

摩擦学原理

(第2版)

温诗铸 黄 平

清华大学出版社

(京)新登字 158 号

内 容 简 介

本书取材于摩擦学研究最新进展以及作者和同事们长期从事该领域研究的成果,系统地阐述摩擦学的基本原理与应用,全面反映现代摩擦学的研究状况和发展趋势。

全书共 18 章,由润滑理论与润滑设计、摩擦磨损机理与控制、应用摩擦学等三部分组成。除摩擦学传统内容外,还论述了摩擦学与相关学科交叉而形成的研究领域。本书针对工程实际中各种摩擦学现象,着重阐述在摩擦过程中的变化规律和特征,进而介绍基本理论和分析计算方法以及实验测试技术,并说明它们在工程中的实际应用。

本书可作为机械设计与理论专业的研究生教材和高等院校机械工程各类专业师生的教学参考书,亦可供从事机械设计和研究的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

摩擦学原理/温诗铸,黄平著.-2版.-北京:清华大学出版社,2002

ISBN 7-302-05904-7

.摩... . 温... 黄... .摩擦学 . O313 .5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 073677 号

出 版 者:清华大学出版社(北京清华大学学研大厦,邮编 100084)

[http:// www .tup .tsinghua .edu .cn](http://www.tup.tsinghua.edu.cn)

责任编辑:金文织

印 刷 者:清华大学印刷厂

发 行 者:新华书店总店北京发行所

开 本:787×1092 1/16 印张:33.5 彩插:1 字数:563 千字

版 次:2002 年 11 月第 2 版 2002 年 11 月第 1 次印刷

书 号:ISBN 7-302-05904-7/ TH·104

印 数:0001~2000

定 价:66.00 元

Preface

This book is a compilation of the current developments from the tribology research results of the author and his co-workers for a long term . It is a systematic presentation of tribology fundamentals and their application . It also shows the current state and development trend in tribology research .

There are eighteen chapters in the book , consisting of three parts including lubrication theory and lubrication design, friction and wear mechanism and control, and applied tribology . Besides the classical tribology contents, it also covers scopes of intercross research areas of tribology . This book focuses on the regularities and characteristics of the tribological phenomena in the practice . Furthermore, it presents the basic theory, numerical analysis methods and experimental measuring techniques of tribology as well as their application in engineering .

This book is intended for use as a textbook for senior-level or graduate-level students majoring in mechanology or in the related fields in the universities . It can also be served as a valuable reference for practicing engineers active in machine design and research .

前 言

摩擦学作为一门实践性很强的技术基础学科,它的形成和发展与社会生产要求和科学技术的进步密切相关,因而摩擦学的研究模式和研究范畴也在不断发展。

早期的摩擦学研究以 18 世纪 G .Amontons 和 C .A .Coulomb 对固体摩擦的研究为代表,他们根据大量的试验归纳出滑动摩擦的经典公式。这一时期的研究是以试验为基础的经验研究模式。19 世纪末, O .Reynolds 根据粘性流体力学揭示出润滑膜的承载机理,并建立表征润滑膜力学特性的基本方程,奠定了流体润滑的理论基础,从而开创了基于连续介质力学的研究模式。在 20 世纪 20 年代以后,由于生产发展的需要,摩擦学的研究领域得以进一步扩大。其间, W .B .Hardy 提出依靠润滑油中的极性分子与金属表面的物理化学作用而形成吸附膜的边界润滑理论,推动了润滑剂和添加剂化学研究; G .A .Tomlinson 从分子运动角度解释固体滑动过程的能量转换和摩擦起因;特别是 F .P .Bowdon 和 D .Tabor 建立了以粘着效应和犁沟效应为基础的摩擦磨损理论等。这些研究不仅扩展了摩擦学的范畴,而且促使它发展成为一门涉及力学、材料科学、热物理和物理化学等的边缘学科,从而开创了多学科综合研究的模式。

1965 年英国教育科学研究部发表《关于摩擦学教育和研究报告》,首次提出 Tribology(摩擦学)一词扼要地定义为“关于摩擦过程的科学”。此后,摩擦学作为一门独立的学科受到世界各国工业界和教育研究部门的普遍重视,摩擦学研究进入了一个新的发展时期。

随着理论与应用研究的深入开展,人们认识到:为了有效地发挥摩擦学在经济建设中的潜在效益,在研究模式上的发展趋势将是由宏观进入微观,由定性进入定量,由静态进入动态,由单一学科的分析进入多学科的综合研究。同时,研究领域也逐步扩展,开始从分析摩擦学现象为主逐步向着分析与控制相结合,甚至以控制摩擦学性能为目标的方向发展。此外,摩擦学研究工作也从以往主要面向设备维修和技术改造逐步进入机械产品的创新设

计领域。

现代科学技术特别是信息科学、材料科学和纳米科技的发展对摩擦学研究起着巨大的推动作用。例如,随着计算机科学和数值分析技术的迅猛发展,许多复杂的摩擦学现象有可能进行相当精确的定量计算。在流体润滑研究中采用数值模拟分析方法,已经建立了能够考虑多项实际因素综合影响的润滑理论,为现代机械润滑设计提供更加符合实际的理论基础。

又如,由于电子显微镜及各种材料表面微观分析仪器的商品化和广泛应用,为磨损表面层分析提供了研究磨损机理的手段。与此同时,材料科学的发展促使许多新材料以及一系列表面处理技术的出现,对磨损研究向着广度和深度发展起着重要的推动作用。现代磨损研究的领域已从金属材料为主体扩展到非金属材料包括陶瓷、聚合物及复杂材料的研究。而表面处理技术即利用各种物理、化学或机械的方法使材料表面层具有优异的性能已成为近年来摩擦学研究中发展最为迅速的领域之一。

纳米科技的发展派生出一系列新学科,纳米摩擦学或称微观摩擦学就是其中之一。它的迅速兴起也是本学科发展的必然趋势,因为摩擦学的研究对象是发生在摩擦表面和界面上的微观动态行为与变化,而在摩擦过程中界面所表现出的宏观特性与微观结构密切相关。而纳米摩擦学提供了一种新的研究模式,即从原子分子尺度上揭示摩擦磨损与润滑机理,从而建立材料微观结构与宏观特性之间的构性关系,这将更加符合摩擦学的研究规律。可以说,纳米摩擦学的出现标志着摩擦学发展进入了一个新阶段。

此外,摩擦学作为一门边缘学科往往与其他学科相互交叉渗透从而形成新的研究领域,这是摩擦学发展的显著特点。近年来出现的摩擦化学、生物摩擦学、生态摩擦学等有可能成为今后的重点研究领域。

