润滑与密封, 2009, 34(4): 90-92.
- [12] SHI X L, XI 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, CHU Y C, et al. Study on tribological properties of organic thiazole compounds as lubricating additive[J]. Advanced Materials Research, 2013, 115/116/119(1/2/3): 1632-1635.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.09.018

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 王宏浩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控重点实验室 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、唇形转角、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、唇形角和过盈量的增大而减小, 随油封唇部厚度的增加而增大。唇形角增大的增大先由增利呈增大后趋于平缓。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: TB117 文献标志码: A 文章编号: 0254-0150(2017)09-018-06

Optimize Design on Structural Parameters of Rotary Lip Seal Based on Response Surface Methodology

ZHANG Fuying^{1,2} CHEN Jiankui¹ WANG Honghao¹ 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 parameter 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、可靠性好等优点^[1],被广泛应用于汽车、机床、航空航天、建筑机械等轴端动密封。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着关键作用。文献[2-4]研究表明,唇形密封的接触宽度和唇形转角及唇部的过盈量、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 软件对唇形油封的压力分布进行了研究分析,并且大致估算出了油封唇口部位沿着油膜的厚度面。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优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,如唇形油封的唇形角和唇厚、

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51475000)。

收稿日期: 2016-11-20

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

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摩擦发热,不利于密封; R 的值过大,油封密封唇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,同时还会引起唇口径向力减小,最终导致密封失效。

取过盈量 δ 为0.45 mm,油封唇角 α 为45°,空气侧唇角 β 为30°,膜厚 L 为1.1 mm,当 R 值在0~0.6 mm之间变化时(取步长为0.1 mm),分析唇口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,所分析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,油封空气侧橡胶受到的预紧弹簧的作用力增大,导致唇口在油封唇尖部位的作用力减少,从而引起油封唇口接触力减少所致。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。

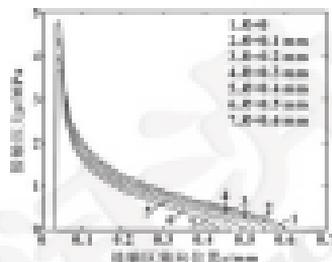


图3 唇口接触压力分布随接触宽度 R 的变化

Fig. 3 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the contact width R

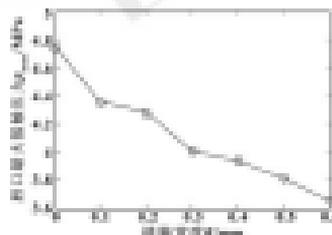


图4 唇口最大接触压力随接触宽度 R 的变化

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 是指密封侧油封唇部与旋转轴的夹角,前唇角过大,油封安装后与轴的接触面积减小,容易引起磨损;前唇角过小,油封油侧唇口接触力减少,不易形成预压。

取唇口接触宽度 R 为0.3 mm,过盈量 δ 为0.45 mm,空气侧唇角 β 为30°,膜厚 L 为1.1 mm,当油封唇角 α 在30°~55°之间变化时(角度增量为2°),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,不同油封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,说明油封唇角在此时密封效果最佳。

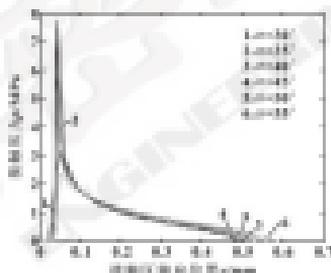


图5 唇口接触压力分布随唇角 α 的变化

Fig. 5 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the lip angle α

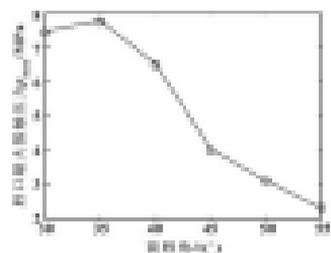


图6 唇口最大接触压力随唇角 α 的变化

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

油封空气侧唇角 β 为后唇角 β ,是指油封空气侧唇部与轴的夹角,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 r 为 1.1 mm , 当空气侧唇角 β 在 $10^\circ \sim 35^\circ$ 之间变化时 (取步长为 5°), 分析油封唇口接触压力前轴线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着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。

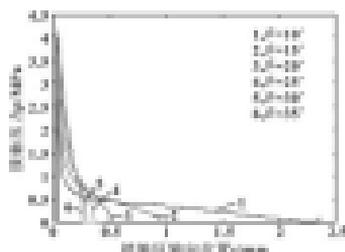


图 7 唇口接触压力分布随唇角 β 的变化

Fig. 7 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the lip angle β

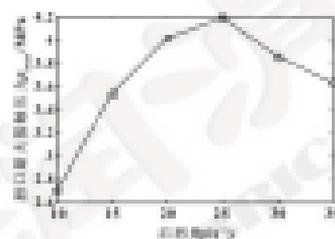


图 8 唇口最大接触压力随唇角 β 的变化

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, 唇口紧贴于旋转轴上, 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 r 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 $0.35 \sim 0.6 \text{ mm}$ 之间 (每次的增量设定为 0.05 mm), 分析油封唇口接触压力前轴线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。

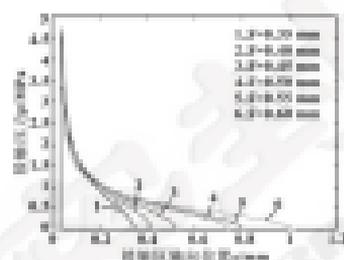


图 9 唇口接触压力分布随过盈量 δ 的变化

Fig. 9 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the interference δ

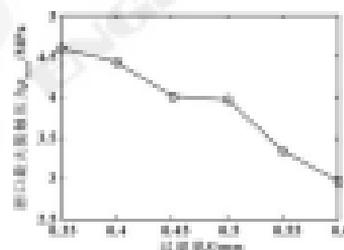


图 10 唇口最大接触压力随过盈量 δ 的变化

Fig. 10 Changes of maximum contact pressure of the lip with the interference δ

2.5 唇厚 r 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跟随性, 密封圈在使用时易发生变形; 若唇部厚度过大, 则油封的随动性较差, 唇部易被侧破坏, 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 $0.8 \sim 1.4 \text{ mm}$ 之间时 (每次的增量设定为 0.1 mm), 分析油封唇口接触压力前轴线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,在分析的膜厚厚度范围内,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油封膜厚度的增大而增加,表明膜厚度的增大对密封的密封性能起着有利作用。

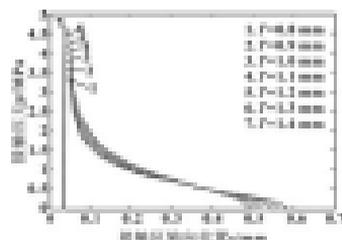


图 11 唇口接触压力分布随膜厚 T 的变化

Fig. 11 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the seal depth T

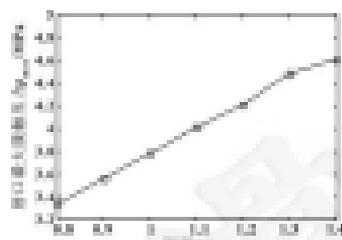


图 12 唇口最大接触压力随膜厚 T 的变化

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来拟合因素与响应面之间函数关系, 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] 和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。以旋转唇形油封唇口最大接触压力具有密封特性作为响应优化目标, 选择油封的接触宽度、唇前转角、过盈量以及膜厚 5 因子进行优化设计。

如图 13 和图 14 所示的三维响应曲面图, 可以清楚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与曲面比较陡时, 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, 唇前角与过盈量膜厚, 膜厚与唇前角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 接触压力与唇前角、密封唇的曲面图

Fig. 13 The curved surfaces of contact pressure and for seal lip and lip angle

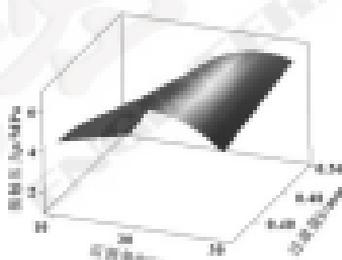


图 14 接触压力与过盈量、唇前角的曲面图

Fig. 14 The curved surfaces of contact pressure and for interference, the seal lip angle

接触宽度、油封唇角、空气侧唇角、过盈量、膜厚 5 因子的优化结果如图 15 所示。其中, μ 表示密封特性的目标值, σ 表示拟合复合性 (即拟合接近设定目标, 此值越趋向 0 最佳)。当密封唇形油封的接触宽度为 0.22 mm, 油封唇角为 35.41°, 空气侧唇角为 25.25°, 过盈量为 0.41 mm, 膜厚为 1.04 mm 时, 达到期望值。密封性能最优。

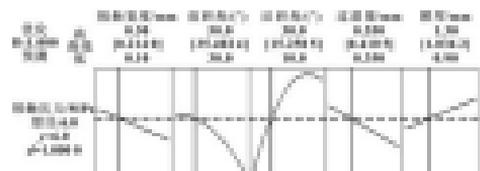


图 15 响应变量优化图

Fig. 15 Optimization 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轴门口最大接触应力在靠近油封区域出现, 而在空气侧区域逐渐减小。

(2) 旋转轴唇形油封唇部封面的最大接触应力随着接触宽度的增大而逐渐减小, 随着前唇角度的增加先增大后减小, 在 35° 左右时达到最大值; 随空气侧唇角度的增大先快速升高, 超过 25° 后呈逐渐下降趋势; 随唇部过盈量的增大反而逐渐减小, 随唇形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, 得出了最优的结构参数组合, 即当接触宽度 $R=0.22$ mm, 油封唇角 $\alpha=35.44^\circ$, 空气侧唇角 $\beta=15.25^\circ$, 过盈量 $Z=0.41$ mm, 唇厚 $F=1.04$ 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. 油封设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [2] 吴在虎, 赵良平, 赵永春. 车轴结构参数对滚动轴承密封性能的影响研究[J]. 合肥工业大学学报, 2012, 35(11): 1431-1435.
WU Z J, ZHANG L J, ZHANG C C, et al. Study of the influence of structure parameters on sealing performance of sealed lip seal[J]. Journal of Hefei University of Technology, 2012, 35(11): 1431-1435.
- [3] 康仲, 赵良平, 赵永春. 旋转轴油封密封性能的有限元分析[J]. 机械科学与技术, 2009, 34(9): 1379-1386.
KANG Z, ZHANG L J, ZHANG C C. Finite element analysis of sealing performance of the rotary lip seal[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009, 34(9): 1379-1386.

- [4] 赵良平, 李德地, 赵永春. 车轴轴唇形油封密封性能及影响因素分析[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2011, 34(12): 1762-1766.
ZHANG L J, ZHANG C C, ZHANG C C, et al. Analysis of pumping effect of rotary lip seal and influence factor[J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2011, 34(12): 1762-1766.
- [5] LIU C Y, LIU 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): 919-925.
- [6] YANQI A H, XIE C Y, TONG C H. Analysis of flow field around a tilted helix lip seal[J]. Tribology International, 2009, 42(3): 449-459.
- [7] 李德地, 丁玉梅, 杨卫民. 车轴油封密封性能有限元分析[J]. 润滑与密封, 2006, 31(10): 106-108.
LI D J, DING Y M, YANG W M, et al. Finite element analysis of the sealing performance of oil seal[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(10): 106-108.
- [8] 李德地, 丁玉梅, 杨卫民. 车轴油封密封性能的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(1): 96-98.
LI D J, DING Y M, YANG W M, et al. Finite element analysis of the dynamic sealing mechanism of oil seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(1): 96-98.
- [9] 曹林 A. 密封工程、密封设计精要配件[M]. 张立群, 译. 北京: 化学工业出版社, 2002: 212-219.
- [10] HOFFMEIER D C. 密封设计与分析[M]. 傅德生, 张敏, 王顺刚, 译. 北京: 人民邮电出版社, 2009: 266-279.
- [11] JIA X H, JIN C H, HAN W Y, 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.
- [12] GUO F, JIA X H, HAN W Y, et al. A mixed lubrication model of a rotary lip seal using flow factors[J]. Tribology International, 2013, 67: 193-201.

广东计量科学研究院完成多项微纳米技术科研项目

随着纳米科技及微加工的发展, 微纳尺度产品的计量检测愈加迫切, 需求也迅速增长。为解决计量溯源问题, 广东省计量院通过承担国家总局科研项目“微纳尺度膜厚度的量值溯源及膜厚测量仪器校准技术研究”和各科院行科研项目“微纳尺度膜厚联合校准项及膜厚量块体系研究”, 成功研制微纳膜厚度标准样板, 膜厚台阶高度标准样板, 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, 广东省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, 基本解决华南地区乃至微纳尺度仪器的量值溯源问题。

为促进微纳米技术水平与国际接轨, 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溯源量值的研究, 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激光干涉基准, 同时开展实时测量模式, 突破国际量值的测量盲区, 实现高二维纳米结构的准确测量。

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, 为华南地区的微电子、超微加工、新材料以及汽车制造产业等领域为 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精密元器件量值不确定等问题, 一直制约攻关成功, 广东省计量院对其激光分析仪器进行校准和溯源, 确保仪器测量结果准确可靠, 促进了该企业的高端液晶面板开发。

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6344.2017.09.019

不同冷却润滑条件下 TB6 钛合金高速铣削切削力实验研究^{*}

聂海斌 焦爱强 常文春 徐创文 王 亮 李怀元

(兰州工业学院绿色切削加工技术及其推广应用甘肃省高校重点实验室 甘肃兰州 730050)

10.13223/j.cnki.lub.2017.09.019

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,基于正交试验法,分别选取干式、低温冷风式、雾状液滴雾 3 种冷却润滑条件下进行涂覆氮化钛合金绿色切削 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的影响,研究表明,相同工艺参数下,干式切削切削力最大,低温冷风式、雾状液滴雾条件下的切削力较干式降低 20%。采用涂覆合金刀具切削 TB6 钛合金,应选择雾状液滴雾作为冷却润滑介质,切削参数应选择大进给速度和径向切深,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:TK626 文献标志码:A 文章编号:1003-6344(2017)09-0019-06

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 fog 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 fog mist lubricating. Adopt coated carbide tools to milling TB6 titanium alloy, it's better to choose the fog 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差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。SABRI-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,建立了高进给量和切削用量对动态切削力的数学模型。满忠雷等^[3]研究了 TC4 合金在干切削、空气喷雾和氮

气喷雾介质下高速铣削切削力与切削用量关系,在 200~300 m/min 的切削速度范围,切削力随切削速度增加而率调上升。戚空超等^[4]在不同冷却润滑介质下进行了高速车削钛合金试验,发现电液空气条件下的切削力最小,低温 00L 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^[8-10]。TB6 强度高、刚性好、淬透性较好、耐腐蚀能力强,厂广泛用于飞机机身、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(51465028);甘肃省高校科研项目(2014A-127);兰州工业学院青年科技基金项目(15K-001)。

收稿日期:2016-07-27

作者简介:聂海斌(1979-),男,博士研究生,讲师,研究方向为绿色切削加工及论文撰写。E-mail: yibh2003@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

采用近净 Ti66 钛合金 (Ti-16V-26Fe-3Al) 作为试验材料,试样尺寸为 95 mm×25 mm×100 mm,化学成分及机械性能见表 1、表 2。

表 1 Ti66 钛合金化学成分

Table 1 Ti66 titanium alloy chemical composition

元素	Al	Fe	N	Sn	Ti	V	Zr
质量分数 w/%	0.02	0.02	0.02	0.02	2.90	16.12	余量

表 2 Ti66 钛合金的机械性能

Table 2 Ti66 titanium alloy mechanical properties

参数	室温	100 °C
抗拉强度 σ_b /MPa	1 020	960
屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	1 020	960
持久强度 σ_{10^6} /MPa	697	620
伸长率 δ_5 /%	6	16.8
收缩率 ψ_5 /%	64	70.8
冲击韧性 a_{kv} /(J·cm ²)	80	88

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 号方形立铣刀,涂层 KC725M,刀片直径 20 mm,刀片几何参数为:前角 6°,后角 7°,刃倾角 -6°,切削方式为顺铣。图 1 给出了试验所选用的刀杆和刀片。



图 1 试验所用刀杆和刀片

Fig. 1 Test tool and end mill

动态切削力测试系统如图 2 所示,由 Kistler 9255C 压电式测力仪,305B 电荷放大器 and DynaWare Type 5697 数据采集与处理单元组成。切削试验装置如图 3 所示。

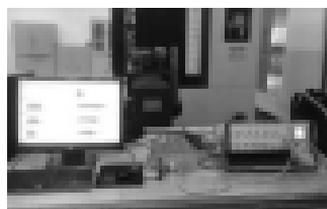


图 2 切削力测试系统

Fig. 2 Cutting force test system



图 3 切削试验装置

Fig. 3 Experimental device

切削试验分别在干切削、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 G-w 120 复合喷雾冷却系统,如图 4 所示。喷雾液采用加路 COOLJET 2000 植物油基环保型切削液。设定低温冷风风管出口温度为 -20 °C,流量为 200 L/min,控制常温微油雾流量为 20~30 mL/k,油水流量比为 1:100,气压为 0.5 MPa,采用外部喷射,喷嘴与机床主轴成 45°,喷嘴距离刀-屑接触区 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。将稳态切削测得的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

因子	切削速度 $v/(m \cdot min^{-1})$	进给量 f $(mm \cdot r^{-1})$	轴向切深 a_x/mm	径向切深 a_r/mm
1	60	0.02	0.5	1
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Ti6Al4V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 Ti6Al4V titanium alloy in different conditions

组号	切削速度 $v/(m \cdot min^{-1})$	每齿进给量 $f/(mm \cdot r^{-1})$	轴向切深 深度 a_x/mm	径向切深 深度 a_r/mm	F/N		
					平均	低温冷风	微量油雾
1	60	0.02	0.4	2	26.999 97	23.257 97	22.933 82
2	60	0.04	0.7	4	54.868 74	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	132.880 1	124.699 7	93.826 33
5	100	0.02	0.7	6	36.672 84	31.428 82	31.967 66
6	100	0.04	0.4	8	51.999 96	52.662 93	46.780 72
7	100	0.06	1.3	2	76.071 9	68.218 83	65.056 66
8	100	0.08	1	2	66.788 49	60.662 83	58.131 69
9	140	0.02	1	8	79.666 66	74.667 66	59.398 11
10	140	0.04	1.3	6	100.780 4	93.332 17	88.271 87
11	140	0.06	0.4	4	87.669 36	82.762 64	69.828 31
12	140	0.08	0.7	2	66.228 93	63.766 2	49.482 76
13	180	0.02	1.3	8	96.461 93	84.669 83	88.137 97
14	180	0.04	1	2	91.224 74	82.196 92	48.869 88
15	180	0.06	0.7	8	112.669 3	106.982 4	83.243 63
16	180	0.08	0.4	6	72.638 49	63.669 82	54.738 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 为决定了刀具几何和材料性质的系数; $a_{10}, a_{20}, a_3, a_4, a_5$ 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(2)可转化为:

$$Y = B + a_2 X_1 + a_3 X_2 + a_4 X_3 + a_5 X_4 \quad (3)$$

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种冷却条件下的切削合力为目标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:

$$F = 32.88 v^{0.77} f^{0.77} a_x^{0.77} a_r^{0.77} \quad (5)$$

微量油雾切削:

$$F = 48.98 v^{0.77} f^{0.77} a_x^{0.77} a_r^{0.77} \quad (6)$$

2.2 拟合方程的显著性检验

表5给出了不同冷却条件条件下切削力的方差分析结果。根据回归方程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3 切削合力回归方程的显著性检验分析