本书是在作者以前出版的《摩擦学原理》(清华大学出版社 1990 年出版)的基础上重新编写而成的。该书曾两次印刷,发行 8000 册,并获 1992 年第六届全国优秀科技图书二等奖。本书编写试图反映现代摩擦学的全貌,尽可能地介绍新的研究领域和发展趋势。显然,这些新的研究领域在理论和实践上目前都还不够成熟,通过简略的阐述希望能够引起读者关注和推动这些领域的发展。对于本学科的经典内容,凡属基本的也力求陈述清楚。

由于摩擦学涉及的范围广泛,而本书的篇幅有限,因此在取材和论述方面必然存在不妥和不足之处,敬请广大读者批评指正。

作者邀请同事多年的黄平教授共同编写本书。黄平教授在摩擦学研究

中取得的丰硕成果,以及他的创新精神给作者以深刻的印象。在本书出版之际,作者对于黄平教授的合作和他付出的辛勤劳动致以谢意。同时,在本书编写中,引用了国内外许多学者的研究成果,对于他们,以及数十年来与作者通力合作为清华大学摩擦学研究的发展作出贡献,并为本书编写给予热情支持与帮助的同事们和研究生们,表示最真诚的感谢。

温诗铸

2002 年元旦于清华园

目 录

前言 1

第一篇 润滑理论与润滑设计

第 1 章	润滑膜流变特性.....	2
1.1	润滑状态	3
1.2	润滑油的密度	5
1.3	流体的粘度	6
1.4	非牛顿流体.....	12
1.5	粘度的测量与换算	18
第 2 章	流体润滑理论基础	22
2.1	雷诺方程.....	23
2.2	流体动压润滑.....	27
2.3	线、点接触问题的弹性力学基础	31
2.4	弹性流体动压润滑(入口区分析).....	36
2.5	润滑脂的润滑简介.....	40
2.6	广义雷诺方程.....	42
第 3 章	润滑计算的数值解法	50
3.1	雷诺方程的数值解法.....	51
3.2	能量方程的数值解法.....	63
3.3	弹性流体动压润滑数值解法.....	68
3.4	多重网格法求解润滑问题.....	79
第 4 章	典型机械零件的润滑设计	94
4.1	滑块与推力轴承.....	94

4.2	径向滑动轴承	100
4.3	静压润滑	107
4.4	挤压膜轴承	112
4.5	动载轴承	116
4.6	气体轴承	124
4.7	滚动轴承	129
4.8	齿轮传动	132
4.9	凸轮机构	138
4.10	弹流润滑状态图.....	140
第5章	特殊流体介质润滑.....	147
5.1	磁流体润滑	147
5.2	微极流体润滑	154
5.3	液晶润滑	161
5.4	陶瓷水润滑薄膜中的双电层效应	170
第6章	边界润滑与添加剂.....	179
6.1	流体润滑向边界润滑的转化	179
6.2	边界润滑的类型	181
6.3	边界润滑的理论	189
6.4	润滑油的添加剂	194
第7章	润滑状态转化与薄膜润滑.....	200
7.1	弹流润滑研究展望	201
7.2	润滑状态转化	206
7.3	薄膜润滑的特征	211
7.4	薄膜润滑数值分析	224
第8章	润滑失效与混合润滑.....	230
8.1	粗糙度及材料粘弹性对润滑失效的影响	230
8.2	流体极限切应力对润滑失效的影响	236
8.3	温度效应对润滑失效的影响	242
8.4	混合润滑状态	246

第二篇 摩擦磨损机理与控制

第 9 章	表面形态与表面接触.....	256
9.1	表面形貌参数	256
9.2	表面形貌的统计参数	259
9.3	表层结构与表面性质	263
9.4	粗糙表面的接触	265
第 10 章	固体摩擦与控制	271
10.1	摩擦的基本特性.....	271
10.2	经典摩擦理论.....	274
10.3	粘着摩擦理论.....	276
10.4	摩擦二项式定律.....	282
10.5	滑动摩擦的影响因素.....	284
10.6	滚动摩擦.....	287
10.7	滑动摩擦的其他问题.....	289
第 11 章	磨损特征与机理	301
11.1	磨损的分类.....	302
11.2	磨粒磨损.....	305
11.3	粘着磨损.....	310
11.4	疲劳磨损.....	319
11.5	腐蚀磨损.....	331
第 12 章	宏观磨损规律与磨损理论	336
12.1	摩擦副材料.....	337
12.2	磨损过程曲线.....	340
12.3	表面品质与磨损.....	344
12.4	粘着磨损理论.....	348
12.5	能量磨损理论.....	350
12.6	剥层理论与疲劳磨损理论.....	351
12.7	磨损计算.....	354

第 13 章	抗磨损设计与表面涂层	361
13 1	润滑油脂与添加剂选择.....	361
13 2	摩擦副材料选配原则.....	368
13 3	表面涂层.....	372
13 4	涂层性能测试.....	381

第 14 章	摩擦磨损实验与状态检测	390
14 1	摩擦磨损实验方法与装置.....	390
14 2	磨损量的测量.....	394
14 3	摩擦表面形态的分析.....	401
14 4	磨损状态的检测.....	404
14 5	磨损失效分析.....	407

第三篇 应用摩擦学

第 15 章	微观摩擦学	412
15 1	微观摩擦.....	412
15 2	微接触与粘着现象.....	420
15 3	微观磨损.....	424
15 4	分子膜与边界润滑.....	430

第 16 章	金属成形摩擦学	442
16 1	成形中的力学基础.....	443
16 2	锻造摩擦学.....	447
16 3	拉拔摩擦学.....	452
16 4	轧制摩擦学.....	463

第 17 章	生物摩擦学	472
17 1	生物软组织的力学基础简介.....	472
17 2	关节润滑液的特性.....	476
17 3	人和动物关节的润滑.....	479
17 4	人工关节的摩擦.....	484
17 5	人体关节的磨损.....	486
17 6	其他生物摩擦研究.....	489

第 18 章	生态摩擦学	491
18 1	超滑技术.....	491
18 2	磨损表面的修复技术.....	498
18 3	摩擦噪声与控制.....	499
18 4	绿色润滑油.....	511

Contents

Introduction 1

Part One Lubrication Theory and Lubrication Design

Chapter 1 Rheological Properties of Lubrication Film 2

 1 .1 Lubrication States 3

 1 .2 Density of Lubricants 5

 1 .3 Viscosity of Fluids 6

 1 .4 Non-Newtonian Fluids 12

 1 .5 Measurement and Exchange of Viscosity 18

Chapter 2 Basic of Hydrodynamic Lubrication Theory 22

 2 .1 Reynolds Equation 23

 2 .2 Hydrodynamic Lubrication 27

 2 .3 Basic Elasticity Theory of Line and Point
 Contact Problems 31

 2 .4 Elastohydrodynamic Lubrication (inlet analysis) 36

 2 .5 Grease Lubrication 40

 2 .6 Generalized Reynolds Equation 42

Chapter 3 Numerical Solutions of Lubrication Calculation 50

 3 .1 Numerical Solutions of Reynolds Equation 51

 3 .2 Numerical Solutions of Energy Equation 63

 3 .3 Numerical Solutions of Elastohydrodynamic Lubrication ... 68

 3 .4 Multi-grid Level Method Used in Lubrication Problems ... 79

Chapter 4	Lubrication Design of Typical Machine Parts	94
4.1	Slider and Thrust Bearing	94
4.2	Journal Bearing	100
4.3	Hydrostatic Lubrication	107
4.4	Squeezing Bearing	112
4.5	Dynamic Bearing	116
4.6	Gas Bearing	124
4.7	Rolling Bearing	129
4.8	Gear Transmission	132
4.9	Cam Machinery	138
4.10	Elastohydrodynamic Lubrication State	140
Chapter 5	Lubrication of Special Fluid Medias	147
5.1	Magneto Fluid Lubrication	147
5.2	Micro-polar Fluid Lubrication	154
5.3	Liquid Crystal Lubrication	161
5.4	Double Electric Layer Effect in Ceramic Water Thin film Lubrication	170
Chapter 6	Boundary Lubrication and Additives	179
6.1	Transformation from Hydrodynamic Lubrication to Boundary Lubrication	179
6.2	Types of Boundary Lubrication	181
6.3	Theory of Boundary Lubrication	189
6.4	Additives of Lubricant	194
Chapter 7	Transformation of Lubrication States and Thin Film Lubrication	200
7.1	Prospect of Elastohydrodynamic Lubrication Study	201
7.2	Transformation of Lubrication States	206
7.3	Characteristics of Thin Film Lubrication	211
7.4	Numerical Analysis of Thin Film Lubrication	224

Chapter 8	Lubrication Failure and Mixed Lubrication	230
8.1	Influence of Roughness and Material Visco-elastic Property on Lubrication Failure	230
8.2	Influence of Fluid Limiting Shear Stress on Lubrication Failure	236
8.3	Influence of Temperature on Lubrication Failure	242
8.4	Mixed Lubrication	246

Part Two Friction and Wear Mechanism and Friction Control

Chapter 9	Surface Forms and Surface Contacts	256
9.1	Parameters of Surface Topography	256
9.2	Statistic Parameters of Surface Topography	259
9.3	Superficial Structure and Surface Properties	263
9.4	Rough Surface Contacts	265
Chapter 10	Solid Friction and Friction Control	271
10.1	The Basic Characteristics of Friction	271
10.2	Classical Friction Theory	274
10.3	Adhesive Friction Theory	276
10.4	Friction Binomial Law	282
10.5	Influence Factors on Sliding Friction	284
10.6	Rolling Friction	287
10.7	Sliding Friction and Other Problems	289
Chapter 11	Wear Characteristics and Mechanism	301
11.1	Wear Classification	302
11.2	Particle Wear	305
11.3	Adhesive Wear	310
11.4	Fatigue Wear	319
11.5	Corrosion Wear	331
Chapter 12	Macro Wear Regularities and Wear Theory	336
12.1	Materials of Friction Pair	337

12 2	Curves of Wear Processes	340
12 3	Surface Quality and Wear	344
12 4	Adhesive Wear Theory	348
12 5	Energy Wear Theory	350
12 6	Spalling Theory and Fatigue Wear Theory	351
12 7	Wear Calculation	354
Chapter 13	Anti-Wear Designs and Surface Coatings	361
13 1	Choice of Lubrication Oil, Grease and Additive	361
13 2	Principles of Friction Pair Material Choice	368
13 3	Surface Coatings	372
13 4	Measurement of Coating Properties	381
Chapter 14	Friction and Wear Experiment and State Detection ...	390
14 1	Methods and Equipments of Friction and Wear Experimental	390
14 2	Measurement of Wear	394
14 3	Form Analysis of Friction Surface	401
14 4	Detection of Wear States	404
14 5	Analysis of Wear Failure	407

Part Three Applied Tribology

Chapter 15	Micro Tribology	412
15 1	Micro Friction	412
15 2	Micro Contact and Adhesive Phenomena	420
15 3	Micro Wear	424
15 4	Molecular Film and Boundary Lubrication	430
Chapter 16	Metal Forming Tribology	442
16 1	Mechanics Basics in Forming Technology	443
16 2	Forge Tribology	447
16 3	Drawing Tribology	452
16 4	Milling Tribology	463

Chapter 17	Biological Tribology	472
17.1	Fundamental of Mechanics on Biological Soft Tissue	472
17.2	Characteristics of Joint Liquid Lubricant	476
17.3	Men and Animal Joint Lubrications	479
17.4	Friction of Joint Prosthesis	484
17.5	Wear of Joint Prosthesis	486
17.6	Other Biological Tribology Studies	489
Chapter 18	Ecotypical Tribology	491
18.1	Super Sliding Technique	491
18.2	Wear Surface Prosthesis	498
18.3	Friction Noise and Its Control	499
18.4	Green Lubricants	511

第一篇

润滑理论与润滑设计

第 1 章

润滑膜流变特性

在现代工业中,用作润滑剂的流体种类繁多,除最常用的润滑油和润滑脂之外,空气或气体润滑现在已相当普遍,用水或其他工业流体作为润滑剂也日益广泛,例如在核反应堆里采用液态金属钠润滑。在某些场合也可以使用固体润滑剂,例如石墨、二硫化钼或聚四氟乙烯(PTFE)等。本章仅限于讨论与润滑理论相关的流体润滑剂的密度和粘度两种物理性能。

在润滑理论的分析中,润滑剂最重要的物理性质是它的粘度。在一定的工况条件下,润滑剂的粘度是决定润滑膜厚度的主要因素。例如,对于流体动压润滑,润滑膜厚度与粘度成正比;而在弹性流体动压润滑下,润滑膜厚度与粘度的 0.7 次方成正比。虽然润滑剂的粘度不直接影响边界润滑膜厚度,但对于边界润滑下的粗糙表面,由于在接触峰点之间形成的油包也承受一部分载荷,而润滑剂的粘度与油包的承载能力密切相关。

另一方面,粘度也是影响摩擦力的重要因素。高粘度的润滑剂不仅引起很大的摩擦损失和发热,而且难以对流散热。这样,由于摩擦温度的升高,可能导致润滑膜破裂和表面磨损,所以,对于任何实际的工况条件都存在着合理的粘度值范围。