Table 3 Significance test analysis of cutting force regression equation

冷却	润滑	平方和 Q	自由度 d	均方 M	F值
干式 切削	回归	0.377 9	2	0.189 4	23.89
	残差	0.044 2	10	0.004 4	0.56
	总计	0.422 1	12		高度显著
低温 冷风	回归	0.209 2	2	0.104 6	19.70
	残差	0.029 0	10	0.002 9	0.56
	总计	0.238 2	12		高度显著
微雾油 雾	回归	0.327 9	2	0.163 9	20.52
	残差	0.100 0	10	0.010 0	0.56
	总计	0.427 9	12		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(PP图),该图是一种检验正态分布的统计图形。

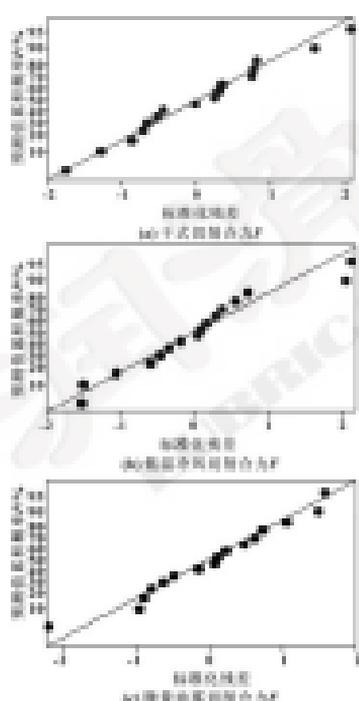


图5 3种冷却润滑条件下切削合力回归模型PP图

Fig. 5 Regression model probability graph of cutting force in three cooling and lubrication conditions

可以看出,每组 36 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,反映出在加工过程数据采集过程中出现个别异常。

总体而言,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幅仅有几十度,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、压缩空气与少量润滑油混合气化,高速喷射到刀具接触区,在一定的压力下,油雾颗粒进入刀具-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,微滴的挥发吸热带走大量热量,使得切削热和切削力显著降低。

3 切削参数对切削力的影响

由回归公式(4)、(7)可以看出,采用 63725M 高速铣削高强度钛合金时,轴向切深对切削合力的影响最为显著,其次为径向切深,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给出了每齿 $f_z=0.05 \text{ mm/z}$, $a_x=1 \text{ mm}$, $a_y=6 \text{ mm}$ 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,低温冷风和微雾油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 140 m/min 时切削力降低的趋势改变,微雾油冷却可减小切削力的幅值影响较大。

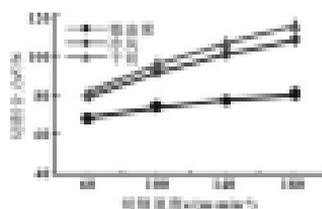


图6 切削合力随切削速度变化响应曲线

Fig. 6 The effect curves of cutting force changing with cutting speed

图7显示了切削速度 $v=100 \text{ m/min}$,轴向切深 $a_x=1.3 \text{ mm}$,径向切深 $a_y=6 \text{ mm}$ 时,每齿进给量 f_z 对切削合力的影响。可以看出,随着进给量的增大,切

削合力有所增加,这与大多数文献的研究结果相一致。在干式和微量润滑切削环境下,当每齿进给量超过 0.08 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,造成切屑层状化,切削力减小。微量润滑环境下,切削力随着进给量增加变化不大,说明在 0.08 mm/z 每齿进给量的条件下,冷却充分,切削与刀具摩擦因数减小,切削变形小,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。

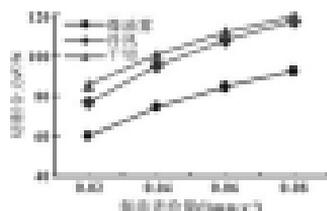


图7 切削合力随轴向切深变化曲线

Fig. 7 The effect curves of cutting force changing with axial cutting depth

图8示出了切削速度 $v=140 \text{ m/min}$,每齿进给量 $f=0.08 \text{ mm/z}$,轴向切深 $a_x=0.7 \text{ mm}$ 时,切削合力随径向切深 a_r 的变化情况。可以看出,随着径向切深 a_r 增大,切削力小幅增大;微量冷风与干切环境下的切削力变化趋势接近,削磨效果并不明显;相比冷风切削,微量润滑降低切削力20%以上。试验表明,在微量润滑环境下,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,可以考虑大幅度增加径向切深。

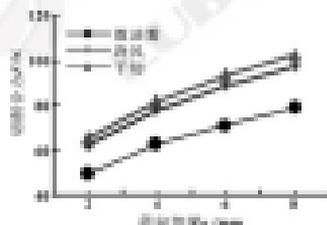


图8 切削合力随径向切深变化曲线

Fig. 8 The effect curves of cutting force changing with radial cutting depth

图9示出了切削速度 $v=100 \text{ m/min}$,每齿进给量 $f=0.04 \text{ mm/z}$,径向切深 $a_x=8 \text{ mm}$ 时,切削合力随轴向切深 a_x 的变化情况。可以看出,随着轴向切深 a_x 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,微量冷风与干切环境下的切削力十分接近,说明冷风很难使刀具-工件接触区的切削条件得到改善;相较于干切,微量润滑冷却降低切削力25%,有明显效果。

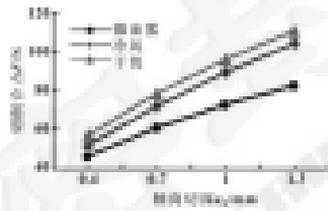


图9 切削合力随轴向切深变化曲线

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,切削条件对切削力的影响十分有限。高速切削时,微量冷风可以降低切削力,但远不如微量润滑冷却的效果。从降低切削力和提高生产率两方面考虑,应优先选择微量润滑作为冷却润滑介质。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, $v=100 \text{ m/min}$, $f=0.04 \text{ mm/z}$, $a_x=8 \text{ mm}$, $a_r=0.7 \text{ mm}$ 是微量润滑条件下,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,系统研究了冷却润滑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,微量润滑冷却

冷却体现了其优越性,是高速切削 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] NABETAKE S. High-speed machining of titanium alloy [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 10: 109-113.
- [2] 刘彪, 章九华, 冯秉均, 等. PCBN 刀具高速铣削钛合金切削力的研究 [J]. *南京航空航天大学学报*, 2008, 42(2): 224-228.
- [3] LIU F, XI J H, FENG B L, et al. Cutting forces in high speed milling of titanium alloy with PCBN tool [J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2008, 42(2): 224-228.
- [4] 黄志雷, 何宇. 不同条件下钛合金高速铣削切削力的研究 [J]. *机械工程师*, 2004(4): 47-50.
- [5] MAN Z L, HE S. Study on the force of high speed milling of Ti alloy under different cutting modes [J]. *Mechanical Engineer*, 2004(4): 47-50.
- [6] 刘彪, 王磊. 钛合金切削力预测及其影响因素分析 [J]. *微纳制造技术*, 2008(22): 68-70.
- [7] LIU C, WANG Y. Dynamic cutting force prediction and analysis influence for milling titanium alloy [J]. *Aeronautical Manufacturing Technology*, 2008(22): 68-70.
- [8] QI H Y, HU S, LI L. Effect of cooling/lubrication medium on the machinability of Ti6Al4V [J]. *Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2011, 28(7): 1228-1230.
- [9] KIMUKI H O, HASEGAWA H B, HOSHINO J, et al. Evaluation of the performance of CBN tools when milling Ti6Al4V alloy with

high pressure coolant supply [J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacturing*, 2009, 49(9): 1009-1014.

- [7] THIRIVIRATKULDIN S C. Predictive model of the Ti6Al4V alloy surface roughness [J]. *Journal of Intelligent and Reliable systems*, 2009, 40(5): 513-520.
- [8] 杨志, 唐国斌, 覃建春, 等. 切削钛合金工件后刀面磨粒堆积过程的动力学分析 [J]. *润滑与密封*, 2018, 43(8): 47-50.
- [9] YANG H, XUE C H, ZHONG Q C, et al. Stress analysis on flank surface of titanium alloy cutting tool during sliding contact process [J]. *Substitution Engineering*, 2019, 43(8): 47-50.
- [10] HU Y, HU 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*, 2008, 26(7): 760-766.
- [11] YAO C F, WU D X, JIN Q C, et al. Influence of high speed milling parameters on 3D surface topography and higher frequency of Ti66 titanium alloy [J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2013, 23(2): 688-690.
- [12] 吴海峰. 加工材料材料高速切削过程中切削力的非线性特征规律研究 [J]. *机械工程师*, 2008, 42(1): 37-40.
- [13] LIANG Z H. Factorial study on surface characteristics of difficult-to-cut materials in high-speed cutting process [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 42(1): 55-58.
- [14] 唐国, 刘维彪, 李经纬, 等. 高速铣削 Ti6Al4V 切削力及表面粗糙度研究 [J]. *微纳制造技术*, 2014, 48(14): 66-71.
- [15] WU Y, LIU W W, LI X Y, et al. Study on cutting force and surface roughness during high-speed milling Ti6Al4V [J]. *Aerospace Tool Manufacturing Technology*, 2014, 49(14): 66-71.

(上接第 86 页)

- [8] 曹存台, 周文敏, 杨华亮. 基于 BP 神经网络的切削力预测模型 [J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2016(8): 83-85.
- [9] CHEN C, PAN W X, YANG H L. Prediction of wear of connecting rod bearing based on BP neural network [J]. *Machin Tool & Automatic Manufacturing Technology*, 2008(8): 83-85.
- [10] 曹旭, 冯志刚, 周本召, 等. 连杆衬套内齿面磨削的正交试验研究 [J]. *机械工程与自动化*, 2004(1): 156-160.
- [11] 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*, 2004(1): 156-160.
- [12] 曹旭, 冯志刚. 连杆衬套内齿面磨削实验研究 [R]. 太原: 中北大学, 2003.
- [13] 王明海, 李晋水, 覃建春. 超声辅助钛合金材料表面磨削度

研究 [J]. *农业机械化学报*, 2014, 45(4): 541-546.

- [9] WANG W H, LI H Y, ZHONG Y H. Surface roughness of titanium alloy under ultrasonic vibration milling [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(9): 541-546.
- [10] 何力, 周斌, 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.
- [11] 张利强, 刘晋中. 磨削零件应力场加工工艺参数选取方式分析 [J]. *磨削技术*, 2008, 11(1): 43-45.
- [12] 杨成龙. 连杆衬套齿面磨削磨削的数据拟合研究 [R]. 太原: 中北大学, 2008.
- [13] 赵敏生, 王建平, 覃建春, 等. 磨削中轴颈圆度磨削误差拟合模型 [J]. *润滑与密封*, 2014, 39(7): 100-103.
- [14] ZHANG J H, SUNG J P, YU X N, et al. Development of friction and wear testing machine on oscillation bearing [J]. *Substitution Engineering*, 2014, 38(7): 101-103.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.09.020

表面织构对人工膝关节流体动力润滑性能的影响

杨厚廷 华子恺 洪斌

(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,推导适合该模型的雷诺方程,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,在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:0274-1079(2017)09-020-02

Analysis of Effect of Surface Texture on Friction and Lubrication Performance of Artificial Knee Joint

YANG Houting HUA Zikai HONG Bin

(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 paper 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力学解剖。它对运动功能有很高的要求,运动损伤或膝关节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%~95%^[1]。摩擦副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模型形式中,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^[2]。通过循环观察和分析发现,UHMWPE 髌骨衬垫的磨损是制约膝关节寿命的主要因素^[3-4]。

人工膝关节置换后,关节磨蚀会存在于关节腔中,能够很大程度上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,可以降低两表面之间的摩擦。表面织构技术可以改善存在相对运动的机械组件表面间的摩擦性能^[5]。表面织构可以在人造关节上应用^[6]。在胫骨平台中加入表面织构可以降低两表面之间的摩擦。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^[7]。这样当屈曲角度均为 15°时的步

· 基金项目:上海自然科学基金资助项目(16JC01011000)。

收稿日期:2016-08-24

作者简介:杨厚廷(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肢上应用。E-mail: houting117@163.com

志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} 、 R_1 、 R_2 、 R_3 分别为当屈曲角度均为 15° 时矢状面上股骨髁内表面和胫骨平台的曲率半径和圆心, r_0 为冠状面上股骨髁的曲率半径。此时, 我们假设股骨髁以 ω 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) 为过表面结构中心的几何横截面图, k_{\min} 为最小中心膜厚, r 为表面结构的半径, k_0 为表面结构的深度, $k(x, y)$ 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, 将胫骨平台在公称面 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, 表面结构的圆心和正方形的中心重合。

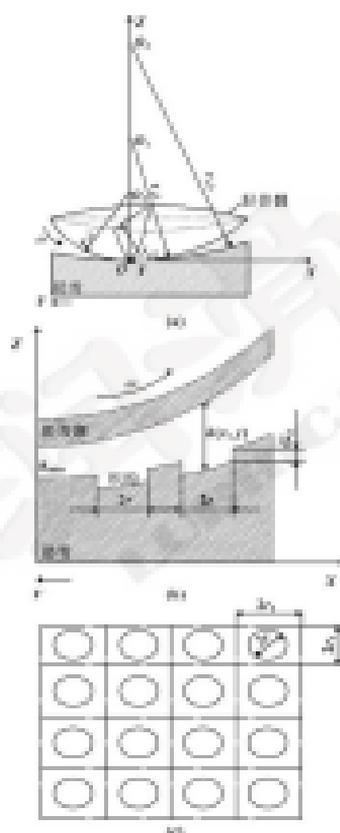


图 1 几何模型示意图

Fig. 1 Geometry schematic of model

把润滑油下表面记为 a 面, 润滑油上表面记为 b 面, 相应的液膜在 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 x 轴方向上, 液膜的流动速度为 u 。

2 液体润滑计算模型的建立

从数学观点分析, 各种液体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。

利用流体力学的基本方程 Navier-Stokes 方程和连续性方程推导出适用于该模型的雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[k^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[k^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 6\eta u (U_x - V_x) \frac{\partial k}{\partial x} \quad (1)$$

式中: p 为液体压力; k 为润滑油厚度; u 为润滑油厚度; $(U_x - V_x)$ 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_0 , 公式表示为

$$\begin{cases} k(x, y) = k_{\min} + \frac{x^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2} + k_0 & (\text{结构内部}) \\ k(x, y) = k_{\min} + \frac{x^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2} & (\text{结构外部}) \end{cases} \quad (2)$$

式中: k_{\min} 为最小膜厚; R_1 、 R_2 为当量曲率半径; k_0 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

$$w = \int p(x, y) dx dy \quad (3)$$

两半轴间油膜厚度方向各处膜厚应力计算表达式为

$$\sigma = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2a - k) + \frac{\eta}{k} (U_x - V_x) \quad (4)$$

当半轴间运动时, 上表面即骨髁面所受摩擦力为剪切应力在骨髁面上对面积的积分:

$$f = \int \frac{k}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{k} (U_x - V_x) dx dy \quad (5)$$

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

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或其阶差商,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 无量纲一化

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一化。因此首先定义无量纲一化参数如下:

$$X = \frac{x}{r}, \quad Y = \frac{y}{r}$$

$$P(X, Y) = \frac{p(x, y) - p_0}{\Delta p}$$

$$h(X, Y) = \frac{h(x, y)}{r}$$

式中: r 为表面织构的半径; q 为侧流液膜粘度; D 为 α 表面运动的速度。

将上述无量纲一化参数代入雷诺方程 (4) 得:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial P}{\partial X} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial P}{\partial Y} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = (D_1 - D_2) \frac{\partial h}{\partial X} \quad (7)$$

同时给出模型的边界条件:

$$\frac{\partial P}{\partial X}(X=0, Y) = \frac{\partial P}{\partial X}(X=\frac{l_x}{r}, Y) = 0$$

$$\frac{\partial P}{\partial X}(X, Y=0) = \frac{\partial P}{\partial X}(X, Y=\frac{l_y}{r}) = 0$$

式中: l_x, l_y 为计算区域的长和宽。

3.2 数值求解

在对无量纲一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。

$$P_i^{k+1} = P_i^k + \lambda(P_{i+1}^{k+1} + P_{i-1}^{k+1}) \quad (8)$$

式中: λ 为松弛因子。

针对收敛精度,采取以下的判断方法:

$$\frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |P_i^{k+1} - P_i^k|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |P_i^k|} < 0.0005 \quad (9)$$

式中: P_i^k, P_i^{k+1} 分别表示初始压力值和迭代结束压力值。

3.3 数值求解精度

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。

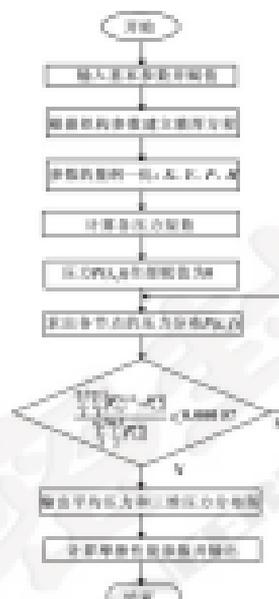


图2 迭代计算流程图

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
入口侧流液膜厚度中心半径 r_1	0.022 mm
入口侧流液膜厚度中心半径 r_2	0.040 mm
入口侧流液膜厚度中心半径 r_3	0.080 mm
冠形侧流液膜厚度中心半径 r_4	0.024 mm
冠形侧流液膜厚度中心半径 r_5	0.029 mm
侧流液粘度 η	0.04 Pa·s
侧流膜下表面 α 方向的速度 D_1	-0.4 m/s
侧流膜上表面 α 方向的速度 D_2	0.3 m/s
侧流膜下表面 α 方向的速度 D_3	0
织构单元侧边长 $2r_0$	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 $r = 50 \mu\text{m}$ 、最小膜厚 $h_{\min} = 2.2 \mu\text{m}$ 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,在侧流液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随着表面结构外部的压力变化趋势而变化, 而是发生了突变, 可以想见表面结构的压力增加得更快, 达到最大后迅速减小。

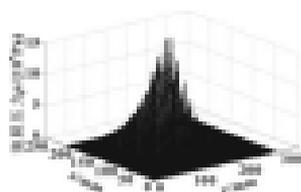


图3 计算区域轴对称压力分布图

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副润滑性能的影响。

4.1 最小膜厚对摩擦副润滑性能的影响

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_{min} 为 $2 \sim 3 \mu\text{m}$ 时膝关节的摩擦副润滑性能。

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 $w \propto \frac{1}{h}$, $f \propto \frac{1}{h}$, 所以 $\mu \propto h$ 。因此, 针对该模型, 单从改善摩擦副之间摩擦副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副润滑性能。



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副润滑性能的影响

在最小膜厚 $h_{\text{min}} = 2.2 \mu\text{m}$ 、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, 在侧视点处取点分析表面结构的深度对摩擦副润滑性能的影响。

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, 摩擦副间的侧滑油膜承载力越大, 摩擦系数越小, 即摩擦系数越小其摩擦副润滑性能越好。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副润滑性能。

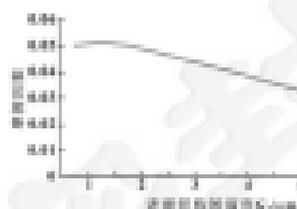


图5 表面结构深度对摩擦系数的影响

Fig. 5 Effect of surface structure depth on friction coefficient

4.3 表面结构半径对摩擦副润滑性能的影响

在最小膜厚 $h_{\text{min}} = 2.2 \mu\text{m}$ 、表面结构深度 $d_s = 5 \mu\text{m}$ 条件下, 表面结构半径 r 为 $30 \sim 50 \mu\text{m}$ 时, 分析表面结构半径对该模型摩擦副润滑性能的影响。

由图6可以看出, 表面结构半径为 $30 \sim 50 \mu\text{m}$ 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。因此从改善摩擦副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副润滑性能。

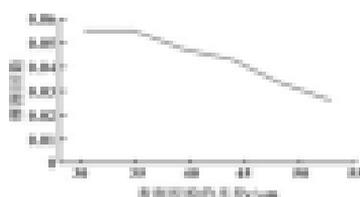


图6 表面结构半径对摩擦系数的影响

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, 但人工关节摩擦副润滑性能的影响因素非常复杂, 还需要通过相关实验^[14]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液体动力

而骨的数值计算模型,通过数值计算,得到了计算区域的应力分布情况,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耗性能产生影响,随着表面结构深度的增大,摩擦因数先增大后减小,在研究的表面结构半径范围内,摩擦因数随着表面结构半径的增大而减小。

参考文献

- [1] PRASHAN N, CAMBER A, FORTER B. Surface analysis of 334 primary knee arthroplasties implanted over a 20-year period: A study of eight different implant designs [J]. *The Knee*, 2008, 14(1): 7-11.
- [2] RANE J, LESTER D. Surface analysis of total knee arthroplasty/Condylar rates of survival of 5000 total knee arthroplasties [J]. *The Journal of Bone and Joint Surgery*, 1995, 77(3): 397-409.
- [3] BLAIN C, ROSE A, LEGLEY P, et al. Polyethylene wear in unicompartment knee prostheses [J]. *Acta Orthopaedica*, 1992, 61(3): 247-256.
- [4] DEMIRCIAN J. The clinical significance of wear in total hip and knee prostheses [J]. *Journal of Biomedical Applications*, 1988, 3(1): 8-32.
- [5] LANEY M W, WALKER P S. Wear of ultrahigh-molecular-weight polyethylene components of 90 retrieved knee prostheses [J]. *The Journal of Arthroplasty*, 1998, 13(4): 77-86.
- [6] LESTER D. Polyethylene wear in total hip and knee arthroplasties [J]. *Journal of Biomedical Materials Research Part A: Applied*

Biomaterials, 1997, 18(1): 69-78.

- [7] MCKENNA M, BARKER E. Disaggregating wear and creep in clinically retrieved polyethylene inserts [J]. *Journal of Biomedical Materials Research*, 1999, 29(1): 1-3.
- [8] WASHLEWICKI E, GALANTE J, LEBERTY R, et al. Wear patterns in retrieved polyethylene tibial inserts and their relationship to tibial condylar combinations during total knee arthroplasty [J]. *Clinical Orthopaedics and Related Research*, 1994, 299: 31-42.
- [9] BISCO J, RICHARDS 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: 1-19.
- [10] ALKHEEMAN Y, ITTSWEN I. Analysis of the hydrolytic effects in a surface treated circumferential gas seal [J]. *Tribology Transactions*, 2008, 44(3): 477-479.
- [11] HUN Z K, PAN X W, ZHANG J. H. Micro and macro scale surface friction: an application in ceramic-on-ceramic artificial joint materials [J]. *Nanoscience and Nanotechnology Letters*, 2012, 4(4): 429-432.
- [12] 陈忠志. 正常膝关节的力学特性 [J]. 国外医学: 骨科分册, 2002, 27(3): 148-150.
- [13] HUN Z K, PAN X W, JIN Z M. A tribology-oriented testing method for ceramic orthopaedic biomaterials [J]. *Tribology International*, 2014, 71(1): 17-6.
- [14] HUN Z K, ZHANG H H, PAN X W, et al. Development of a tribology PVE testing methodology for the wear evaluation of orthopaedic biomaterials [J]. *ENG. Advances*, 2014, 4(10): 19987-19994.

(上接第181页)

- [10] HART R T, KERR A A, HICKET N A. Bisoxazolidinone (BzO) as the active species in extreme pressure lubricants containing bisoxazolidinone, and sulfur compounds [J]. *Tribology Transactions*, 2010, 45(1): 22-28.
- [11] AMERSON C A, NEVILLAR A, RODRIGUEZ A, et al. Investigation of the interaction between a novel organic anti-wear additive, ZDDP and conventional calcium sulfonate [J]. *Tribology International*, 2012, 46(1): 87-94.
- [12] HU J Q, WU X Y, DAI C L, et al. Study demonstrating enhanced oxidation stability when asphaltenic antioxidants are combined with organic molybdenum complexes [J]. *Tribology Transactions*, 2007, 40(2): 208-216.
- [13] 徐磊, 李新年. 非官能基型有机钼化合物的合成及摩擦性能 [J]. *润滑与密封*, 2014, 32(12): 68-72.

XU X, LI X N, XU Y T. Study on performance of extreme pressure and antiwear of organic bisoxazolidinone compounds [J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 32(12): 68-72.

- [14] CHENGLI X, GALANIS K C, HARTLEY J L. Evaluation of some poly-alpha-olefins in a pressurized gas state microemulsion test [J]. *Lubrication Engineering*, 1987, 43(8): 629-635.
- [15] 周明, 赵旭, 崔晓军, 等. CMBT 试剂与 Ca₁₀(PO₃)₆ 台架试验相关性的研究 [J]. *润滑与密封*, 2002, 17(6): 40-45.
- [16] CHEN C, ZHANG J, FU X Q, et al. Study on the relationship between CMBT and Ca₁₀(PO₃)₆ bench tests [J]. *Lubricating Oil*, 2002, 17(6): 40-43.
- [17] HU J Q, WU X Y, DAI C L, et al. Tribological behavior and mechanism of sulfonate phosphor-free organic molybdenum ester with zinc dialkylphosphosphate [J]. *Tribology International*, 2008, 41(8): 849-858.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6595.2017.09.021

磨损间隙调整式环块摩擦试验机的研制

庞丹¹ 吕晓仁¹ 康健² 苏鹏程² 王晋杰²

(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机各分公司 辽宁沈阳 110141; 3. 北方重工集团有限公司全断面掘进机国家重点实验室 辽宁沈阳 110041)

收稿日期: 2017-07-10

摘要: 为了优选橡胶材料和掌握其摩擦磨损机制, 以提高橡胶衬套材料的使用寿命和液体介质输送设备的使用寿命, 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, 并可实现了干燥和含固体颗粒油液两种介质条件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精度。

关键词: 摩擦; 橡胶; 环块摩擦试验机; 磨损间隙

中图分类号: TH117 文献标志码: A 文章编号: 0274-6595(2017)09-021-04

Development of Wear Gap Adjustable Ring-Block Friction Testing Machine

PANG Dan¹ LV Xiaoren¹ KANG Jian² SU Pengcheng² WANG Jinjie²

(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 accuracy under interference fit and different wear gap.

Keywords: friction; wear; ring block friction testing machine; wear gap

目前, 橡胶/金属配副组成的液体输送设备在原油开采、矿山勘探中应用广泛, 如游动阀杆举升的金属转子与橡胶定子配副、螺杆输送举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, 致使橡胶材料的使用寿命大大降低^[2]。橡胶/金属配副刚开始投入使用, 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 $0.4 \sim 0.8 \text{ mm}^2$ 。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, 橡胶及生磨侧, 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削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削造成材料磨削^[3]。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到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(51575118); 辽宁省自然科学基金项目(2016-08-11); 辽宁省海洋工程装备青年学者成长计划项目(LJQ2016073)。

收稿日期: 2016-11-07

作者简介: 庞丹(1989-), 女, 硕士研究生, 研究方向为特殊工程下材料摩擦学行为研究。E-mail: 246660373@qq.com

通信作者: 吕晓仁(1979-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为特殊工程下材料摩擦学行为研究。E-mail: lxrc@126.com

封,其中固定试环的土轴端利用机械密封与转轴密封环,有效地防止了料腔中液体介质的泄漏,进而保证了金属摩擦环的工作精度。

数据采集模块包括固定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 $F=\mu F_N$, 可求得摩擦力的大小。

试验机主要性能指标:土轴转速范围为 $0\sim 3\ 000\text{ r/min}$;扭矩传感器量程和精度分别为 $10\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $\pm 0.1\%$;扭矩测量仪基本误差为 $\pm 0.2\%$ 。

2 试验机的工作原理

将含磨粒颗粒的液体介质充入料筒内固定刻度线,橡胶试块与金属磨环在不加载下接触,磨环刻度盘的零刻线调整到与手柄的零刻线对齐。正向旋转手柄,可以对橡胶试块垂直面加载进行试验,反向旋转手柄,可以调整试块与磨环间隙进行试验。通过电机驱动土轴旋转进而带动试环旋转,实现试验的土运动。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系数,即 $\mu=F/f$ 。试验机的磨粒量可由试验前后称量的质量差值获得,工作原理如图 3 所示。

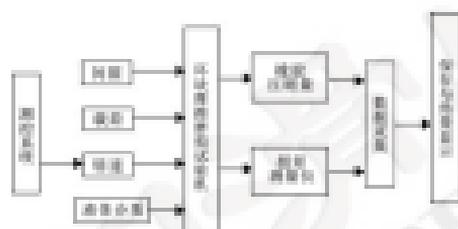


图 3 试验机工作原理图

Fig. 3 Schematic diagram of working principle of testing machine

2 试验验证

应用自行研制的磨粒副磨环式摩擦试验机,进行橡胶的摩擦副性能研究。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: N41 100,氧化锌 8,改性剂 12,防老剂 0.5,硫化剂 3,高耐磨炭黑 100,柴油 4,促进剂 TMD 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 $120\text{ }^\circ\text{C}$,时间为 20 min ,硫化后试样尺寸为 $40\text{ mm}\times 25\text{ mm}\times 6\text{ mm}$,硬度为 Shore A 70 左右。摩擦环材质为表面镀铬 45° 钢,尺寸为 $450\text{ mm}\times 13\text{ mm}$,表面硬度和粗糙度分别为 HRC 56 和 Ra0.25 μm 。选择江河油料橡胶厂某油料的原油 (已经过除砂除水处理) 为液体介质,为了研究砂粒对橡胶磨损的影响,在原油介质中加入 40% 的尖形砂粒

(白刚玉,尖状硬度 9.0),砂粒的平均尺寸为 0.075 mm (200 目),硬度在 $0\sim 0.15$ 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 ,随着磨粒的进行,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,磨粒副磨环试验时,试验参数为含砂 40% 的原油,转速为 300 r/min ,磨粒副磨环分别为 $0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5\text{ mm}$,磨削时间为 1 h ,磨削后的试样先用乙醇清洗,再用乙醇溶液去除了水迹,最后在 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 的烘箱内烘干 1 h ,利用 0.1 mg 的精密电子天平称量磨削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。

2.1 过盈配合试验

随着摩擦磨粒的进行,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到间隙配合,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,扭矩达到稳定面所需时间先增加后降低,在过盈量 0.4 mm 时达到最大值,这与徐因因等^[6]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,磨削较快,随着过盈量的增加,橡胶的黏弹性起主要作用,从而使得磨削变慢,磨削所需的时间增加,当过盈量达到 0.6 mm 以后,大的过盈量产生较大的摩擦力,使橡胶发生显著磨削,加快橡胶磨削过程,缩短了磨削时间。

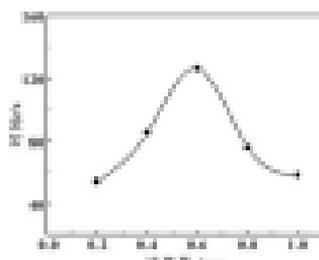


图 4 干摩擦条件下磨削稳定时间随过盈量变化曲线

Fig. 4 Variation of steady state time with the interference under dry sliding condition

3.2 摩擦副磨损试验

图5给出了了解橡胶在各砂量为40%（质量分数）原油介质、不同磨痕间距下磨痕所受摩擦力的变化。可见，随着磨痕间距的增加，摩擦力逐渐降低。当磨痕间距为0.1~0.3 mm时，摩擦力随间距的增大快速降低。而当磨痕间距为0.3~0.5 mm时，摩擦力降低幅度较小。在较小的间距量条件下，橡胶和金属环之间的空隙较小，金属环能相对原油介质将带动砂粒从细小间隙中穿过造成对橡胶的切割，形成较大的摩擦力。当间距量达到0.3 mm以上时，砂粒直接从磨痕间隙中通过，对橡胶的切割减小，因此摩擦力较低。

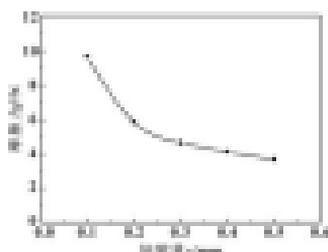


图5 含不同砂量原油中摩擦力随间距量的变化曲线

Fig. 5 Variation of the friction force with different distance in crude oil containing sand

图6给出了不同磨痕间距下了解橡胶在各砂量为40%（质量分数）原油介质中磨痕后的磨损量。可知，橡胶的磨损量随着间距量的增大不断降低，与摩擦力的变化趋势一致。磨损主要来自于原油中砂粒的切割。随着磨痕间距的增加，砂粒对橡胶的切割减弱，因此磨损量逐渐降低。

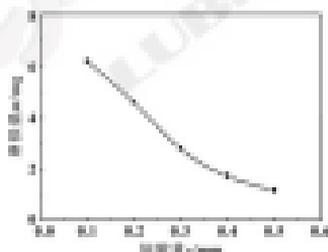


图6 含不同砂量原油中磨损量随间距量的变化曲线

Fig. 6 Variation of the wear loss with different distance in crude oil containing sand

4 结论

研制一台磨痕间距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并精确调整环与试块之间间距的问题。同时也解决了橡胶在各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性能试验奠定了基础。

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): 66-67.
- [2] WANG C Y. Friction and test of rubber[J]. Special Rubber Products, 2000, 21(3): 66-67.
- [3] 张福生. 橡胶摩擦原理[M]. 北京: 石油工业出版社, 2006, 6.
- [4] 张福生, 王俊杰, 张洪. 干摩擦和原油润滑下橡胶的摩擦磨损行为研究[J]. 润滑与密封, 2010, 34(1): 67-69.
- [5] LI X H, WANG C Y. Tribological Behavior of rubber-lubricant rubber and Resin-rubber under dry sliding and base oil lubricating[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(1): 67-69.
- [6] 张洪, 王俊杰, 张福生. 干态原油介质中橡胶的 40° 角摩擦磨损研究[J]. 润滑与密封, 2009, 33(1): 61-63.
- [7] ZHANG H, WANG C Y, LI X H, et al. Study of friction of NBR by oil steel in crude oil medium[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(1): 61-63.
- [8] 张洪, 张福生, 王俊杰. 干摩擦条件下 PEEK/NBR 异种橡胶摩擦行为研究[J]. 润滑与密封, 2010, 34(1): 11-15.
- [9] ZHANG H Z, YAN M J, WANG C Y, et al. Wear behavior of PEEK/NBR blend under dry friction[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(1): 11-15.
- [10] 张洪, 张福生, 张洪. 车-碟摩擦合理过盈量研究[J]. 油气田地面工程, 2006, 28(11): 7-8.
- [11] XU C W, ZHANG H Y, QIAN C H, et al. Study on reasonable interference of screw pump[J]. Oil and Gas Field Surface Engineering, 2006, 28(11): 7-8.
- [12] 王振宇, 王俊杰, 张洪. P103 型定速摩擦试验机的研制与应用[J]. 机械设计与制造, 2012(1): 71-73.
- [13] WANG C Y, WANG T H, WANG L. Application and design for the P103 friction tester with constant speed[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(1): 71-73.
- [14] 张洪, 张福生, 张洪宇. 定速摩擦试验机的研制与应用[J]. 南京航空航天大学学报, 2009, 32(4): 405-409.
- [15] FAN J, SHI Z B, WANG C Y. Development and application of multifunctional wear testing machine[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2009, 32(4): 405-409.
- [16] 王俊, 王俊杰, 张洪. 高速定速摩擦试验机研制[J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 76-79.
- [17] WANG J, WANG L H, 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.1000-0709.2017.09.022

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} 张勃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, 提出纳米二硫化钼的水热法可控制备方法, 以聚乙二醇、苯代乙酰胺为表面活性剂, 分别以苯乙二胺 (PEG-20 000)、十六烷基三甲基溴化铵 (CTAC)、无水乙醇为表面活性剂, 利用水热法制备球形和块状纳米二硫化钼粉体。通过 X 射线衍射仪、扫描电子显微镜对产品特性进行测试, 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 可得到球状结构的纳米二硫化钼粉体, 粒径均匀, 粒径约为 100 nm; 而添加无水乙醇时可得到块状结构的纳米二硫化钼粉体。在硫酸和盐酸环境下粒径分别为 100 和 70 nm, 在硫酸环境下, 以苯乙二胺为表面活性剂时二硫化钼产率最高, 可达 78.82%。制备的纳米球状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; 纳米化; 纳米球

中图分类号: TB311.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017) 09-022-08

Controllable Hydrothermal Method Preparation of Nano Molybdenum Disulfide and Its Extreme Pressure Property

HUO Yingjie¹ HOU Yuxia¹ ZHANG Huiqiang¹ WU Chao^{1,2} ZHANG Bo¹

(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 proposed. With sodium molybdate and thiocarbamide as precursors, respectively with polyethylene glycol (PEG-20 000), hexadecyl trimethyl ammonium chloride (CTAC), anhydrous 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 anhydrous ethanol, the flower structure of molybdenum disulfide nanoparticles, with particle size of 100 nm in sulfuric 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; nano flower; nanosphere

— 通信作者: 河北省自然科学基金项目 (K2016209111)。

收稿日期: 2016-07-20

作者简介: 霍英杰 (1981-), 男, 硕士研究生, 研究方向为摩擦材料与润滑。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: houxiaocw@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, 是一种具有抗腐蚀性、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、耐压性方面更加优越^[1]。目前已成功制备出多种形态的 SiO_2 ,如无机高聚物结构^[2]、纳米线^[3]、纳米管^[4]、纳米棒^[5]、纳米盘球^[6]、中空球^[7]、纳米花^[8]等结构。虽然已成功制备出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、粒度窄的硅化物^[9]。