以点线接触为特征的弹性流体动压润滑性能主要取决于润滑剂的流变特性。在这种情况下接触区内润滑膜很薄(一般为 μm 量级)、油膜压力很高(可达 GPa 量级)、高切应变率(常在 10^7 s^{-1} 量级)、通常接触区很短(通过时间为 10^{-3} s 量级),此外还伴随着高温。因此,处于这种条件下的润滑膜性质将不同于牛顿流体,所以有必要研究在这类接触状态下润滑剂的流变特性。实验证明,对弹性流体动压润滑,用牛顿流体模型导出的油膜厚度公式通常是适用的。然而,用牛顿流体模型来计算摩擦力和温度场往往会产生较大的误差。因此,在热弹性流体动压润滑计算中,润滑剂应采用更符合

实际的非牛顿流体模型,这都涉及到润滑剂流变学的问题。流变润滑理论的研究不仅关系到更准确地反映润滑机理,同时在节能和提高表面的磨损寿命方面 also 具有重要的意义。

1 1 润滑状态

润滑的目的是在摩擦表面之间形成具有法向承载能力而切向剪切强度低的润滑膜,用它来减少摩擦阻力和降低材料磨损。润滑膜可以是液体或气体组成的流体膜或者固体膜。根据润滑膜的形成原理和特征,润滑状态可以分为:(1)流体动压润滑;(2)流体静压润滑;(3)弹性流体动压润滑(简称弹流润滑);(4)薄膜润滑;(5)边界润滑;(6)干摩擦状态等 6 种基本状态。表 1-1 列出了各种润滑状态的基本特征。

表 1-1 各种润滑状态的基本特征

润滑状态	典型膜厚	润滑膜形成方式	应 用
流体动压润滑	1 ~ 100μm	由摩擦表面的相对运动所产生的动压效应形成流体润滑膜	中高速下的面接触摩擦副,如滑动轴承
液体静压润滑	1 ~ 100μm	通过外部压力将流体送到摩擦表面之间,强制形成润滑膜	各种速度下的面接触摩擦副,如滑动轴承、导轨等
弹性流体动压润滑	0.1 ~ 1μm	与流体动压润滑相同	中高速下点线接触摩擦副,如齿轮、滚动轴承等
薄膜润滑	10 ~ 100nm	与流体动压润滑相同	低速下的点线接触高精度摩擦副,如精密滚动轴承等
边界润滑	1 ~ 50nm	润滑油分子与金属表面产生物理或化学作用而形成润滑膜	低速重载条件下的高精度摩擦副
干摩擦	1 ~ 10nm	表面氧化膜、气体吸附膜等	无润滑或自润滑的摩擦副

各种润滑状态所形成的润滑膜厚度不同,但是单纯由润滑膜的厚度还不能准确地判断润滑状态,尚需与表面粗糙度进行对比。图 1-1 列出润滑膜厚度与粗糙度的数量级。只有当润滑膜厚度足以超过两表面的粗糙峰高度时,才有可能完全避免峰点接触而实现全膜流体润滑。对于实际机械中

的摩擦副,通常总是几种润滑状态同时存在,统称为混合润滑状态。

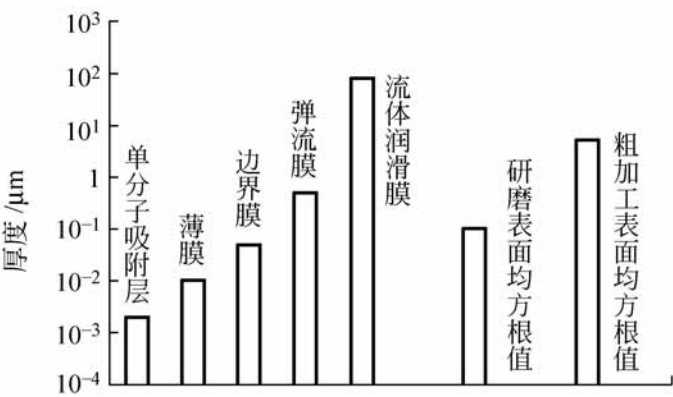


图 1-1 润滑膜厚度与粗糙度

根据润滑膜厚度鉴别润滑状态的办法是可靠的,但由于测量上的困难,往往不便于采用。另外,也可以用摩擦系数值作为判断各种润滑状态的依据。图 1-2 为摩擦系数的典型数值。

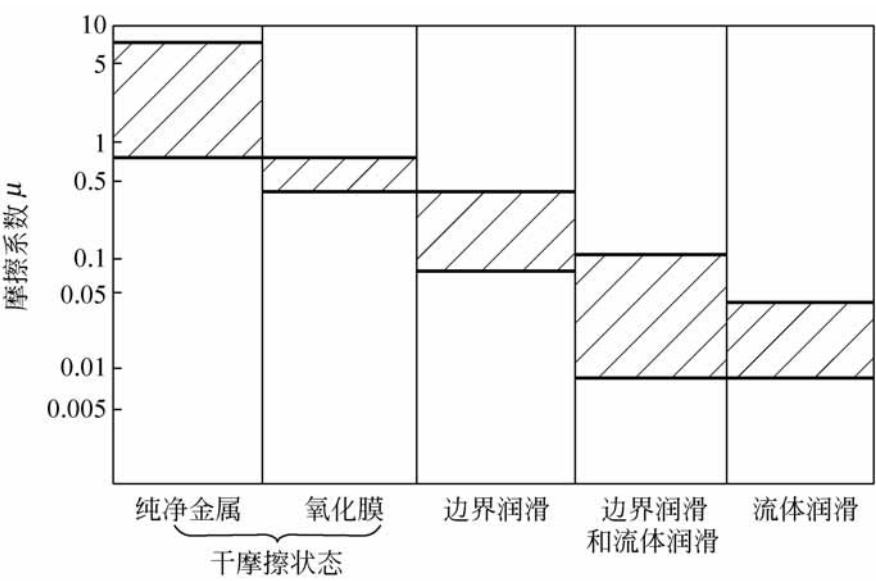


图 1-2 摩擦系数的典型值

随着工况参数的改变将导致润滑状态的转化。图 1-3 是典型的 Strei-beck 曲线,它给出滑动轴承的润滑状态转化过程以及摩擦系数随无量纲轴承特性数的变化。这里, η 为润滑油粘度; U 为滑动速度; p 为轴承单位面积载荷。

应当指出:研究各种润滑状态的特性及其变化规律所涉及的学科各不相同,处理问题的方法也不一样。对于流体润滑状态,包括流体动压润滑和流体静压润滑,主要是应用粘性流体力学和传热学等来计算润滑膜的承载