本文作者采用化学合成的方法,以硝酸钠和硅代乙酰胺为前驱体,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、硅代乙酰胺、PEG-20-000、CTAC、无水乙醇、盐酸(质量分数15%),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	BOC2-6-12TF	上海一恒
2	离心机	82080	上海产数仪
3	电热鼓风干燥箱	CZF-6070002	上海博讯
4	扫描电子显微镜	S-4800	日本日立
5	X射线衍射仪	DX-MAX2500PC	日本理学株式会社
6	四球摩擦磨损试验机	M200-00A	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硅代乙酰胺放入聚四氟乙烯衬内衬中,然后加入1.44 g聚乙二醇(或0.05 g CTAC或5 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4 h,最后用离心机离心,去离子水反复洗涤液至中性,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 样品性能测试

按照一定比例将工业 SiO_2 和制备的纳米 SiO_2 作为添加剂添加到 $\text{N}60$ 润滑油中,在室温下用电磁搅拌器将溶液搅拌均匀,得到含 SiO_2 润滑油。在四球摩擦磨损试验机上按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1450 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。

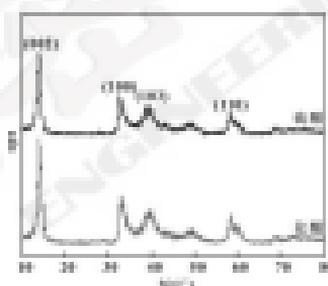


图1 硫酸和氢氟酸环境下二氧化硅样品XRD图谱

Fig.1 XRD patterns of multiphase silica complex in sulfuric acid and hydrofluoric acid environment

2.2 纳米二氧化硅的形貌结构

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,制备纳米花状二氧化硅,粒径约为70 nm。

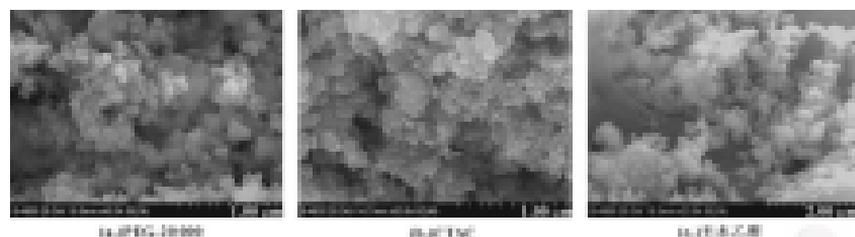


图2 硫环境下不同表面活性剂对硫制备的二硫化碳SEM图

Fig. 2 SEM images of methylsulfonium disulfide prepared under sulfur environment with different oxidized surfaces

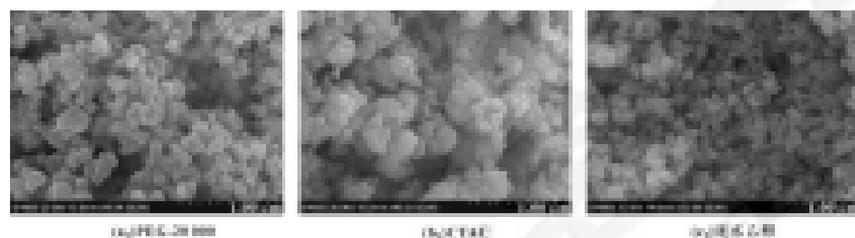


图3 盐酸环境下不同表面活性剂对硫制备的二硫化碳SEM图

Fig. 3 SEM images of methylsulfonium disulfide prepared under hydrochloric acid environment with different oxidized surfaces

2.3 表面活性剂对二硫化物形成的影响机制

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增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^[16]。

在制备 M_2S_x 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 M_2S_x 制备过程中常用来改善其分散性, 减小颗粒相互团聚的趋势, 并辅助控制高形率^[17]。非离子型的聚乙烯醇, 分子式为 $\text{HO(CH}_2\text{CH}_2\text{O)}_n\text{H}$, 其分子链在水中呈蛇形, 有醚基和羟基2种亲水基而无疏水基, 因此其在水中的溶解度很高。高分子长链一端吸附在被分散的颗粒表面, 形成一层大分子亲水膜, 产生了较强的“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, 阻碍了原先成核颗粒的长大。对 M_2S_x 纳米晶进行了较为有效的分散, 并辅助高浓度的有机大分子链对 M_2S_x 纳米晶进行了包壳改性^[18]。阳离子型的十六烷基三甲氯化铵 M_2S_x 的改性效果很好, 生成了球状二硫化物。这主要是因为 M_2S_x 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、表面活性剂较低的纳米 M_2S_x 球体^[19]。采用另一种非离子表面活性剂无水乙醇, 可制备纳米花状二硫化物。由于空间位阻效应与羟基链的长度有关, 羟基链越长, 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。生成花状二硫化物很可能与羟基链碳原子的数目及碳链长度等有关。

2.4 表面活性剂对产率的影响

在不断改善、寻求更好的 M_2S_x 制备方法时, 除了 M_2S_x 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 M_2S_x 的产率:

$$\gamma = \frac{m_2}{m_1} \times 100\% \quad (1)$$

式中: γ 为 M_2S_x 的产率; m_2 为 M_2S_x 产物质量; m_1 为前驱体质量, 这里前驱体质量为铜板的和硫代乙酰胺质量之和。

前驱体质量共计1.7g (2组重复实验), 产物质量以及产率见表2。

表2 MoS_2 产量和产率率
Table 2 MoS_2 yield and productivity

溶剂	PBC-20 000		CTAC		无水乙醇	
	产量 m^2/g	产率率 $\%$	产量 m^2/g	产率率 $\%$	产量 m^2/g	产率率 $\%$
油酸	1.50	70.02	0.55	12.55	0.46	21.06
盐酸	0.67	39.44	0.42	24.71	0.36	21.18

从表2中可以直接地看出, 表面活性剂为椰乙二醇时的 MoS_2 产率率最高, 表面活性剂为十六烷基三甲氯化铵时的产率率次之, 表面活性剂为无水乙醇时的产率率最低。

3 极压性能评价

将制备的纳米二氧化钼、工业二氧化钼按质量分数为 5%、1%、1.5%、2%、2.5%、3% 分别加入润滑油中, 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	$P_{0.05}/\text{N}$					
	0.5%	1%	1.5%	2%	2.5%	3%
纳米 MoS_2	520	560	660	760	780	790
工业 MoS_2	380	400	420	560	580	590

由表3可见, 二氧化钼添加剂质量分数为 0.5%~3% 时润滑油均具有良好的极压性能, 5.66 润滑油的最大无卡咬负荷 $P_{0.05}$ 值为 450 N, 工业 MoS_2 颗粒质量分数为 2% 的润滑油最大无卡咬负荷 $P_{0.05}$ 值为 560 N, 而纳米二氧化钼颗粒质量分数为 2% 的润滑油最大无卡咬负荷 $P_{0.05}$ 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, 纳米二氧化钼颗粒能更有效地提高润滑油的极压性能, 但是随着二氧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 ($\text{pH}=1$), 采用表面活性剂椰乙二醇或十六烷基三甲氯化铵均可将纳米球形二氧化钼粒子, 粒径约为 100 nm; 采用表面活性剂无水乙醇可得纳米无壳二氧化钼粒子, 在硫酸环境和盐酸环境下粒径分别为 190 和 70 nm。

(2) 采用水热法制备纳米二氧化钼, 在硫酸溶液中的转化率高于盐酸中, 当表面活性剂为椰乙二醇时, 二氧化钼产率率最高。

(3) 纳米二氧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 $P_{0.05}$ 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] 王卓奇, 兰新群, 周军, 等. 水热化学法合成纳米二氧化钼颗粒的研究[J]. 广东化工, 2007, 34(9): 32-35.
WANG Z Q, LAN X Q, 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.
- [2] KISHINO K. Nanoparticle nanotubes and fullerene-like materials[J]. Chemistry, 2002, 8(23): 3296-3300.
- [3] LI W, JIANG X W, GAO J W, et al. Hydrothermal synthesis of MoS_2 nanotubes[J]. Journal of Crystal Growth, 2003, 250(3/4): 411-422.
- [4] CHEN J, LI H L, XU Q, et al. Synthesis of opened MoS_2 nanotubes and their application as the catalyst of methanone[J]. Chem Commun, 2002, 2(16): 1722-1723.
- [5] LIAN Y, HE Y, ZHOU Y. F-line temperature synthesis and characterization of molybdenum disulfide nanotubes and nanowires[J]. Original Research Article Materials Chemistry and Physics, 2004, 87(1): 87-90.
- [6] ZHANG C F, WU H B, CHEN Z P, et al. Facile synthesis of nanolaminated MoS_2 nanotubes with enhanced lithium storage properties[J]. Electrochemistry Communications, 2012, 23: 7-10.
- [7] LIAN Y M, ZHANG Y, HONG L C, et al. Synthesis of amorphous MoS_2 nanospheres by hydrothermal reaction[J]. Materials Letters, 2006, 60(4): 527-529.
- [8] 白韵玲, 吴以志. 二氧化钼纳米球的制备及其摩擦性能研究[J]. 润滑与密封, 2013, 38(4): 93-96.
BAI C L, WU Y Z. Synthesis and tribological properties of MoS_2 nanosphere[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(4): 93-96.
- [9] 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, 108: 590-596.
- [10] DEEPAK P L, RAJENDRAN A, YAGCIHAN M J. Grafted MoS_2 nanotubes and nanofibers[J]. Original Research Article Materials Chemistry and Physics, 2008, 108(2/3): 382-392.
- [11] 张中. 纳米二氧化钼的制备及性能研究进展[J]. 中国冶金, 2013, 39(7): 8-16.
ZHANG H. Research progress in the preparation and properties of nanometer-sized molybdenum disulfide[J]. China Metallurgy Industry, 2013, 39(7): 8-16.
- [12] 赵四雷, 李忠, 王胜哲, 等. 二氧化钼纳米球的制备与表征[J]. 青岛科技大学学报, 2014, 38(2): 137-143.
ZHAO 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, 38(2): 137-143.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.09.023

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,利用流体力学及微槽表面产生流体动压力来减小摩擦。在考虑空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,分析不同槽型的结构参数(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种槽型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度,而增加槽深比则有利于降低空化率;研究的5种槽型中,矩形槽的润滑温度最低且润滑流量最大,梯形槽的空化率最小。

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: TB117.2 文献标志码: A 文章编号: 0274-1079(2017)09-023-07

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 flow 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 conserving boundary; lubrication performance

某型车辆直齿行星减速机构中,行星轮轴与两侧行星架间分别装配一个止推垫圈来平衡行星轮产生的轴向力。由于止推垫圈的工作原理与止推滑动轴承相同且受行星轮的轴向力,方便起见止推垫圈称为轴向滑动支承。在车辆的传动系统中,复式直齿行星排行星轮与行星架之间存在轴向作用力,导致止推垫

圈磨损严重^[1]。BRIGHTER 等^[2]对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,许多学者把微织构技术应用了轴承润滑与机械密封设计^[3-6]。如,王宏伟等^[7]对轴向滑动支承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]采用微织构对轴向滑动轴承的承载力进行了分析,表明微织构在承载区可以提高承载力。本文作者在考虑空化的条件下,采用在轴向滑动支承表面加工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 (E2014402307)。
收稿日期: 2017-04-07
作者简介: 王宏伟(1971—),男,博士研究生,副教授,研究方向为现代机械传动设计与理论。E-mail: wanghw@hpu.edu.cn。
通信作者: 孙利娟(1980—),女,博士研究生,研究方向为机械密封、润滑与密封。E-mail: 188326528@qq.com.cn。

化, 来分析轴向往动支承的承载力、侧滑油流量、摩擦因数、空化率和侧滑比。

1 物理模型

轴向往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 个槽区和相邻的 2 个平台区来建模。沟槽型侧滑轴向往动支承几何模型结构示意如图 1 所示。图中 r_1 、 r_2 分别为轴向往动支承内半径和外半径; k_1 、 k_2 分别为轴向往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 为侧滑面所占圆心角; k 为侧滑比, $k = k_1/k_2$; α_1 、 α_2 分别为侧滑面的前边与后边所占的圆心角。

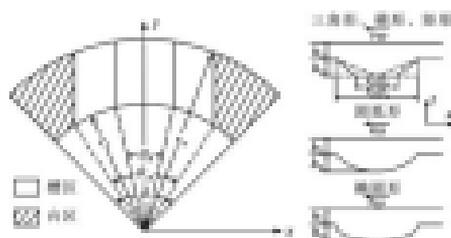


图 1 沟槽型侧滑轴向往动支承几何模型

Fig. 1 Geometric model of groove-ribbed axial sliding bearing

2 模型数值求解

2.1 雷诺方程

车辆行星轮齿工作转速较高, 采用相对转速 (假设轴向往动支承静止) 时, 需要考虑离心力的影响, 基于质量守恒边界层稳态、定常流动 Reynolds 方程控制方程^[1]推导的稳态、极坐标准则方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial \omega}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial \omega}{\partial r} \right) = \omega_0 \frac{\partial (\rho h)}{\partial \theta} + \frac{\partial \omega_0}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial \omega}{\partial r} \right) \quad (1)$$

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

当流体流经收敛狭缝问题时, 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; 当流体流经发散问题时, 产生空化现象, 该区域为空化区。在完整油膜区时, 润滑油密度 ρ_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侧边界条件:

$$\begin{cases} p = p_0, & \theta = \theta_0 \\ p = p_c, & \theta = \theta_1 \end{cases} \quad (2)$$

式中: p_0 、 p_c 分别为侧滑面进口与出口压力。

PAYYAR 和 SALANT^[2] 将 ELROD^[3] 提出的控制方程分解为空化区和完整油膜区, 通过引入通用变量 ϕ 和关系函数 F 自动追踪空化边界区域, 方程定义为

$$F_1 = \frac{p - p_c}{p_0 - p_c} \quad \text{完整油膜区} \quad (3)$$

$$\frac{p}{p_0} = 1 + (1 - F)\phi \quad \text{空化区} \quad (4)$$

其中:

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

$$\text{当 } \phi < 0 \text{ 时, } F(r, \theta) = 0 \quad (5)$$

式中: p_0 为油膜参考压力。

在式 (3) 和式 (5) 中, 若在完整油膜区中恒 $F=1$, 则为常值—油膜压力; 若在空化区域中恒 $F=0$, $(1+\phi)$ 则表示气液两相混合比例, 将控制方程变为以下的无量形式:

$$\gamma \left\{ -\frac{\partial^2}{\partial \theta^2} (\eta F \phi) + \frac{Re^* \gamma}{20} [1 + (1 - F)\phi] \frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \gamma \gamma [1 + (1 - F)\phi] \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} \right\} = 0 \quad (7)$$

无量纲统一化定义为

$$\tilde{r} = \frac{r}{r_1}, \quad \tilde{k} = \frac{k}{k_1}, \quad \gamma = \frac{6\mu\omega_0 r_1^2}{(p_0 - p_c) k_1^3}, \quad Re^* = \frac{\rho_0 \omega_0 r_1^2}{\mu} \quad (8)$$

无量纲一化边界条件写为

$$\begin{cases} \text{当 } \phi = \phi_1 \text{ 时, } \tilde{r} = 1 \\ \text{当 } \phi = \phi_2 \text{ 时, } \tilde{r} = \tilde{k} \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} p(\theta) = p(\theta + 2\pi/k_2) \\ \left[\frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right]_{\theta_0} = \left[\frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right]_{\theta_1} \end{cases} \quad (10)$$

由公式 (7) 可知无量纲一化方程构成的无量场为无源场, 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无量一流量为

$$\begin{cases} \int_{\theta_0}^{\theta_1} \gamma \left\{ -\frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \frac{\partial (F \phi)}{\partial \theta} + \frac{Re^* \gamma}{20} [1 + (1 - F)\phi] \right\} \\ \int_{\theta_0}^{\theta_1} \gamma \left\{ -\frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \frac{\partial (F \phi)}{\partial \theta} + \gamma \gamma [1 + (1 - F)\phi] \right\} \end{cases} \quad (11)$$

流体通过边界 (r 、 θ 方向) 的流量分别为

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{Q} &= \int_{\Omega} \left[-F \frac{\partial(F\phi)}{\partial t} + \frac{R\omega^2}{20} F \right. \\ &\quad \left. [1 + (1-F)\phi] \right] d\Omega \\ \dot{Q} &= \int_{\Omega} \left[-F \frac{\partial(F\phi)}{\partial t} + \gamma_0^2 F [1 + (1-F)\phi] \right] d\Omega \end{aligned} \right. \quad (12)$$

对矢量方程(12)进行离散,采用有限控制体法。控制体表示如图2所示,其中I、II、III、IV为半网络控制体区域, i, j 分别为沿 x 与 y 方向网络节点的编号。

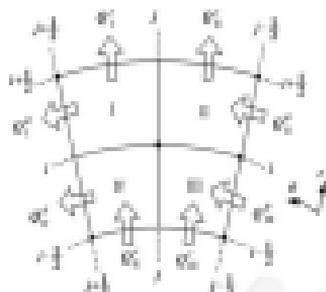


图2 控制体示意图

Fig. 2 Schematic diagram of control volume

根据质量守恒原则,流体流过控制体的净流量为0,规定流体流出控制体边界为正向:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5 - Q_6 - Q_7 - Q_8 = 0 \quad (13)$$

为精确处理非恒定区域的膜厚度,采用至少4个网络控制体,通过对流体流经各个控制体边界求解积分,使流经各个控制体质量流量净流量为0,满足质量守恒条件即得到控制体积分离散格式。

2.1 膜厚分解

对表面加工有5种槽型的轴向往复运动,分别在直角坐标系中建立膜厚几何模型,再转换到膜坐标系中求解。定义与沟槽边界相关的几个角度:

$$\left\{ \begin{aligned} \theta_1 &= (\omega - \theta_1)/2, \theta_2 = (\omega + \theta_1)/2 \\ \theta_3 &= (\omega - \theta_2)/2, \theta_4 = (\omega + \theta_2)/2 \end{aligned} \right. \quad (14)$$

5种沟槽结构的膜厚分布与几何模型的槽部分布关系为

$$h = h_0 + h_1 + f(x, y) \quad (15)$$

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。

三角形槽、梯形槽和矩形槽的槽底在不同区域分布为

$$h_1 = \begin{cases} h_0 & x_1 \cos \theta_1 < x < x_1 \cos \theta_2 \\ \frac{h_1 - h_0}{x_1 h_1 \cos \theta_1 - x_1 \cos \theta_1} [x_1] + \frac{(h_1 \cos \theta_1 - h_0 \cos \theta_1)}{h_1 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)} & \text{else} \\ h_1 & x \geq x_1 \cos \theta_1, x < x_1 \cos \theta_2 \end{cases} \quad (16)$$

圆弧槽型参数方程:

$$\left\{ \begin{aligned} r_0 &= \frac{h_1 + h_0}{2} - \frac{(x_1 \cos \theta_1)^2}{2h_1} \\ r_0^2 &= (x_1 \cos \theta_1)^2 + (h_1 - r_0)^2 \end{aligned} \right. \quad (17)$$

圆弧沟槽槽底为

$$h_1 = \begin{cases} r_0 + \sqrt{r_0^2 - x^2} & x_1 \cos \theta_1 < x < x_1 \cos \theta_2 \\ h_1 & \text{else} \end{cases} \quad (18)$$

椭圆沟槽槽底为

$$h_1 = \begin{cases} h_0 + \sqrt{1 - \left(\frac{x}{x_1 \cos \theta_1}\right)^2} & x_1 \cos \theta_1 < x < x_1 \cos \theta_2 \\ h_1 & \text{else} \end{cases} \quad (19)$$

直角坐标系化为膜坐标:

$$\left\{ \begin{aligned} x &= x_1 \cos \theta_1 \\ y &= x_1 \sin \theta_1 \end{aligned} \right. \quad (20)$$

2.2 求解程序

在式(12)中 $(1 + (1-F))$ 项离散时采用一阶迎风格式^[16],目的是使计算矩阵为对称占优矩阵,其中采用Gauss-Seidel迭代法迭代求解;对于 $(1 + (1-F))'$ 项,采用逐层迭代方法,显式化方程和方程耦合求解中采用松弛迭代格式。首先, F 和 ϕ 都取初值为1,通过迭代求得 h_0 值,通过公式判断求得 F_0 值,之后使用松弛格式更新 ϕ 与 F 的值。

$$\phi_{i,j}^{n+1} = \lambda_1 \phi_{i,j}^n + (1 - \lambda_1) \phi_{i,j}^* \quad (21)$$

$$F_{i,j}^{n+1} = \lambda_2 F_{i,j}^n + (1 - \lambda_2) F_{i,j}^* \quad (22)$$

其中:

$$\left\{ \begin{aligned} \text{当 } \phi_{i,j}^* > 0, F_{i,j}^{n+1} &= 1 \\ \text{当 } \phi_{i,j}^* < 0, F_{i,j}^{n+1} &= 0 \end{aligned} \right. \quad (23)$$

为增加数值计算的稳定性,在收敛的前提下选择较大的系数可以缩短计算的时间,迭代收敛条件为

$$e = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \left| \frac{h_{i,j}^n - h_{i,j}^{n-1}}{h_{i,j}^n} \right| = 10^{-4} \quad (24)$$

通过求解控制方程后得到一个周期域油膜的压强场,对油膜压力积分计算油膜润滑特性参数。

总压承载力

$$W = (\rho_1 - \rho_2) v_1^2 \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} (F \sin \theta - 1) \sin \theta d\theta d\phi \quad (25)$$

摩擦因数

$$\mu = \frac{F}{W} \quad (26)$$

摩擦功

$$F_f = k_f (\rho_1 - \rho_2) v_1 \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} \left(\frac{v_1}{k} \frac{\partial}{\partial k} + \frac{h}{2} \frac{\partial (F \sin \theta)}{\partial \theta} \right) \sin \theta d\theta d\phi \quad (27)$$

油膜承载力

$$W_c = (\rho_1 - \rho_2) v_1^2 \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} F \sin \theta d\theta d\phi \quad (28)$$

润滑油流量

$$Q_c = \frac{k_f^2 (\rho_1 - \rho_2) v_1}{12 \mu_0}$$

$$\int_0^{\pi} \left(-2 \frac{\partial (F \sin \theta)}{\partial k} + \frac{h v_1^2}{20} \frac{\partial^2}{\partial k^2} (1 + (1 - F) \sin \theta) \right) \sin \theta d\theta d\phi \quad (29)$$

空化率

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

摩擦功率

$$N_f = 30 \pi v_1 \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} \left(\frac{h v_1^2}{k} + \frac{h}{2} \frac{\partial v_1}{\partial \theta} \right) \sin \theta d\theta d\phi \quad (31)$$

润滑油温升

$$\Delta T = \frac{N_f}{v_1 \rho c} \quad (32)$$

式中: v_1 、 ρ 分别为润滑油的线速度和密度,

$$v_1 = v_0 + \omega R \sin \theta \quad (33)$$

式中: v_0 表示平均速度; ω 表示转速; 计算系数 k 取 0.9.

3 数值计算结果及分析

3.1 油膜承载力分析

由图 2 (a) 可以看出, 若槽型固定, 当 $h_0 < 8$ 时, 槽数增加, 承载力增大, 当槽数 N_c 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 时为最佳承载区.

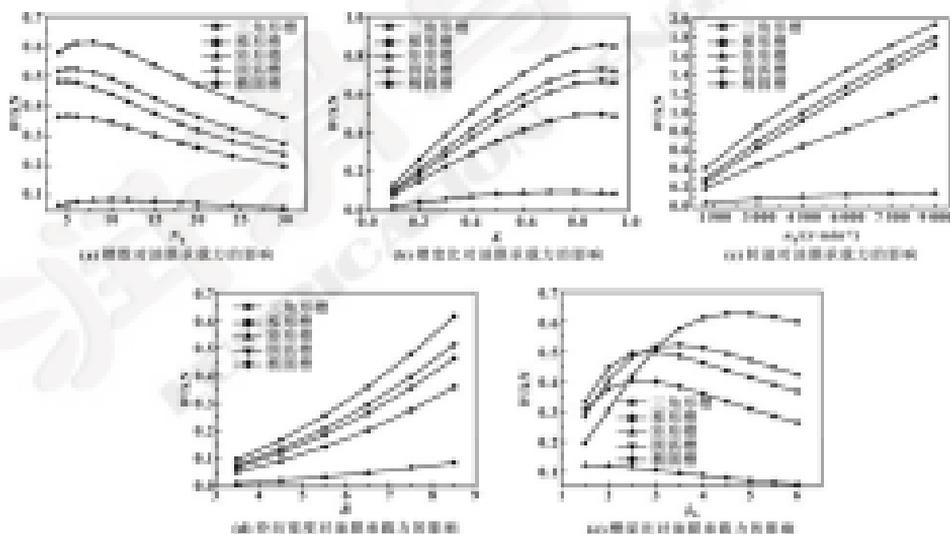


图 2 沟槽结构参数和工作参数对油膜承载力的影响

Fig. 2 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) radial width vs. bearing capacity; (e) groove depth ratio vs. bearing capacity.

由图 2 (b) 可知, 槽宽比 k 为 0.8 时, 三角形槽的承载力最佳, 矩形槽最差, 若槽型固定, 槽宽比

$k < 0.8$ 时, 槽宽比增大, 油膜承载力增大, 但是在槽宽比 $k > 0.8$ 时, 五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高。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, 圆弧槽的承载力最大。当槽深比 $k_1 > 2.5$ 时, 梯形槽、圆弧槽和椭圆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, 三角形槽承载力最大。

表 1 给出的数值拟合范围是通过数值拟合后求得的拟合值, 数值拟合的置信度为 95%。在拟合数值范围内承载力都能达到最优承载力的 90% 以上。

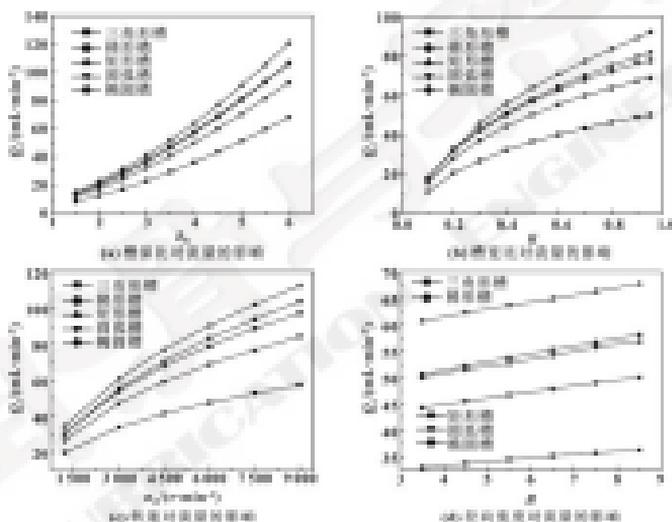


图 4 沟槽结构参数和工况参数对流量影响

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, 润滑油流量增大。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 $k < 0.8$ 时, 三角形槽、梯形槽和椭圆槽对流量影响几乎一样, 在槽宽比 $k > 0.8$ 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。

3.2 润滑油温升分析

在加定的轴间载荷 ($F = 70 \text{ N}$) 作用下, 研究在

表 1 沟槽结构最优参数表

Table 1 Optimal parameters of groove texture

沟槽结构形式	三角形	梯形	矩形	圆弧形	椭圆形
承载力最大的槽数目的范围	8	2	10	6	3
槽深比范围	0~18	0~12	0~20	0~10	0~10
承载力最大时对应的槽深比	4.70	2.66	1.60	3.02	2.60
槽宽比范围	2.00~	1.70~	0.60~	2.07~	1.60~
比值范围	0.99	0.27	1.32	0.98	0.84

3.2 润滑油温升分析

图 4 显示了沟槽结构的参数和工况参数对润滑油流量的影响。

不同的条件下由摩擦热引起的润滑油温升, 以求得热平衡状态的沟槽。图 5 (a) 显示, 5 种槽型的润滑油温升随着槽宽比的变化规律一致。当槽宽比 $k < 0.8$ 时, 温升随着槽宽比的增大而快速下降; 当槽宽比 $k > 0.8$ 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, 采卵期的温升较低。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, 曲线下降变缓, 保持了较高的温度水平, 槽深比一定时, 采卵槽温度优于其他槽型。

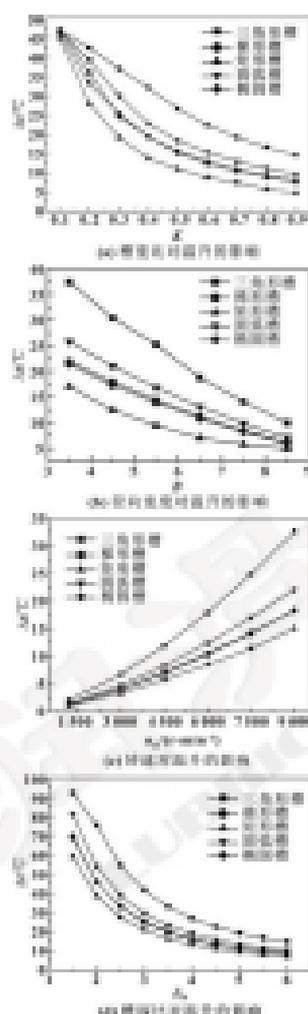


图5 沟槽结构参数和工况参数对温升的影响 ($W=20\text{ N}$)

Fig. 5 Effect of groove structure parameter and working condition parameter on temperature rise ($W=20\text{ N}$) (a) groove width ratio vs temperature rise; (b) radial width vs. temperature rise; (c) speed 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。

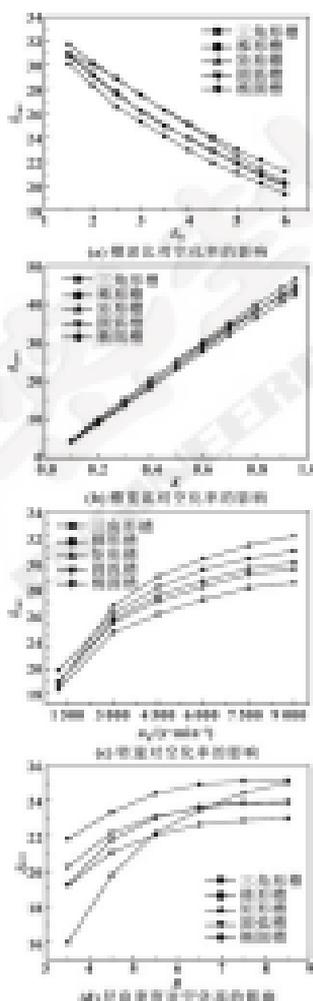


图6 沟槽结构参数和工况参数对空化率的影响

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

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0801.2017.09.020

摩擦因数对鼓型组合密封圈密封性能的影响

李海宁 曹春岭 周巧峰 曾杨奎

(西安科技大学机械工程学院 陕西西安 710054)

摘要:采用 ANSYS 有限元软件对聚氨酯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、接触正压力和接触力分布,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面磨损加剧,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; 非线形材料耦合; 摩擦因数; 密封性能

中图分类号: TB42 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0801(2017) 09-108-04

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 polyurethane 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 on 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,液压缸的安全无故障对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漏液,使液压支架无法达到正常的工作压力,影响设备使用性能。为了解决漏液问题,有些密封件生产企业盲目地增大密封圈的挤压量,虽然暂时解决了漏液漏油的问题,但因为没掌握密封的核心原理,单纯地增大密封圈的挤压量会导致密封圈的寿命大为增大,能耗增加,甚至会使液压缸卡死,导致密封圈外翻、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氨酯和丁腈橡胶 2 种材料组成,外圈材料为聚氨酯,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: 李海宁(1984-),男,硕士,教授,主要研究方向为液压件制造技术。E-mail: 100627007@qq.com

1 成型组合密封副的非线性问题分析

1.1 选择材料和非线性

ANSYS 软件为弹塑性材料的应力-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, 因此本文亦选择 Von Mises 应力准则作为判断依据。

成型组合密封副由 2 种材料组成, 其内圈材料为聚氨酯, 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, 但是所受外力和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。

$$W = \sum_{i=1}^n C_i (I_i - 3)^2 (J_i - 3)^2 \quad (1)$$

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 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 可以表示为

$$\begin{cases} \lambda_1 = (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2) \\ \lambda_2 = (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2) \\ \lambda_3 = (\lambda_1^2 + \lambda_2^2) \end{cases} \quad (2)$$

采用两参数的 Mooney-Rivlin 模型进行分析, 应变能函数表示为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(J_1 - 3) \quad (3)$$

式中: I_1 、 J_1 为应变张量的两不变量; C_{10} 、 C_{20} 为 Mooney-Rivlin 材料常数。

1.2 选择材料和非线性

成型组合密封副聚氨酯和丁腈橡胶 2 种材料的组合接触是分析的关键所在。成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 种材料的接触配合。在创建接触对时要找到模型的接触部位, 但在成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寻找接触面, 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, 在这里选择二维接触单元 TARGE170 和 CONTA174 来模拟目标面和接触面, 通过设置材料属性和摩擦系数, 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称为“刚体-流体”接触对, 在成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, 成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 有限元模型的建立

2.1 有限元模型

成型组合密封副主要用于液压支架立柱的供液密封, 以乳化液作为传动介质, 在忽略偏心载荷影响的图 2 中, 成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系数来体现; (3) 忽略乳化液温度变化对密封副的影响。建立的成型密封副模型采用 Smart Size 对密封副进行四面体网格划分, 有限元模型如图 2 所示。

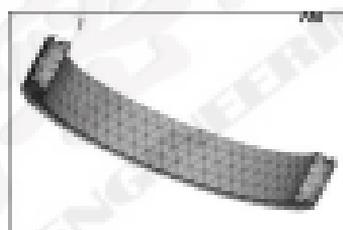


图 2 成型组合密封副模型

Fig. 2 Model of damper-type combined seal ring

2.2 定义接触

三维成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。

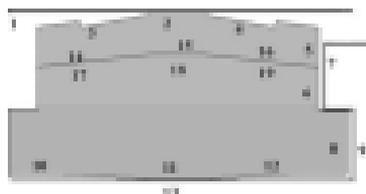


图 3 成型密封副接触单元示意图

Fig. 3 Contact element diagram of damper-type seal ring

(1) 成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_1 和 A_2 、 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_8 、 A_9 形成第三个接触对;

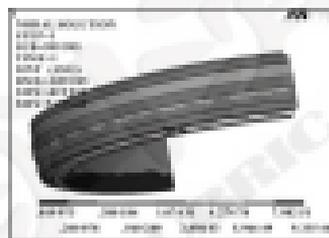
(4) 沟槽底部与密封圈之间的接触:如图3中的面 A_{10} 和 A_{11} 、 A_{12} 、 A_{13} 形成第四个接触对。

2 有限元分析结果

按照型组合密封圈的压缩率 $\lambda=7.3\%$ 、介质压力 $p=20\text{ MPa}$ 、密封间隙 $\delta=2.5\text{ mm}$ 时,运用大变形分析条件下,经ANSYS软件分析附件进行画图处理,得到了静态密封圈在不同工作状态和摩擦系数条件下的剪切应力、接触应力和Von Mises应力分布云图。

2.1 剪应力云图

在静态密封中,型组合密封圈内剪应力如图4(a)所示,由于密封圈受到挤压,内层剪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。随着摩擦系数的增加最大剪应力区域不断扩展,由图5可以看见,剪应力随摩擦系数的增加成线性变化。在动态密封的应力云图图4(b)中,可以看见最大剪应力区域出现在与导向套和与沟槽接触区域,但是相较于静态时,最大接触应力区域面积增大,摩擦系数为0.2时剪应力为2.2再增大,当摩擦系数为0.3时剪应力达到最大值28.5 MPa,已超过材料的许用剪切强度,会发生剪切破坏。



(a) 静态密封



(b) 动态密封

图4 剪应力云图

Fig. 4 Shear stress (a) static sealing; (b) dynamic sealing

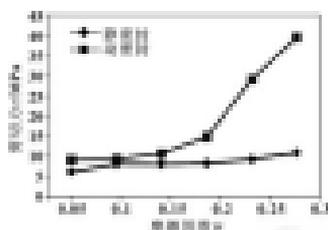


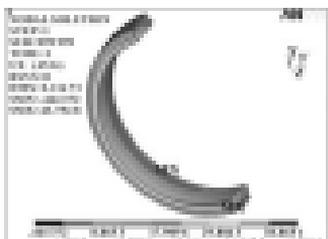
图5 最大剪应力与摩擦系数变化曲线

Fig. 5 Change curves of maximum shear stress with friction coefficient

2.2 接触应力

在静态密封中,密封圈受轴向介质压力和径向挤压作用,由于挤压变形及径向应变,密封圈与导向套和沟槽沟槽唇接触,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,并随着摩擦系数的增加而增大,如图7所示,当摩擦系数为0.2时出现了接触应力最大值47 MPa,接触应力最小值出现在摩擦系数为0.05时,为43 MPa。

当沟槽发生轴向移动时,由于摩擦作用接触应力相比静态状态整体增大,最大接触应力区域扩大,如图6(b)所示,从而可知,动态密封在摩擦系数为0.1时,出现最小接触应力为136 MPa,然后随摩擦系数的增加呈线性增加,当摩擦系数为0.3时出现了最大值243 MPa,静态状态和动态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) 静态密封