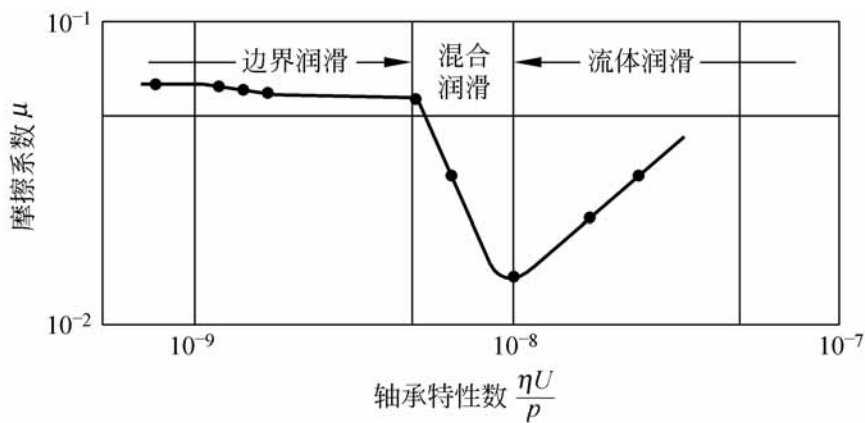


图 1-3 Streibeck 曲线

能力及其他力学特性。在弹性流体动压润滑中,由于载荷集中作用,还要根据弹性力学分析接触表面的变形以及润滑剂的流变学性能。对于边界润滑状态,则是从物理化学的角度研究润滑膜的形成与破坏机理。薄膜润滑兼有流体润滑和边界润滑的特性。而干摩擦状态中,主要的问题是限制磨损,它将涉及到材料科学、弹塑性力学、传热学、物理化学等内容。

1 2 润滑油的密度

密度是润滑剂最常用的物理指标之一。在润滑分析中,通常认为润滑油是不可压缩的,并且忽略热膨胀的影响,因而将密度视为常量。一般以 20 ℃ 时的密度作为标准。表 1-2 给出了部分基础润滑油的密度。

表 1-2 部分基础润滑油的密度

润 滑 油	密度/ g/ cm ³	润 滑 油	密度/ g/ cm ³
三磷酸酯	0.915 ~ 0.937	水溶性聚亚烷基乙二醇	1.03 ~ 1.06
二苯基磷酸酯	0.990	非水溶聚亚烷基乙二醇	0.98 ~ 1.00
三羟甲苯基磷酸酯	1.161	二甲基硅油	0.76 ~ 0.97
羟甲苯基二苯磷酸酯	1.205	乙基-甲基硅油	0.95
氯化二苯基	1.226 ~ 1.538	苯基甲基硅油	0.99 ~ 1.10

事实上,润滑油的密度是压力和温度的函数。在某些条件下,例如弹性流体动压润滑状态,必须考虑润滑油的密度变化,进行变密度的润滑计算。

润滑油所受压力增加时,其体积减小因而密度增加,所以密度随压力的变化可用压缩系数 *C* 来表示,即

$$C = \frac{1}{V} \frac{dV}{dp} = \frac{V}{M} \frac{d(M/V)}{dp} = - \frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \tag{1-1}$$

这里, V 是已知质量 M 的体积。由此可得

$$\rho_p = \rho_0 [1 + C(p - p_0)]$$

式中, ρ_0 和 ρ_p 分别为在压力 p_0 和 p 下的密度。

对于润滑油可取 C 的表达式为

$$C = (7.25 - \lg \eta) \times 10^{-10}$$

式中, 粘度 η 的单位为 $\text{mPa} \cdot \text{s}$ 时, C 的单位为 m^2/N 。

为了计算方便, 也常采用如下的密度与压力关系式

$$\rho_p = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6p}{1 + 1.7p} \right] \tag{1-2}$$

式中 p 的单位用 GPa 。

温度对密度的影响是由热膨胀造成体积增加, 进而使密度减小。设润滑油的热膨胀系数为 α_t , 则

$$\rho_t = \rho_0 [1 - \alpha_t(t - t_0)] \tag{1-3}$$

式中, ρ_t 为温度 t 时的密度, 而 ρ_0 为温度 t_0 时的密度, α_t 的单位为 $^\circ\text{C}^{-1}$ 。

通常润滑油的 α_t 值可用两个关系式表示。如果粘度单位用 $\text{mPa} \cdot \text{s}$, 当粘度低于 $3000\text{mPa} \cdot \text{s}$, 此时 $\lg \eta < 3.5$, 则

$$\alpha_t = 10^{-5} - \frac{9}{5} \lg \eta \times 10^{-4}$$

而当粘度高于 $3000\text{mPa} \cdot \text{s}$, 即 $\lg \eta > 3.5$ 时

$$\alpha_t = 5 - \frac{3}{8} \lg \eta \times 10^{-4}$$

1 3 流体的粘度

与密度相比, 润滑剂的粘度随温度、压力等工况参数的变化更为显著。在以液体作润滑剂的流体动压润滑中, 主要的问题是粘度性质及其与温度的关系。气体润滑时, 润滑剂的可压缩性即密度随压力的变化将具有重要作用。而对于弹性流体动压润滑状态, 温度和压力对粘度的影响以及润滑剂的压缩性都将成为不可忽视的问题。

1 3.1 动力粘度与运动粘度

流体流动时, 由于流体与固体表面的附着力和流体内部分子间的作用, 将不断产生剪切变形, 而流体的粘滞性就是流体抵抗剪切变形的能力。粘

度是流体粘滞性的度量,用以描述流动时的内摩擦。

1. 动力粘度

牛顿(Newton)最先提出粘性流体的流动模型,他认为流体的流动是许多极薄的流体层之间的相对滑动,如图 1-4 所示。在厚度为 h 的流体表面上有一块面积为 A 的平板,在力 F 的作用下以速度 U 运动。此时,由于粘性流体的内摩擦力将运动依次传递到各层流体。由于流体的粘滞性,在相互滑动的各层之间将产生切应力即流体的内摩擦力,由它们将运动传递到各相邻的流体层,使流动较快的层减速,而流动较慢的层加速,形成按一定规律变化的流速分布。当 A 、 B 表面平行时,各层流速 u 将按直线分布。

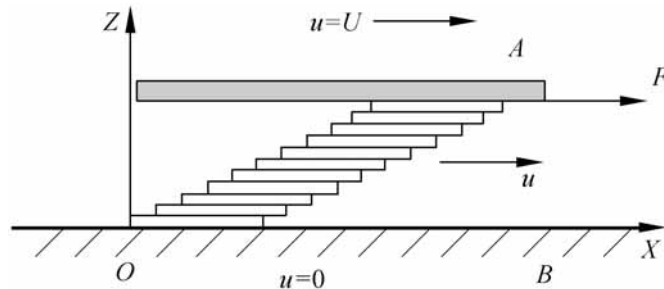


图 1-4 牛顿流体流动模型

牛顿提出了粘滞切应力与切应变率成正比的假设,称为牛顿粘性定律,即

$$\tau = \eta \frac{du}{dz} \quad (1-4)$$

其中, τ 为切应力,即单位面积上的摩擦力, $\tau = F/A$; $\frac{du}{dz}$ 为切应变率,即切应变随时间的变化率。

$$\frac{du}{dz} = \frac{d}{dt} \frac{dx}{dz} = \frac{d}{dz} \frac{dx}{dt} = \frac{du}{dz}$$