(b) 动态密封

图6 接触应力云图

Fig. 6 Contact stress (a) static sealing; (b) dynamic sealing

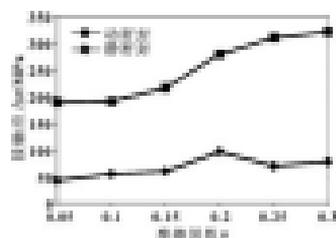


图7 最大接触应力随摩擦因数变化曲线图

Fig. 7 Change curves of maximum contact stress with friction coefficient

目前判断密封副是否起到密封作用的主要依据是最大接触压力准则。在密封面上的最大接触压力如果

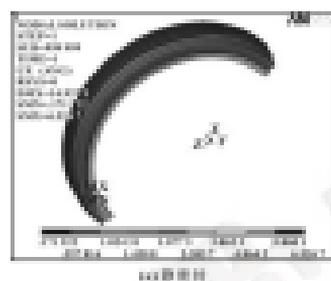


图8 Von Mises应力

Fig. 8 Von Mises stress (a) static sealing; (b) dynamic sealing

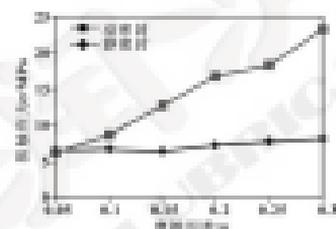


图9 最大Von Mises应力随摩擦因数变化曲线图

Fig. 9 Change curves of maximum Von Mises stress with friction coefficient

当活塞及活塞环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应力区域即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快, 最大Von Mises应力值为23.5 MPa。过大的Von Mises应力会导致密封副出现裂纹或破坏, 影响密封性能。

4 结论

(1) 旋膜组合密封副在给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, 旋膜组合密封副在给的正常工作条件下密封面上的接触应力最小值为40 MPa, 最大值为240 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

当旋膜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。为验证变形的大小, 由图8(a)可知, 在受工作介质压力作用下, 密封副受到双液膜作用, 径向密封侧变形较严重, Von Mises应力最大, 在摩擦因数为0.3时出现拐点, 如图9所示, 但是随着摩擦因数的增加呈现性增长趋势, 最大Von Mises应力为2.2 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40 MPa, 最大值为240 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) 旋膜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副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] 董德兴, 邢家祥, 刘文会. 车削密封副密封副的有限元分析与仿真[J]. 液压与气动, 2013(7): 110-117.
- [3] SANC J B, XING C F, LIU H H, et al. Finite element analysis and simulation on rotary shaft lip seal[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(7): 114-117.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-8862.2017.09.020

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 张进章

(中国石化石油化工有限公司研究院 北京 100083)

摘要: 柴油发动机新技术使润滑油中烟灰的含量大大增加, Mack T-9 发动机台架试验是 ASTM 标准中用来评价柴油对发动机造成的磨损, 但其评价时间超过 500 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, 选取与烟灰质量结构相似的物质, SRV 润滑油膜压试验 NR/SOL/TORCL/2014 与 Mack T-9 发动机台架试验表现出较好的相关性, 该方法可以在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; 烟灰; 磨损; 模拟试验

中图分类号: TQ147.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-8862(2017) 09-020-05

Relativity Study between SRV Simulation Test and Mack T-9 Bench Test

YANG He SONG Haiqing HAO Lichun LU Wentong XUE Ying
LIU Shutao ZHANG Jinzhang

(Research Institute of Petroleum Processing, SINOPEC, Beijing 100083, China)

Abstract: New technologies of the diesel engine make the soot 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 soot. But the evaluation time is more than 500 h, which is not conducive to the rapid screening of diesel engine oils. 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/SOL/TORCL/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 soot 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; soot; 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结构, 但增大了润滑油中烟灰的含量, 烟灰含量会影响发动机寿命和柴油机油抗磨性^[1]。刘宏全等^[2]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。KING 等^[3]研究发现润滑油中的烟灰会随润滑油的积成, 并且会引起磨粒磨损。GROHSE 等^[4]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蚀。

Mack T-9 发动机台架试验是 ASTM 标准中用来评价烟灰对发动机造成的磨损, 是柴油发动机油规格 CF-4、CG-4、CH-4 指标中的一项试验^[5]。但是每一个油样的 Mack T-9 台架试验需要发动机连续运转 500 h, 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油样进行初步筛选, 具有重要的实际意义。

雷成强等^[6]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损试验能够有效区分含烟灰柴油机油抗磨性能。高炳怀等^[7]利用 SRV 试验机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

收稿日期: 2016-06-14

作者简介: 杨鹤 (1978-), 女, 博士, 高级工程师, 研究方向为石油产品开发。E-mail: yanghe_spp@sinpec.com

机油的开发。

1 试验过程及试验油样

标准 SAE/T 0847-2005^[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损最大化。试验结束后分析发动机的磨损情况, 又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级别、黏度级别、灰分含量, 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	质量 级别	平均磨蚀 深度 μm	平均速度及方差 m^2/s	
			T9-A	T9-B00 h
T9-A	CF-4	34.75	1.4	1.69
T9-B	CF-4	28.22	1.5	1.5
T9-C	CF-4	38.31	1.5	2.31
T9-D	CF-4	38.22	1.5	1.32
T9-E	CF-4	37.37	1.4	1.96
T9-F	CF-4	48.68	1.5	1.34
T9-G	CF-4	38.89	1.7	1.32
T9-H	CF-4	41.2	1.5	1.65
T9-I	CF-4	40.4	1.5	1.6
T9-J	CF-4	37.9	1.6	1.64
T9-K	CF-4	45.77	1.7	1.6
T9-L	CF-4	38.8	1.5	1.58
T9-M	CF-4	35.13	1.4	1.32
T9-N	CF-4	37.6	1.6	1.62
T9-O	CF-4	38	1.5	1.5
T9-P	CF-4	39.28	1.6	1.7
T9-Q	CF-4	23.69	1.6	1.65

其中 SAE 模拟试验符合标准 SAE/T 0847-2005^[1] 和 SAE/T 0843-2004^[2] 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 SAE 摩擦模拟模拟和试验

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 SAE 摩擦模拟试验, 测试到油样在模拟条件下的抗磨能力, 试验条件和过程符合 SAET/T 0847-2005。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该模拟试验。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, SAE 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 (1-6), 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-C, 其台架试验结果也属于最差的油样之一, 这说明 SAET/T 0847-2005 并不能模拟台架试验的初期油样侧向台架的结果。而在台架试验结束后, 所有的油样再进行 SAET/T 0843-2004 标准试验时, T9-C 和 T9-G 的试验结果中无论是模拟试验钢球的磨痕直径还是表面形貌在所有的油样中都是最佳的, 说明这 2 个台架试验结果最佳的油样在台架试验的末期几乎丧失抗磨能力, 但是 SAE 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 SAE 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 中其侧磨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, 这说明了不同添加剂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钢球磨痕直径最大, 属于使用 SAET/T 0847-2004 标准摩擦模拟方法评价出来抗磨性能最差的油样, 但是它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就差, 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-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自侧向磨蚀, 表面并不受明显划伤, 各试验阶段油样的抗磨性能也较稳定, 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 拥有明显的添加剂形成, 其抗磨能力很可能来源于与金属表面的腐蚀, 而且随着台架试验时间的增长, 油品的侧磨性能并未发生大的改变。

由上述试验结果分析可知, 利用 SAE 摩擦模拟模拟试验评定 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 台架试验的制钢油样在 S4V 标准试验 NB/558/T 0892-2014 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。

表 2 Mark T-9 台架试验不同试验时间油样的 S4V 试验结果表格

Table 2 S4V test wear wear topography of the steel balls lubricated by the oils at different testing times in Mark T-9 bench test

油样	0 h	ca 100 h	ca 200 h	ca 300 h	ca 500 h
TK-B					
TK-C					
TK-D					
TK-E					
TK-F					
TK-G					
TK-H					

2.2 Mark T-9 台架试验制钢油样的 S4V 模拟模拟试验

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 360 kW, 燃油在最大压力可达 30.7 MPa, 制钢油模拟质量分数在 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 台架试验制钢油样在 S4V 模拟试验中的模拟性能, 试验符合

NB/558/T 0892-2014, Mark T-9 台架试验的 17 个油样的 S4V 模拟试验结果列于图 1 中, 图 1 中 $p_{0.05}$ 代表 S4V 模拟试验中的模拟 OK 值, 其与 Mark T-9 台架试验拟合平均磨损深度线性回归的相关性系数 R^2 为 0.362 6, 呈弱相关性, 由此可以说明制钢油样的 S4V 模拟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。

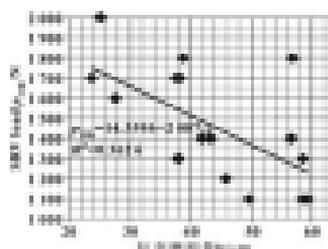
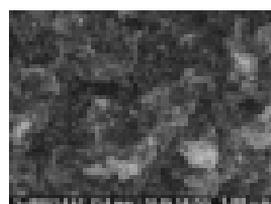


图1 新油样 SEM 模拟试验 OK 值与 Mark T-9 台架试验缸套平均磨损深度的线性回归曲线

Fig. 1 Linear regression curve between OK load of new oils in SEM test and average wear depth of cylinder bore in Mark T-9 bench test



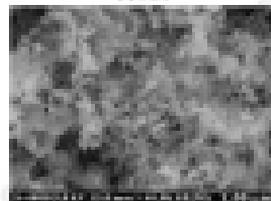
(a) 新油



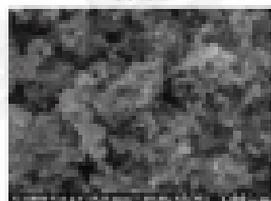
(b) 炭黑 A



(c) 炭黑 B



(d) 炭黑 D



(e) 炭黑 E



(f) 炭黑 K

图2 炭黑和炭黑的扫描电镜照片

Fig. 2 SEM photographs of neat and carbon black (a) neat; (b) carbon black A; (c) carbon black B; (d) carbon black D; (e) carbon black E; (f) carbon black K

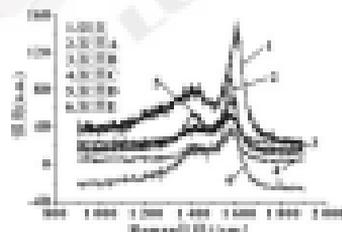


图3 炭黑和新油的 Raman 光谱图

Fig. 3 Raman spectra of neat and carbon black

2.3 含有炭黑的 Mark T-9 台架试验油样的 SEM 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 nm 之间, 进入润滑油后相互聚集造成动力学团聚形成 200~300 nm 的炭质团聚颗粒。因此, 将烟灰引入到 SEM 模拟试验中是有必要性的。但烟灰是在发动机缸室中燃烧不完全燃烧产生的, 不易得到。

为此, 选择 5 种市售颗粒分布在 20~30 nm 之间的炭质, 分别用炭黑 A、炭黑 B、炭黑 C、炭黑 D、炭黑 K 表示。使用扫描电子显微镜和 Raman 光谱, 对 5 种炭黑和 Mark T-9 台架试验中烟灰进行炭质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, 炭黑 D 具有与烟灰最相似的炭质颗粒形貌。图 3 是烟灰和炭黑的 Raman 光谱图, 也可看出炭黑 D 具有与烟灰最相似的炭质结构。因此, 选用炭黑 D 作为烟灰模拟物。

参照表 1 列出的 Mark T-9 台架试验油样中烟灰的含量, 将炭黑 D 以 2% 质量分数加入列 Mark T-9 台架试验的 7 个油样中, 按照 SEM/SEM/T OKS-2014 所述的方法进行 SEM 模拟试验, 测得这些油样的 OK 值。将含炭黑模拟油 OK 值与它们的 Mark T-9 台架试验结果——缸套平均磨损深度的关系列于图 4 中。可知, SEM 模拟试验测得 OK 值 p_{OK} 与 Mark

图 2 中给出了扫描电镜下烟灰和炭黑放大扫描以

T-9台架试验结果的相关系数 R^2 达到0.756,表明含碳类模拟物的柴油机油,其SBN模拟试验OK值与Mark T-9台架试验平均磨痕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。

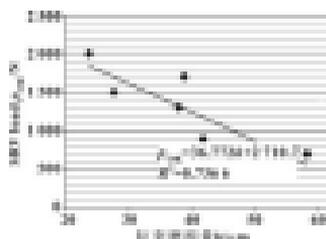


图4 含碳类油剂的SBN模拟试验OK值与Mark T-9台架试验缸套平均磨痕深度的线性回归曲线

Fig.4 Linear regression curve between OK level of new oils containing carbon black in SBN test and average wear depth of cylinder bore in Mark T-9 bench test

3 结论

利用SBN模拟试验评价Mark T-9台架试验柴油机油的抗磨性能,以建立两者之间的关联性,得出以下结论:

- (1) 采用SBN润滑油摩擦磨损试验机NB/SN/T 0847-2010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SBN润滑油模拟试验NB/SN/T 0825-2014评定含碳与碳类模拟物相似的类碳的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] 安文杰,赵正华,周旭光,等.含碳对柴油机油性能影响及研

究[J].润滑油,2013,30(5):207-10.
AN W J, ZHANG Z H, ZHOU X C, et al. Influence of carbon on the performance of diesel engine oil and solution method [J]. Lubricating Oil, 2013, 30(5): 207-10.

- [2] 张敏,冯冲平,王华,等.含碳类油对柴油机油性能的影响及解决策略[J].润滑油,2012,29(4):64-67.
ZHANG Q, FENG C P, WANG X, et al. Study on influence of carbon on diesel engine oil specification and its solution [J]. Lubricating Oil, 2012, 29(4): 64-67.
- [3] 赵正华,张敏,周旭光,等.柴油机油含碳量相关性研究[J].润滑与密封,2013,38(5):109-112.
ZHANG Z H, ZHANG Q, WU X Y, LIU A L, et al. Performance study of an engine by carbon in diesel engine oil [J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(5): 109-112.
- [4] 刘志华,李卫华,王华,等.柴油发动机机油油泥中碳含量的研究[J].中国测试学报,2007,28(4):75-77.
LIU H Y, LI W H, WANG D, et al. Study on the carbon in lubricating oil for railway locomotive diesel engine [J]. China Railway Science, 2007, 28(4): 75-77.
- [5] KIM C C, PARKH T C, JUNG T C, et al. Wear mechanism in Cummins M11 high test diesel test engines [R]. SAE Technical Paper, 1998.
- [6] CHIRICO S, BELLU S, CAPRINO M. Effect of diesel soot contaminated oil on engine wear [J]. Wear, 2007, 262(9): 1119-1122.
- [7] 柴油机油,GB 11122-2006 [s].
- [8] 卢文杰,周旭光,王华,等.柴油机油Mark T-9试验分析[J].润滑油,2009,26(3):51-56.
LU W T, LIU H T, WANG Q X, et al. The evaluation of diesel engine oils [J]. Lubricating Oil, 2009, 26(3): 51-56.
- [9] 周旭光,周旭华,李小红,等.利用四球机考察含碳类柴油机油的磨损性能[J].润滑油,2012,29(3):36-39.
LIU A L, LIU H T, LI X H, et al. Study on the antiwear performance of diesel engine oil containing soot based on 4-ball test machine [J]. Lubricating Oil, 2012, 29(3): 36-39.
- [10] 柴油机油性能评定法(Mark T-9法),GB/T 0847-2010 [s].
- [11] 模拟润滑油摩擦磨损性能测定SBN试验机油, NB/SN/T 0825-2014 [s].
- [12] 润滑油抗磨性能测定SBN试验机油, NB/SN/T 0847-2010 [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新型的二维MOF,即HMOF-11(HMOF = hydroxymethylated Schönlauer),该MOF具有极高的孔隙率和大孔道尺寸。研究表明,离子型中心孔道的有机配体分子如荧光蛋白、香豆素类、DMSO和DCM等,都能轻易地引入到HMOF-11中,分别得到蓝、绿、红色发光的荧光复合材料。进一步研究发现,MOF-11中可同时引入红、绿、蓝三种发色团分子,通过调节它们的含量以及种类,制备出许多高亮度的单组白光复合材料。量子产率和颜色指数高达28%和92。

该研究首次由MOF中同时引入红、绿、蓝三色发色的发色团分子,使得产生的白光更具可调节。进而可制备出白光的各种材料;同时,创新性地由MOF主体中引入发色团发色团分子,不仅扩展了通用的MOF主体范围,并且提高了材料的白光发射性能。该MOF白光材料的设计合成方法具有极强的普适性,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)

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6570.2017.09.026

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 430031)

摘要: 阐述光谱分析技术在机械装备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通常包含 20 多个甚至更多的元素数据, 合理对这些数据的分析方法, 包括门限值法、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液污染程度等。指出油料发射光谱技术存在对尺寸大于 10 μm 的金属颗粒检测效率低, 信息冗余度大等问题, 其在实际应用过程中必须与铁谱仪、分析式铁谱仪或颗粒计数器等配合; 指出油料发射光谱技术需要提高大尺寸颗粒的检测效率。

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: T811.7.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6570(2017)09-0267-07

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 430031, 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 ferrometry 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

机器油液分析仪广泛应用于机械装备状态监测与故障诊断中, 是视情维修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液污染程度的磨损和腐蚀程度, 可确定和量化侵入的污染物及重要的润滑油化学成分和使用后的氧化产物等, 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修理费用, 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(如酸度、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于飞机发动机的监测, 并取得了显著效果, 美国空军是 1959 年开始将油液监测技术应用于飞机发动机的。1975 年 9 月, 美国成立了三军联合油液分析计划 JOAP (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, JOAP 不仅为美军服务, 也为北约集团各成员国军队提供保障。

* 通信作者: 田洪祥(1964—), 男, 博士, 教授, 研究方向为船舶

装备状态监测与故障诊断。E-mail: tianhongxiang@njue.cn

通信作者: 李婧(1980—), 女, 博士研究生, 研究方向为船舶

装备状态监测与故障诊断。E-mail: feijiang8220@163.com

DAEP 已在全球建立 200 多个油液实验室,可对飞机、舰艇、坦克、装甲车等军事装备的油液进行有效监测,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 400 万个。美国装备制造商卡特彼勒公司,为自已公司的产品提供油液监测服务,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,也为自已的产品用户提供油液检测服务。

美国油液监测技术起步于 20 世纪 70 年代末,经过 40 多年的发展,油液监测技术已广泛应用于军事、铁路、矿山、机械、航空、船舶、石化等许多重要领域,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,即磨损量及热部分。常见油料发射光谱仪有等离子 (ICP) 和转盘电极 (RDE) 2 种。文献 [4] 规定的是激光激发转盘电极的原子发射光谱分析方法,英文简称 RDE-ALS。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损金属和污染物,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损的含量。

文献 [7] 采用的是电感等离子耦合原子发射光谱分析方法,英文简称 ICP-ALS。其检测性能特点与 RDE-ALS 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损金属颗粒,检测效果良好。

然而常常是大尺寸的颗粒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。该仪器润滑油中典型元素质量分数的分析范围是 $0\sim 1\ 000\ \mu\text{g}/\text{g}$ 。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、校准和检验,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)。该型仪器在某行业配备了 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,但其相互之间的对比结果有较好的一致性^[5]。文献 [9] 报道了该型光谱仪的磨损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 $10\ \mu\text{m}$) 颗粒时,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,试图揭示光谱仪无法检测中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,可以挖掘多种信息源部分信息隐藏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

首先是设备生产商给出的元素浓度门限值,一旦达到,意味着设备出现了故障,对于生产商没有给出门限值的设备,通过长期统计分析,积累数据,文献 [2] 给出了基于统计方法的发射光谱数据门限值的确定方法,制定合理的门限值的流程是: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,故障模式大约是正态分布,正常值与异常值之比是 $20:1$,是早故障模式,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,如军队机器数量是够多,如船队、车队、飞机公司的发动机等,虽然只有覆盖所有阶段,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,而得到的门限值就是错误的。

本定义又:

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: $=$ 平均值 $+2\sigma$ 标准偏差;

危险值: $=$ 平均值 $+4\sigma$ 标准偏差;

报警趋势: $=60\%$ 报警值;

危险趋势: $=80\%$ 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,如磨损元素铁、铜、铝、钨和锡等,如污染物元素钠、镍和硅等,然而对于浓度随时间变化的,其元素(如铜、铝)浓度值是随减少的方向变化,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。

门网直读的应用背景是, 当分析油样涉及 20—40 个或以上时, 就需要门网直读了。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, 负载不一样或加载磨损不同, 其门网直也是不一样的。

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, 改变气缸空和油腔间隙以及工作负荷, 一共有 4 种工况, 典型工作油样 49 个, 对光谱数据进行元素分类, 可以清楚地看出磨损元素, 诸如铜元素 (含量高和含量低)、干扰元素和润滑油的成分 (C 和 H 元素), 从而可有效消除干扰元素的影响; 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就可显示出不同元素的来源, 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样发射光谱数据, 这些油样包括 CD40、CF40 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零部件磨屑、海水或冷却液混掺的油样, 共计 23 个, 分析 3 种主要添加剂元素 Zn 、P、 Zn 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、Cu、Pb、Ca、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 49 个油样中 Fe、Cu、Pb、Ca、Al 5 种元素的光谱数据, 这些油样来自于实验室条件下某型 4 缸柴油机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按照工况对油样进行分类, 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, 有利于进一步分析磨损副的磨损机制和磨损部位。

2.4 比例模型法

文献 [13] 介绍了利用油样发射光谱技术, 分析某军车用发动机的油样, 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-射线荧光光谱的对比

文献 [14] 介绍了利用 X-射线荧光光谱、原子发射光谱和 PX 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, 而磁性磨粒检测仪可有效监测在用油中铁磁性磨粒的总量, 与尺寸关系小。

文献 [16] 还介绍了利用磁性磨粒检测仪分析在用润滑油中非铁磁性磨粒, 试验结果表明对于尺寸大于 $167 \mu\text{m}$ 的磨粒是有效的, 且次数与浓度呈负相关。

基于电感耦合原理的检测仪, 在检测在用油中尺寸小于 $50 \mu\text{m}$ 的非铁磁性磨粒颗粒方面, 其他值有待研究。

2.7 其他种方法

文献 [17] 利用最大似然率密度估计的方法确定油样发射光谱元素浓度的门限值, 文献 [18] 应用灰色理论中 GM (1, 1) 模型和 A 型灰色关联度与柴油机油油质监测数据进行分析, 得出其信息的情况下, 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, 得出油样浓度、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关联度, 研究表明: 尽管机械设备组成较为复杂, 但其作为一个系统速率是相对稳定的, 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程度省去一些指标的检测。

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, 汽车的门网直读规定为正常、临界、偏高和异常, 以及异常趋势值 (10% 的增加量); 而国内某柴油机的门网直读规定为正常、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, 磨粒将增加; 机器大修或更换摩擦副后, 磨粒将发生变化; 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, 可能使检测规律发生变化; 用户选择不同型号的润滑油也会对检测有影响。

文献 [20] 通过油质光谱分析得到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,可及时监测到润滑油黏度海水导致的稠度油膜、铜等元素超标。

文献[25]建立了油料发射光谱数据的比例模型,给出了比例模型参数估计的方法,并应用比例模型对某型发动机进行实际的监测状态监测。

文献[26]提出一种基于物元分析理论的新评判方法,用于分析稠度油的发射光谱数据,采用发动机监测状态监测中综合评价的各种指标,根据计算出的综合关联度,实现对发动机监测状态的监测。

文献[24]研究认为,在利用原子发射光谱对稠度油中的添加剂成分进行量化的确定时,根据原子发射光谱仪的工作原理,选择校正曲线法定量,设计的与不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的空白标准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]针对发动机稠度油发射光谱数据,运用灰色趋势关联度分析方法,以稳定监测稠度油元素间的关联度为参照,对发动机各项状态进行了监测。

文献[26]对油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、元素质量分数梯度、相关元素质量分数梯度比4个参数,将建立的4个参数用于柴油机油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数据值的制定方法和存在的模糊性,对于影响MOXA光谱仪检测速率的不同的稠度油基础油种类、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,以及测定进口稠度油的工作曲线及其表达式,为该型稠度光谱分析数据提供了理论依据。

文献[28]针对某型装甲车辆综合传动的液力传动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,根据油液中磨损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预警提供理论和试验依据。试验研究证明,此方法能够在有效地应用于动力传动系统的状态监测及故障诊断。

有人工神经网络^[29]、向量机新方法^[30]、基于E-S证据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 与分析式铁谱的协同分析

早在20世纪80年代,文献[33]就报道了利用直读铁谱、分析式铁谱和光谱分析技术,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,全部油样均做直读铁谱分析,如果值异常高,则进行分析式铁谱分析,油样又做稀释处理,可用于磨粒浓度的薄片油样,稀释后检测,对96个油样做了426个分析式铁谱薄片,为了监测油样中的非铁磁性磨粒,对部分油样进行预处理做铁谱薄片;为了对磨粒进行材质分析,对部分薄片进行了单基处理,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,利用柴油机润滑油油样的光谱和铁谱联合诊断对“拉缸”进行监测^[34],可对拉缸故障进行早期预警,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“整体”信息中获得被监测对象的磨损程度和发源趋势,其技术手段是分析式铁谱和光谱。

2.9 与异质红外光谱仪的协同

文献[36]介绍了应用油料发射光谱技术和FT-IR光谱分析技术以及FQ分析等监测在用油液,可有效监测油液的氧化、酸变、异常磨屑、水分和燃油污染等信息。

3 发射光谱的发展趋势

3.1 盘式电镜与油基式谱

传统油料发射光谱仪对大尺寸磨削副检测的效率低下,在与传统发射光谱配合检测方面,有2种有效的方法,第一是分析式铁谱;第二个是用微滴液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:一是耗时费力,对于大量性的油样分析,不具有可操作性;二是分析式铁谱还依赖于操作人员的经验,用微滴液解还涉及安全和健康方面的问题,为各种传统油料发射光谱仪对大尺寸磨削副检测效率的低下问题,文献[37]采用了斜盘电镜透射源发射光谱(SDS-rotating-disk spectrometry)分析方法。

文献[38]分析了斜盘电镜(SDS-rotating-disk electron)油料发射光谱仪在油液监测中对大颗粒粒

测油中硫的缺点, 描述了为提高大颗粒检测效率而做的改进, 并提出了转盘电镜过滤器光谱 (RPS-rotary 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性粒子的元素浓度; 然后在专用的装置上, 将转盘电镜置于油流里, 采用抽真空/加压的方式对油样进行过滤, 转盘电镜的表面相当于过滤器, 将转盘电镜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 RPS 在很大程度上提升了传统发射光谱对大颗粒的检测缺陷, 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, 依然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, RPS 可作为筛选的工具。

3.2 与多体机器的联合应用

正如文献 [39] 所讲述的, 在油液分析方面, 需要标准, 需要在线监测^[40], 还需要多种信息的融合等^[41]。

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、分析润滑油的抗氧化性能, 还可有效检测腐蚀产物、外来污染物 (如灰尘、还原剂和金属冷却液等)、某些添加剂的浓度 (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 (也称为报警值)、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, 对大尺寸的磨屑颗粒不敏感, 故需要能够检测大尺寸颗粒的方法配合, 如: 颗粒计数器、显微颗粒测油仪、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磨屑灯红外 (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] WERN L A, WERN A M. Machinery oil analysis[M]. Elsevier, Society of Tribologists & Lubrication Engineers, 2008: 1-20.

[4] MAO H L. The development of tribology in China (a personal reflection)[J]. Tribology International, 2003, 36: 900-907.

[5] 卢佩平, 周安刚. 国以法. 油液监测技术的发展与研究方向[J]. 中国机械工程, 1997, 31(1): 302-305.

YAN X P, XU Y B, XIAO H L. Development of oil monitoring techniques and its tendency[J]. China Mechanical Engineering, 1997, 8 (1): 302-305.

[6] Standard test method for determination of wear metals and contaminants in used lubricating oils or used hydraulic fluids by using laser electrode atomic emission spectrometry, ASTM D 6759-02[S].

[7] Standard test method for determination of additive elements, wear metals and contaminants in used lubricating oils and determination of selected elements in base oils by inductively coupled plasma atomic emission spectrometry (ICP-AES), ASTM D 6759-10a[S].

[8] 刘峰, 周洪祥, 陈伟冲. 油液发射光谱仪检测性能的大气空间对比模型[J]. 计量学报, 2010, 31(2): 149-155.

LIU Y, ZHAN H X, CHEN W T. The inter-laboratory comparison on the detection capability of the oil emission spectrometry[J]. Acta Metrologica Sinica, 2010, 31(2): 149-155.

[9] 刘峰, 周洪祥, 陈伟冲. 油液发射光谱仪检测润滑油中 Fe、Al 颗粒速率研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(7): 60-63.

LIU Y, ZHAN H X, CHEN W T. Detection efficiency research on oil emission spectrometry for metal Fe-Al in the lubricating oil[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(7): 60-63.

[10] 刘峰, 周洪祥, 周文娟. 主成分分析在柴油发动机油液数据分析中的应用[J]. 光谱学与光谱分析, 2008, 28(1): 779-782.

LIU Y, ZHAN H X, ZHOU W Y. Application of pca in diesel engine oil spectrometric analysis[J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2008, 28(1): 779-782.

[11] 刘峰, 周洪祥, 陈伟冲. 基于主成分分析的润滑油性能监测性研究[C]// 2009 年全国测试仪器学术会议论文集. 南京: 中国测试学会, 2009: 708-709.

[12] TIAN L, ZHAN H X, ZHOU W Y. Application of factor analysis in a type diesel engine (90A)[C]// Proceedings of 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechanisms Automation. Changsha: IEEE Computer Society, 2010: 612-615.

[13] 高廷伟, 陈伟冲, 陈兆文. 柴油发动机润滑油特点及油液光谱分析检测研究[J]. 内燃机学报, 2008, 22(4): 371-376.

GAO J W, ZHANG P L, ZHANG Y T, et al. Study on wearing characteristics and diagnosis based on oil spectrum analysis[J]. Transactions of China, 2008, 22(4): 371-376.

[14] 刘永刚, 石基发, 周志才. 润滑油中磨屑的 X-荧光光谱测试方法研究与应用[J]. 润滑与密封, 2003, 28(1): 90-97.

LIU D F, SHI J F, ZHOU Z C. Research and application of new particles test method in lubricant based on oil spectrum exp[J]. Lubrication Engineering, 2003, 28(1): 90-97.

[15] 刘永刚, 周洪祥, 陈伟冲. 基于 X 射线能谱传感器的油液磨损性颗粒检测研究[J]. 润滑与密封, 2004, 29(2): 69-73.

- LIU Y T, TIAN H X, JIANG Y Z, et al. Research on oil film magnetic particles detection based on giant magnetoresistance sensor [J]. *Lubrication Engineering*, 2004, 29(2): 89-93.
- [16] 王烈东, 孙立坤, 周洪利, 等. 基于电磁感应原理的流道中颗粒检测新方法研究 [J]. 计量与测试技术, 2003(1): 4-6.
- WANG S J, SUN Y L, ZHANG H X, et al. Research on the measurement of sootey particles in oil based on electromagnetic induction principle [J]. *Metrology & Measurement Technique*, 2003(1): 4-6.
- [17] HOSHI 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, 43(4): 320-322.
- [18] 熊士洪, 李树村. 66720224 型柴油机油流监测研究 [J]. 内燃机学报, 2009, 23(1): 84-87.
- XIONG S H, LI S C. Research on oil monitoring for 66720224 diesel engine [J]. *Transactions of China*, 2009, 23(1): 84-87.
- [19] 王耀南, 周长林, 马彪. 基于发射光谱仪作油流分析故障诊断的新原理问题研究 [J]. 机械强度, 2006, 28(4): 389-397.
- WANG Y Q, ZHANG C H, MA B. Threshold problem on fault diagnosis of the atomic emission spectrometer oil analysis [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2006, 28(4): 389-397.
- [20] 王正军, 张瑞林, 程国全, 等. 装备变动确定石化状态监测 [J]. 四川化工学报, 2008, 20(2): 6-9.
- WANG Z J, ZHANG R L, CHEN C Q, et al. Recognition of working condition of equipment engine [J]. *Journal of Sichuan Chemical Industry*, 2008, 20(2): 6-9.
- [21] 向志伟, 张明, 王斌. 油流监测技术在新型柴油机故障诊断中的应用 [J]. 测频与测时, 2009, 24(4): 108-114.
- XIANG Z W, ZHANG M, WANG B. The application of oil monitoring techniques in the failure diagnosis of ship diesel engine [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(4): 108-114.
- [22] 高伟伟, 张瑞林, 程国全, 等. 油流光谱分析识别模型的建立 [J]. 内燃机工程, 2004, 25(4): 34-37.
- GAO W W, ZHANG R L, CHEN C Q, et al. Design of proportional model for oil spectrum analysis [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2004, 25(4): 34-37.
- [23] 俞峰, 傅成源. 谱分析方法在基于油流光谱分析的发动机磨损状态监测中的应用 [J]. 内燃机学报, 2006, 20(1): 285-293.
- YU F, FU C Y. Application of material units analysis method in the monitoring of working conditions in engines based on oil spectrum [J]. *Transactions of CIICE*, 2006, 24(1): 285-293.
- [24] 魏海军, 于洪亮, 关德林, 等. 测频油中微粒加利亚元素光谱分析研究 [J]. 光谱学与光谱分析, 2006, 26(4): 730-736.
- WEI H J, YU H L, GUAN D L, et al. MDA spectral analysis of additive element contents in lube oil [J]. *Spectroscopy and Spectral Analysis*, 2006, 26(4): 730-736.
- [25] 陈志伟, 朱东, 蔡卓建, 等. 测频油光谱数据关联度分析在发动机状态监测中的应用研究 [J]. 测频与测时, 2008, 23(4): 107-109.
- CHEN Z W, ZHU D, CAI Z J, et al. Application of correlation degree analysis of oil spectral data in condition monitoring of engine [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(4): 107-109.
- [26] 魏海军, 严峰, 王立志, 等. 测频油光谱分析特征信息研究 [J]. 测频与测时, 2008, 23(4): 103-109.
- WEI H J, YAN F, WANG L Z, et al. Study on the characteristic information of spectrum analysis of lubrication oil monitor [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(4): 103-109.
- [27] 张德强, 张子强, 张永国, 等. 新型飞机发动机测频油光谱分析原理制定方法研究 [J]. 测频与测时, 2008, 23(4): 95-97.
- ZHANG D Q, ZHANG Z Q, ZHANG Y C, et al. Research on the establishment of threshold of aircraft engine based on oil spectrum analysis [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(4): 95-97.
- [28] 陈永刚, 马彪, 马彪. 基于油流光谱分析的混合动力状态监测研究 [J]. 光谱学与光谱分析, 2009, 29(1): 749-751.
- CHEN Y G, MA B, MA Y. Test results on state monitor of PHEV by oil spectrometric analysis [J]. *Spectroscopy and Spectral Analysis*, 2009, 29(1): 749-751.
- [29] 张利华, 程平, 葛以强. 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, 2000, 24(3): 312-315.
- ZHANG L H, CHENG P, GE Y Q. Spectrum analysis of an equipment fault sample by means of neural network [J]. *Journal of Wuhan Transportation University*, 2000, 24(3): 312-315.
- [30] 吕峰, 贺志中, 董小利, 等. 油流监测数据的人工神经网络及支持向量机识别方法分析 [J]. 测频与测时, 2009, 24(1): 117-126.
- LYU F, HE Z Z, DONG X L, et al. Analysis on artificial neural network & support vector machine in prediction of oil analysis data [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(1): 117-126.
- [31] 王正军, 张瑞林, 程国全, 等. 基于 DA 证据理论的发动机故障诊断模型研究 [J]. 测频与测时, 2008, 23(4): 74-77.
- WANG Z J, ZHANG R L, CHEN C Q, et al. Engine information fusion fault diagnosis model based on the DA evidence theory [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(4): 74-77.
- [32] 高伟伟, 张瑞林, 吴定海, 等. 一种基于油流光谱分析和免疫原理的内燃机磨损的识别新方法 [J]. 内燃机工程, 2008, 29(1): 77-80.
- GAO W W, ZHANG R 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. 油流光谱分析方法监测列车齿轮 [J]. 武汉交通工程大学学报, 1994(2): 35-37.
- DONG Y Q. Application of spectrographic and spectrometric analysis to the monitoring of gearboxes for advanced passenger trains [J]. *Journal of Wuhan Institute of Water Transportation*

Engineering, 1980, 2(1), 27-34.

- [16] 黄桂林, 李德明. “预知”故障监测及自行修复[J]. 海军工程大学学报, 1980, 2(1), 1-12.

HUANG G L. Monitoring the various state of diesel engine and self-repairing[J]. Journal of the Naval Academy of Engineering, 1980, 2(1), 1-12.

- [18] 严新平, 赵友林, 李德明. 用一种神经网络预测时间序列型与试验研究[J]. 摩擦学学报, 1996, 16(4), 358-366.

YAN X P, ZHAO Y L, LI X F, et al. Prediction model and experiment for state of KDV180A 20 diesel engine[J]. Tribology, 1996, 16(4), 358-366.

- [16] 刘永凤, 王新发. 应用 FFT 进行机电诊断技术对在用油液进行监测研究[J]. 石油商技, 2014, 29(7), 80-83.

LIU Y F, WANG X F. Research on monitoring state oil by FFT-AR spectra[J]. Petroleum Products Application Research, 2014, 29(7), 80-83.

- [17] ANDERSSON B P, LIKKA M X, JOHNSON B, et al. Kinetic flow spectroscopy: a method for multi-dimensional analysis of particles in used lubricating oil[J]. Lubrication Engineering, 1999, 59(10), 507-510.

1999, 59(10), 507-510.

- [18] LIKKA M, NIKKILA B J, ANDERSSON B P. Kinetic flow spectroscopy: a recently improved method to detect and analyze large wear and contaminant particles in fluids[J]. Journal of ASTM International, 2005, 2(1), 1-12.

- [19] 严新平. 油液监测技术原理及多道分析仪的研制[J]. 中国设备工程, 2000(7), 67-69.

YAN X P. Think of constructing criterion system of oil monitoring technology[J]. China Plant Engineering, 2000(7), 67-69.

- [20] 严新平, 张月雷, 毛军红. 在线油液监测技术概述与展望, 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), 1-5.

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), 1-5.

- [21] YAN X P, ZHANG C H, LI X F, et al. A study of information technology used in oil monitoring[J]. Tribology International, 2008, 40(10), 879-886.

(上接第 106 页)

- [10] 向德成, 周立, 宋新伟. 重载荷启动摩擦试验机的研制[J]. 机电工程技术, 2009, 38(12), 83-85.