可知,切应变率等于流动速度沿流体厚度方向的变化梯度。这样,牛顿粘性定律可写成

$$\tau = \eta \frac{du}{dz} \quad (1-5)$$

式中,比例常数 η 定义为流体的动力粘度。

动力粘度是切应力与速度梯度之比。在国际单位制(SI)中,它的单位为 $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$ 或写作 $\text{Pa} \cdot \text{s}$,如图 1-5。

各种不同流体的动力粘度数值范围很宽。空气的动力粘度为

0.02m Pa · s,而水的粘度为 1m Pa · s。 润滑油的粘度范围为 2 ~ 400m Pa · s, 熔化的沥青可达 700m Pa · s。

凡是服从牛顿粘性定律的流体统称为牛顿流体,而不符合牛顿定律的流体为非牛顿流体,或称具有非牛顿性质。实践证明:在一般工况条件下的大多数润滑油特别是矿物油均属于牛顿流体性质。

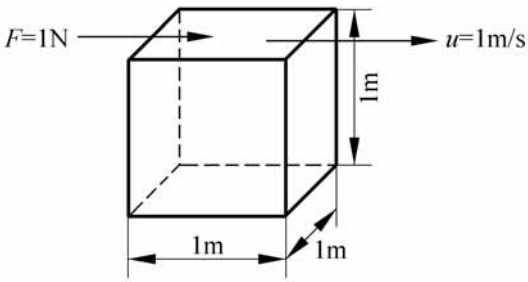


图 1-5 粘度定义

2 . 运动粘度

在工程中,常常将流体的动力粘度 与其密度 的比值作为流体的粘度,这一粘度称为运动粘度,常用 表示。运动粘度的表达式为

= — (1-6)

运动粘度在国际单位制中的单位用 m²/ s。

通常润滑油的密度 = 0 .7 ~ 1 .2g/ cm³ ,而矿物油密度的典型值为 0.85g/ cm³ ,因此运动粘度与动力粘度的近似换算式可采用

= 0 .85 (1-7)

1 .3 .2 粘度与温度的关系

粘度随温度而变化是润滑剂的一个十分重要的特性。通常,润滑油的粘度越高,其对温度的变化就越敏感。

从分子学的观点来看,流体是由大量的处于无规则运动状态的分子所组成,流体的粘度是分子间的引力作用和动量的综合表现。分子间的引力随着分子间的距离会发生明显改变,而分子的动量取决于运动速度。

当温度升高时,流体分子运动的平均速度增大,而分子间的距离也增加。这样就使得分子的动量增加,而分子间的作用力减小。因此,液体的粘度随温度的升高而急剧下降,从而严重影响它们的润滑作用。为了确定摩擦副在实际工况条件下的润滑性能,必须根据润滑剂在工作温度下的粘度进行分析。这样,热分析和温度计算就成为润滑理论的主要问题之一。而气体的粘度则随温度的升高而略有增加。

对于润滑剂的粘度温度特性已作了大量的研究,并提出了许多关系式,其中有的公式是根据对液体流动模型的分析得出的,而有的公式则完全是

经验数据的总结,因而,各种公式都存在着应用上的局限性。

1 . 粘温方程

大多数润滑油的粘度随温度上升会剧烈下降,它们之间的变化规律的次切线 $\frac{1}{\eta} \frac{d\eta}{dT}$ 具有多项式形式。粘度与温度的关系式可以写成如下几种形式:

Reynolds $\eta = \eta_0 e^{-(T-T_0)}$ (1-8)

Andrade-Eyring $\eta = \eta_0 e^{U/T}$ (1-9)

Slotte $\eta = \frac{S}{(a+T)^m}$ (1-10)

Vogel $\eta = \eta_0 e^{b/(T+T_\infty)}$ (1-11)

上述式中, η_0 为温度为 T_0 时的粘度; η 为温度为 T 时的粘度; U 为温粘系数,可近似取作 $0.03U^\circ$; $m=1,2,\dots$; T_∞ 表示“无限粘度”温度,对于标准矿物油,可取 95° ; S, b 均为常数。

这些粘温方程中,雷诺粘温方程在数值计算中使用起来较方便,而 Vogel 粘温方程描述粘温关系更为准确。

2 . ASTM 粘温图

粘温关系也可以用 ASTM(美国材料试验协会)粘度指数来表示,常用于绘制温粘线图。其关系式为

$$(\eta + a) = bd^{1/T^c} \tag{1-12}$$

式中, η 为运动粘度, a, b, c 和 d 均为常数, T 为绝对温度。

当 η 的单位为 mm^2/s 时, $a=0.6\sim0.75, b=1, d=10$, 在 ASTM 坐标纸上,采用双对数的纵坐标和单对数的横坐标,上式为一直线,如图 1-6 所

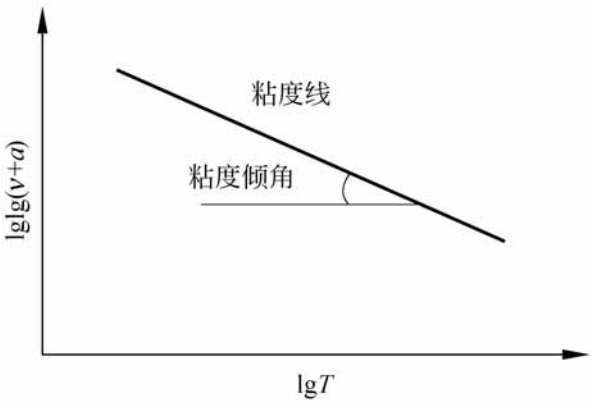


图 1-6 ASTM 线图示意图

示。其方程为

$$\lg \lg (\eta + a) = A - B \lg T \tag{1-13}$$

其优点是只需测定两个温度下的粘度值以决定待定常数 A 和 B , 然后根据直线即可确定其他温度下的粘度。

对于通常的矿物油, 采用 ASTM 线图十分有效, 还可将直线的倾角用作评定润滑油粘温特性的指标。

3. 粘度指数 VI

用粘度指数 (VI 值) 来表示各种润滑油粘度随温度的变化程度, 是一种应用普遍的经验方法。它的表达式为

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \tag{1-14}$$

先测量出待测油在 210 (85) 的运动粘度值, 然后据此选出在 210 具有同样粘度且粘度指数分别为 0 和 100 的标准油。式中, L 和 H 是这两种标准油在 100 (38) 时的运动粘度。 U 是该待测油在 100 时的运动粘度。然后用式(1-14) 计算得到该润滑油的粘度指数值。