XIANG D C, ZHOU L, SONG X P. Development of heavy load sliding friction testing machine[J]. Mechanical and Electrical Engineering Technology, 2009, 38(12), 83-85.

- [11] 翟文杰, 王刚. 一种双向摩擦摩擦试验机的研制[J]. 机械设计与制造, 2009, 39(4), 687-69.

ZHANG W J, WANG C. Development of a kind of variable grinding friction test face machine[J]. Machine Design and Research, 2009, 19(4), 68-69.

- [12] 熊向坤, 王进华. 构建无刷双馈双向摩擦试验机及相关海洋摩擦学的研究[J]. 工程与试验, 2013(11), 1-5.

XIONG X K, WANG J X, WANG F Y. Development of the friction tester of slubbing deep sea high pressure and research on ocean tribology[J]. Engineering and Test, 2013(11), 1-5.

(上接第 110 页)

- [10] 冯文文, 李平, 张军. 非表面活性剂辅助六方相纳米二硫化钨的本体合成及其表征[J]. 河南科技大学学报: 自然科学版, 2009, 31(2), 96-99.

FENG W W, LI P, ZHANG J, et al. Surface-assisted hydrothermal synthesis and characterization of nano-sized 2H-MoS₂[J]. Journal of Henan University of Science & Technology (Natural Science), 2009, 31(2), 96-99.

- [11] 傅朝晖, 冯江平, 袁正念. 非表面活性剂辅助的层状法制各 W-MoS₂[J]. 无机化学学报, 2009, 33(8), 1170-1174.

FU C H, FENG J P, YUAN Z X, et al. Precipitation preparation of W-MoS₂ by addition of PEG as surface dispersion agent[J]. Chinese Journal of Inorganic Chemistry, 2009, 33(8), 1170-1174.

- [12] 傅朝晖, 高建明, 冯江平. 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, 40(7), 676-680.

FU C H, GAO J M, FENG J P. Effect of surfactants on preparation of MoS₂ nanoparticles[J]. Acta Petrolea Sinica, 2009, 40(7), 676-680.

(上接第 120 页)

- [3] 葛正. 张文电. ANSYS 14.0 有限元分析教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.

- [4] 李海平, 李丹, 孙振. 基于 ANSYS 的橡胶密封环用有限元分析[J]. 润滑与密封, 2005, 30(4), 82-85.

LI H P, LI D, SUN X. Finite element analysis of polyurethane bearing based on ANSYS[J]. Lubrication Engineering, 2005, 30

(4), 82-85.

- [5] 于刚. 橡胶密封环有限元分析与研究[D]. 天津: 天津理工大学, 2012.

- [6] 周峰. 橡胶衬套成型工艺型模流分析研究与有限元分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.

- [7] 徐同江. 基于 ANSYS 的 O 形密封圈的有限元分析[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

隋春明

(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密封油封油封泄漏故障问题,指出油封时,油封和检查位置材料不能满足要求,以及轴瓦与油封油盖过紧是造成油封泄漏大的主要原因,通过改善油封时,油封和检查位置材料,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,解决了电机油封泄漏问题。

关键词:电机;油封;技术改造;催化裂化装置

中图分类号:TH47 文献标志码:A 文章编号:0274-1079(2017)09-027-02

Technical Reformation of Main Air Blower Motor Oil Seal in Heavy Oil Fluid Catalytic Cracking Unit

SUI Chunming

(Petro China Guangxi Petrochemical Company, (Guangxi 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,烟机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,烟机回收系统节能效果显著,但年故障却十分惨痛。由于烟机与主风机等通常在高压、高速的服役环境下,且受到高速粉尘气流的冲刷,存在着大量的突发性、偶合性和相关性故障,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时泄漏与故障处理是关键薄弱环节^[1-3]。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、轴流风机、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20MW异步电动机。

炼厂主风机组一旦出现油封异常或泄漏故障,不但造成能量损失^[4],甚至引起装置停工,将直接影响整个催化裂化装置的运行周期和能耗水平,以及重油轻质化产品的品质。原厂电机在设计制造中标准低,存在着多缺陷,在运行周期内油封时泄漏严重。

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,对油封泄漏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保套端面很好地贴合,密封面之间存在着泄漏点。

(2) 油封为可中剖分结构。在实际运行中油封材料产生弹性变形,使其不能很好地与轴表面贴合,致使对中中剖分位置与轴表面产生^[5]。上下部分间隙过大,产生泄漏点。

(3) 油封保留长度过长且拉力不够,致使油封磨

- [2] 谭松斌, 王志成. 高静、静型增材制造可靠性与完整性的设计控制[J]. 制造与材料, 2017, 42(4): 119-120.
- TAN S B, WANG Z C, TAN J. Reliability and integrity analysis for the reliability design control techniques of additive and plastic molding[J]. Fabrication Engineering, 2017, 42(4): 119-120.
- [3] 孙旭东, 王志明, 黄兴. 增材技术的现状与发展趋势[J]. 制造与材料, 2016(4): 4-11.
- SUN X D, WANG Z C, HUANG X, et al. State-of-the-art and

future development of additve technology[J]. Fabrication Engineering, 2016(4): 4-11.

- [4] 周水华. 机械零件实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [5] 陈蔚华. 基于有限元模拟的疲劳应力分析[J]. 制造与材料, 2016, 41(5): 120-125.
- CHEN W H. Analysis of oil seal abrasion based on finite element simulation[J]. Fabrication Engineering, 2016, 41(5): 120-125.

《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为内容的技术性期刊。每月 28 号出版, 国际刊号 ISSN 1674-1986, 国内统一刊号 CN11-5661/TH, 面向全国公开发刊。《汽车零部件》内容上着重技术介绍, 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和国内外最新动态。刊物的主要栏目: 技术交流、研究与开发、检测与维修、动态与综述、技术新视野、市场与信息等等。

详细, 实例适中。

(3) 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》), 要同时提供参考文献对应的英文译文。需注意的是: 只高给本期刊载文章的英文译文; 文献标题不能自己翻译, 查原文献给出, 若原文无英文, 不必给出。

(4) 若本稿为国家自然科学基金等国家或部委的重点基金资助, 或曾获得国家或部委的奖励, 请在文章第一页的左上角注明。

(5) 一篇不得抄袭, 一切版权事宜由作者负责, 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, 25 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网等平台全文收录, 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, 如作者不同意文章输入上述数据库, 请在来稿时声明, 本刊将做适当处理。

投稿网址: www.qp-fjpa.com

编辑部电话: (020) 32165313

传真: (020) 32166650

地址: 广州番禺地区平流路 628 号

《汽车零部件》杂志社

邮政编码: 510700

基本要求:

(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, 600 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、方法、结果、结论、参考文献), 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摘要、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) 稿件应为计算机制作, 版面布局合理, 图形

(《汽车零部件》编辑部)

DOI: 10.3969/j.issn.1000-8861.2017.09.028

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 广西扶南 515008)

摘要: 结焦是导热油相关设备在运行过程中最常遇到的问题, 结焦会引起管路堵塞、传热效率下降、管路变形甚至管路爆裂引发重大事故等。以某石化公司的聚丙烯换热器为例, 合理导热油结焦相关的油品理化指标及结焦物的成分判定, 指出聚丙烯换热器的结焦是由于换热器温度明显高于正常温度及导热油流速过低所致。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: TQ127.2 **文献标志码:** B **文章编号:** 1000-8861(2017) 09-137-04

Research on Coking Issue and Health State Maintenance of Heat Transfer Oil

ZHANG Weidong

(Petro China Guangxi Petrochemical Company, Qionghou 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. The physicochemical index and chemical composition of coking were introduced. It was pointed out that the coking of polypropylene exchanger 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, 是利用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, 输送和操作方便等特点, 被广泛应用于石化行业, 例如石油裂化、催化裂化装置、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副产品精制后调剂为低硫加氢精制, 后者是以石油化工产品为原料, 按有机合成工艺制备。导热油的组分有二苯醚、联苯、萘及其烷基衍生物。常见的类型有萘基型、烷基萘型、氯化二联苯型等。

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, 导热油相关设备因结焦而影响换热效

率, 造成能耗增加, 换热效率下降, 引起金属变形, 极端情况下会因爆管导致火灾, 成为安全事故隐患^[2]。

1 设备导热油结焦机理

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, 自由基非会导致分子链的断裂, 其中部分为带有自由基的基团自由基, 带有自由基的自由基通过缩合反应相互结合, 使分子量增大。导热油按照结构—链烷—芳香族—稠环芳烷—胶质—沥青质的路线变化, 胶质的分子量在600—10 000范围内, 沥青质的分子量在700—60 000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因无法溶于导热油而迁移并粘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) 沥青质碳化阶段。吸附的沥青质会因温度

收稿日期: 2017-07-20

作者简介: 张伟东(1984—), 男, 工学学士, 助理工程师, 从事设备管理工作。E-mail: zhangweidong@petrochina.com.cn

上层等区域变得坚硬,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),硬度中等的中等结垢物(也称中度结垢物)和硬度较高的重度结垢物(也称为硬垢)。其中硬度较低的轻度结垢物是油品因热裂解、热氧化或其他因素而聚合生成稠青状稠稠物。在结垢过程中,稠碳、胶质、无机盐、胶质、橡胶聚合物、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

$$R_c = c_1 k_1 A^{n_1} (1 - k_2) \quad (1)$$

式中: R_c 代表结垢速度($\text{mg}/(\text{cm}^2 \cdot \text{h})$); c_1 为结垢母体质量浓度(mg/cm^3); n_1 为反应级数; A 为前因子($\text{mg}^{1-n_1} \cdot \text{cm}^{2n_1} / \text{h}$); k_1 为活化能(kJ/mol); k_2 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

$$R_c = c_2 d^a / k^b \quad (2)$$

式中: R_c 代表结垢速度; c_2 代表方程系数; d 代表炉管直径; k 代表雷诺数。

从公式(2)来看,结垢速度 R_c 与导热油受供温度 T 和加热管径 d 呈正相关,与油流速度呈负相关。

2 案例分析

某石化公司的聚丙烯压机筒体为挤压机的关键部件,它起到搅拌、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℃,配套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,导热油为某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。后加入200 L副产导热油故障有所缓解,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。

将用在导热油与副油进行了检测对比,结果如表1所示,可以看出,相比于副油,在用油的运动黏度(20℃)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。运动黏度的升高降低了油品内摩擦,使分子发生聚合反应。由小分子聚合为大分子,增加了油品内摩擦;酸值增加与油品氧化产生有机酸有关。同时,氧化过程中产生的羧类会生成酯,产生的酯类也会水解成酸。羧会引起酸值增加;水的存在可能会引起机

械化剂等添加剂的水解,导致油品氧化增加,引发酸度升高,酸值增加;闪点的降低则是源于油品热裂解生成轻质组分。这些理化指标的变化均符合导热油结垢的典型特征。

表1 导热油检测指标检测数据

Table 1 The physicochemical testing data of heat transfer oils

名称	导热油 (在用油)	导热油 (副油)
运动黏度(20℃)(m^2/s)	55.29	48.39
运动黏度(80℃)(m^2/s)	4.899	4.700
密度(20℃)(kg/m^3)	1.044.0	1.042.0
总酸值(以KOH计)(mg/g)	6.13	0.62
水分质量/%	4.8	2.9
闪点/闭口/℃	230	280
闭口/闭口/℃	200	215

械红外光谱图特征吸收峰分析(见图1),该结垢物在波数为2916、2853、1453 cm^{-1} 处的特征吸收峰符合甲基(-CH₃)的红外特征。在波数为1669、1625、1373、1306、1147、699 cm^{-1} 处的吸收峰符合单取代苯环(-C₆H₅)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比重的不上油、压力低等问题归因于管道内积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泵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有明显高于监测温度,过高的热流密度加快了结垢物的生成,或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。

泵拆除结垢后,热炉炉的耗电量降低了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对系统是否存在过热源及工艺介质杂质进行检查确认。同时及时对导热油系统进行检修处理,对管路进行了全面清理,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, 保证在操作阶段, 对流效的快速响应出口温度、温度控制在允许范围内, 同时加快过滤器压降、温度监控, 及时清

洗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。

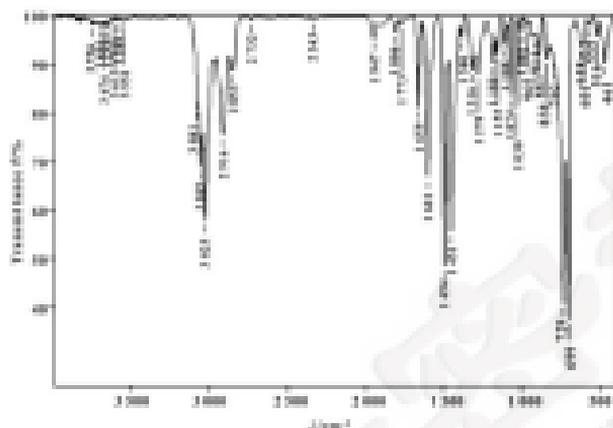


图1 导热油红外光谱图

Fig. 1 Infrared spectrum image of boiler

3 设备导热油结焦引发的隐患和危害

由于结焦物是非纯物质, 导热油结焦会产生隔热层, 导致传热系数下降、排烟温度升高、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 ℃, 假设炉管内温度达到 270 ℃, 炉管外的加热温度至少需要达到 570 ℃, 持续的高温会引起炉管的软化, 当炉管受到内部压力的作用时会起翘变形, 引发炉管漏油, 在火源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化和聚合反应, 这先反应会引起导热油黏度增大、烟点升高、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、设备保养等方面的技术内容^[4]。

4.1 选择合适导热油并进行入厂验收

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都要进行检测, 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值、烟点值、结焦物成分或红外光谱特征, 进而通过这些指标监测结焦物的生成。根据现场的导热油结焦经验, 可以确定导热油劣化指标及温度、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无法不易存留行垢或沉积物; 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

对导热油系统的温度波动范围、流速、负荷、压力进行合理控制, 避免急火升温 (其所用温度应控制在 45—60 ℃/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, 加热炉前应预先开启导热

标准,制定科学完整的操作规程,确保生产的正常运行。避免系统多数控制不当引起的故障发生。

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,将内部的结焦物、杂质、油泥等清理干净,有利于减少积炭和油质变质的影响;同时及时对加热器、导热油泵的检查情况进行检查,防止空气、水分、污杂物进入导热油循环系统。

4.4 导热油的清洁技术

导热油结焦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,导热油清洁技术可以分为物理除焦法和化学除焦法两类^[1]。

4.4.1 化学除焦法

化学除焦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,通过加热、循环冲洗,达到除焦的目的。主要有无机试剂清洗法、强碱清洗法、复合清洗剂清洗法、有机添加剂法。

(1) 无机试剂清洗法的步骤:排干导热油→拆卸清洗管路去除残留导热油→蒸汽流吹扫管路及溶剂→碱性清洗剂预冲洗→热水冲洗→酸性清洗剂预冲洗→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) 强碱清洗法的步骤:排干导热油→蒸汽吹扫管路→有机溶剂清洗液(有机溶剂+助剂+SAK)→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、润湿、吸附、乳化等作用去除焦。清洗剂润湿结焦物与金属管壁内壁,使结焦物对金属壁的吸附力逐渐弱化、脱落,分散成悬浮的微小颗粒,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:排干导热油→蒸汽吹扫管路→复合清洗剂循环清洗。该方法的原理是结焦物被清洗剂润湿后变成胶束不断乳化,经多次机械冲刷后,黏附力下降的乳化物脱离传热表面,进入清洗剂被清洗出来。复合清洗剂既能有效乳化、分散积炭,也能有效地溶解有机氮化合物,工序简单,基本无腐蚀,但必须在设备停机时操作。

(4) 有机添加剂法的步骤:向运行中的导热油加入添加剂→随导热油循环运转→过滤分离。该方法利用的是有机添加剂与结焦物的相溶相容原理。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,是近年来较为推崇的一种除焦方法。

4.4.2 物理除焦法

(1) 机械除焦法:该方法是利用大小不同的塑料磨在压缩空气的高速喷射下,将结焦物从管路内壁刮下来。该方法对设备有损伤隐患,只是对导热油炉的弯头、盘管等位置除焦效果差。

(2) 热冲击除焦法:该方法是根据钢材和结焦物的热膨胀系数不同将炉管加热到300~600℃,然后急速吹入冷空气,大幅温差引起的热冲击使灰壳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) 高压水冲击除焦法:该方法适用于除去轻度至中等结焦物,除深度结焦物效果较差而且需要专用防护管箍。除焦后还需要修复炉管,工序复杂,维护管理难度大。

5 结语

导热油结焦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,能够有效预防或减缓结焦物的形成。在结焦物处理方面,有机添加剂法能实现在线除焦,根据其具体情况应用多种除焦方法相结合的方式能够取得良好效果。

参考文献

- [1] 陶本功. 导热油结焦机理、清洗技术与新型一代导热油[J]. 中国化工, 1997(1): 9-9.
- [2] 石德平, 周月强, 王刚. 导热油结焦对高背压精制热系数的影响[J]. 佛山陶瓷, 2004(10): 26-27.
- [3] 冯磊. 导热油结焦机理与清洗技术探讨[J]. 工业锅炉, 2008(1): 40-43.
- [4] HONG H. Discussion on solid deposit mechanism and cleaning technology of the heat transfer oil[J]. Industrial Boiler, 2008(1): 40-43.
- [5] 王兆华. 导热油的结焦机理及预防措施[J]. 宁夏大学学报(自然科学版), 1998, 19(2): 142-143.
- [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): 142-143.
- [7] 李志辉. 导热油加热器结焦问题及控制策略初探研究[J]. 化工管理, 2004(10): 113.
- [8] 李林, 杨进明. 导热油加热器结焦问题的原因分析及控制[J]. 广东化工, 2003(2): 87-88.
- [9] LI F, YANG H M. Analysis and control for solid deposit in heater with thermal oil[J]. Cleaning Chemical Fibers, 2004(2): 82-86.
- [10] 杨明强, 张利强. 导热油氧化结焦物的高压水射流清洗[J]. 清洗世界, 2006, 20(2): 43-44.
- [11] YANG H Y, ZHANG H L. Cleaning of organic heating medium carbonized scale by high pressure water jet[J]. Cleaning World, 2006, 20(2): 43-44.

国家重点新产品

本公司研发生产的耐磨夹布导向带，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重进口的现状。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，诚实守信为宗旨，竭诚与你合作。



高强度耐磨耐圈夹布导向环

★产品特点

耐高压 耐摩擦 耐介质 高强度 高弹性

★耐磨特性

抗压强度高 耐磨强度大 厚薄贴合好
摩擦系数低 耐磨性特优 热尺寸稳定

★使用特性

品质卓越、质地均匀、质量稳定、经久耐用、不易损坏、使用寿命长、为液压缸油缸配套件。



胶圈专用土油缸



高强度耐圈夹布衬套



高强度耐磨耐圈夹布导向环

**通过ISO9001:2008
质量体系认证**

地址：河北省衡水工业园区
 电话：0318-4088100
 传真：0318-4088199
 手机：13903181900 13703185578
 网址：www.linier.net
 邮箱：linier@linier.com
 邮编：053000