在表 1-3 中给出了几种润滑油的粘度指数。

表 1-3 几种润滑油的粘度指数

油 品	VI 值	100 / mm ² / s	210 / mm ² / s
矿物油	100	132	14.5
多级油 10W/ 30	147	140	17.5
硅油	400	130	53

粘温指数高的润滑油表示它的粘度随温度的变化小, 因而粘温性能好。

1 3 3 粘度与压力的关系

当液体或气体所受的压力增加时, 分子之间的距离减小而分子间的引力增大, 因而粘度增加。通常, 当矿物油所受压力超过 0.02GPa 时, 粘度随压力的变化就十分显著。随着压力的增加, 粘度的变化率也增加, 当压力增到几个 GPa 时, 粘度升高几个量级。当压力更高时, 矿物油丧失液体性质而变成蜡状固体。由此可知: 对于重载荷流体动压润滑, 特别是弹性流体动压润滑状态, 粘压特性是非常重要的。

描述粘度和压力之间变化规律的粘压方程主要有

Barus

= $\eta_0 e^{p/p_0}$

(1-15)

Reoland

= $\eta_0 \exp\{(\ln \eta_0 + 9.67)[- 1 + (1 + p'/p_0)^z]\}$

(1-16)

Cameron

= $\eta_0 (1 + cp)^{1/6}$

(1-17)

式中， η 为压力 p 时的粘度； η_0 为大气压下的粘度； c 为粘压系数； p_0 为压力系数,可取为 5.1×10^{-9} ;对一般的矿物油, z 通常可取为 0.68; c 可近似取为 $1/15$ 。

当压力大于 1GPa 后, Barus 粘压方程计算的粘度值过大, 而 Reoland 粘压方程则更符合实际情况。

粘压系数 c 一般可取 $2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。各类润滑油的粘压系数值在表 1-4、表 1-5 给出。

表 1-4 矿物油的粘压系数 ($\times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$)

温度/	环烷基			石蜡基		
	锭子油	轻机油	重机油	轻机油	重机油	气缸油
30	2.1	2.6	2.8	2.2	2.4	3.4
60	1.6	2.0	2.3	1.9	2.1	2.8
90	1.3	1.6	1.8	1.4	1.6	2.2

表 1-5 部分基础油在 25℃ 时的粘压系数

润滑油类型	$/ 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$	润滑油类型	$/ 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$
石蜡基	1.5 ~ 2.4	烷基硅油	1.4 ~ 1.8
环烷基	2.5 ~ 3.6	聚 醚	1.1 ~ 1.7
芳香基	4 ~ 8	芳香硅油	3 ~ 5
聚烯烃	1.5 ~ 2.0	氯化烷烃	0.7 ~ 5
双 酯	1.5 ~ 2.5		

在国外, 很早就开始研究润滑油的粘压特性, 相继发表了几百种润滑油的粘压数据, 制成的高压粘度计的测量压力达到 3GPa 以上。

1.3.4 粘度同时随温度和压力变化的关系式

当同时考虑温度和压力对粘度的影响时, 通常将粘温、粘压公式组合在一起。通常采用的表达式如下:

Barus 与 Reynolds

= $\eta_0 \exp[- p - (T - T_0)]$

(1-18)

Roelands

$$\eta = \eta_0 \exp \left(\ln \eta_0 + 9.67 \right) \left(1 + 5.1 \times 10^{-9} p \right)^{0.68} \frac{T - 138}{T_0 - 138}^{-1.1} - 1$$

(1-19)

其中, 式(1-18)较简单, 便于运算, 而式(1-19)则较准确。

1.4 非牛顿流体

在通常的使用条件下, 润滑油可以视为牛顿流体。对于牛顿流体, 切应力与切应变率的关系是通过原点的直线, 如图 1-7 中的 C, 直线的斜率表示粘度数值, 因此, 牛顿流体的粘度只随温度和压力而改变, 而与切应变率无关。

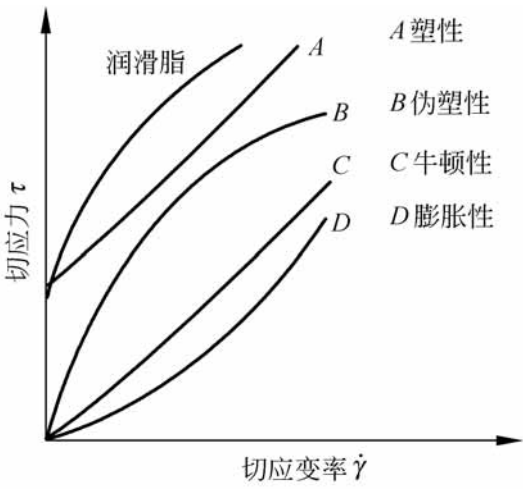


图 1-7 不同类型流体的 $\tau - \dot{\gamma}$ 曲线

凡是不同于上述特性的流体统称为非牛顿流体, 如图 1-7 中的 A, B 和 D 所示。非牛顿流体可以表现为塑性、伪塑性和膨胀性等形式。对于伪塑性和膨胀性流体, 通常用指数关系式近似地描述其非线性性质, 即

$$\tau = \eta \dot{\gamma}^n$$

(1-20)

式中, η 和 n 为常数, 对于牛顿流体, $n=1$ 而 η 定义为动力粘度。

图 1-7 中 A 代表的塑性体亦称 Bingham 体, 它显示出一种屈服应力 τ_s , 当切应力超过 τ_s 时才产生流动, 其流变关系式为

$$\tau = \tau_s + \eta \dot{\gamma}$$

(1-21)

润滑脂的非牛顿性质类似于 Bingham 体, 但切应力与切应变率呈非线性关系。润滑脂的流变特性可用下列公式近似地表述

$$\tau = \tau_s + \eta \dot{\gamma}^n$$

(1-22)

为了改善使用性能,现代润滑油通常含有由多种高分子材料组成的添加剂,以及合成润滑剂的大量使用,它们都呈现出强烈的非牛顿性质,使得润滑剂的流变行为成为润滑设计中不可忽视的因素。

在润滑理论研究中,常用的非牛顿流体流变模型的本构方程有

1 . Ree-Eyring 本构方程

$$\tau = \frac{\tau_0}{\gamma_0} \sinh \frac{\gamma_0}{\tau_0} \tau$$

(1 -23)

这是润滑理论中最常用的非牛顿流体本构方程,其主要特点是切应力与切应变率的关系是非线性的,并且切应力可以无限增加。

实践表明,Ree-Eyring 模型较准确地描述了一些液体的流变特性,特别适用于简单液体。它的切应力 τ 与切应变率 $\dot{\gamma}$ 的关系曲线如图 1 -8 中曲线 1 所示。 τ_0 和 γ_0 是两个流变参数,其数值与液体的种类和分子结构有关。 τ_0 为特征应力,它表示切应变率与切应力呈现明显的非线性时的切应力数值; γ_0 为低切应力时液体的粘度。

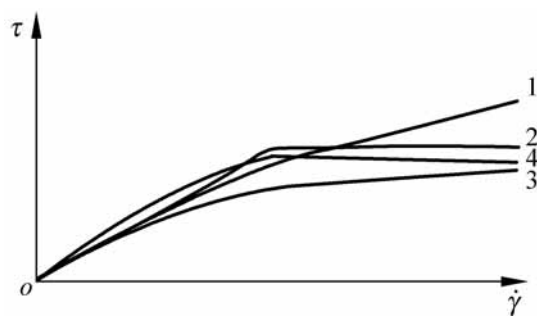


图 1-8 各类流体模型本构曲线
1—Ree-Eyring 流体; 2—极限剪切流体;
3—圆形本构流体; 4—温度效应流体

2 . 粘塑性本构方程

图 1 -8 中曲线 2 为极限剪切流体模型的流变特性。若令 τ_L 为极限切应力,则切应力随切应变率的变化规律由两条直线描述,即

当 $\tau_0 / \tau_L \ll 1$ 时,

$$\tau = \frac{\tau_0}{\gamma_0} \dot{\gamma}$$

(1 -24)

当 $\tau_L \ll \tau_0 / \dot{\gamma}$ 时,

$$\tau = \tau_L$$

这一方程的线性部分就是牛顿流体。当切应力达到极限切应力后,其值不再随切应变率增加而增加。由于本构方程由两条直线构成,在它们的

交点处的导数出现间断。

研究表明,如果有充足的时间允许液体对载荷响应,则任何液体都可能承受极大的切应力。然而在弹流润滑条件下,润滑剂在极短的瞬间穿过接触区,因而它所能承受的切应力就将存在极限值。极限切应力 τ_L 的数值随压力和温度而变化。实验表明: $\tau_L = 4 \times 10^5 \sim 2 \times 10^7 \text{ Pa}$ 。

3 . 圆形本构方程

这是近年提出的一种渐近本构方程,通常将其用于温度引起的流体非牛顿特性研究。其曲线有连续的导数,切应力随切应变率不断增大而趋近极限值 τ_L ,如图 1-8 中曲线 3 所示。

$$\tau = \frac{\tau_L}{\sqrt{1 + \frac{\dot{\gamma}^2}{\tau_L^2}}} \tag{1-25}$$

4 . 温度效应本构方程

温度效应本构方程如图 1-8 中曲线 4 所示,这是作者^[2]在考虑温度对粘度的影响而推导得到的。这一模型的最大特点是在切应力达到最大值后,随切应变率增加切应力开始下降。

$$\tau = \frac{\tau_0}{1 + \frac{\dot{\gamma}^2}{\tau_0^2}} \tag{1-26}$$

式中, $\tau_0 = 2 \eta' / c u_0$,与润滑剂的物理性能、温度特性和摩擦副结构尺寸有关。 η' 为粘温系数; η_0 为粘度; x 为计算点距入口处的距离; ρ 为润滑剂的密度; c 为润滑剂的比热容; u_0 为运动表面的速度。

5 . 线性粘弹性本构方程

实验证明,当流体被施加的应力发生急剧变化时将呈现弹性效应,即流体的粘弹性。在弹流润滑计算中,通常采用粘弹性流变模型,最简单的是线性粘弹性体即 Maxwell 体,如图 1-9 所示。对于纯弹性体,它遵守胡克定律,即

$$\epsilon = \frac{\tau}{G} = \frac{d\epsilon}{d\tau}$$

式中, ϵ 为弹性切应变; G 为剪切弹性模量。

将上式对时间 t 求导数,则得

$$\dot{\epsilon} = \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} \quad d\tau = G d\epsilon$$

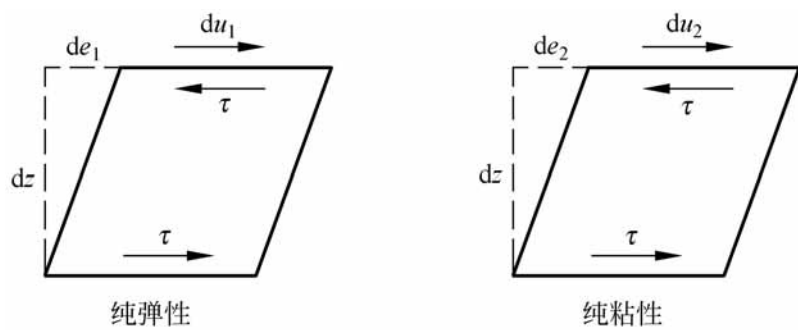


图 1-9 Maxwell 粘弹性体

所以

$$\epsilon_e = \frac{du}{dz} = \frac{1}{G} \frac{d\epsilon}{dt}$$

对于纯粘性体,它服从牛顿粘性定律,因而

$$\epsilon_v = \frac{du}{dz} = \eta \frac{d\epsilon}{dt} \quad du_v = d\epsilon$$

这样,对于线性粘弹性体即 Maxwell 体,它同时具有牛顿流体和胡克固体的性质,其流变特性的本构方程为

$$\epsilon = \epsilon_e + \epsilon_v = \frac{1}{G} \frac{d\epsilon}{dt} + \eta \frac{d\epsilon}{dt} \tag{1-27}$$

式(1-27)表明,粘弹性体的主要特点是切应变率与时间有关。线性粘弹性体的流变特性是采用粘度 η 和剪切弹性模量 G 两个参数来描述的,因而形式简单。但是,Maxwell 模型是根据微小切应变条件得出的,用它来计算切应变较大的弹流润滑不能得到满意的结果,采用线性粘弹性体计算的摩擦系数将大于实际测量值。

6. 非线性粘弹性本构方程

Maxwell 模型计算得到的弹流润滑摩擦系数偏大的原因是由式(1-27)右端第一项引起的,因此在实际使用中可以将非牛顿流体粘性代替式中的牛顿流体粘性,即

$$\epsilon = F(\dot{\epsilon}) + \frac{1}{G} \frac{d\epsilon}{dt} \tag{1-28}$$

其中, $F(\dot{\epsilon})$ 为非线性粘性函数。

Johnson 和 Tevaarwerk^[3] 综合 Maxwell 模型和 Ree-Eyring 模型,提出如下的非线性粘弹性体本构方程,即

$$= \frac{\tau_0}{G} \sinh \frac{G}{\tau_0} + \frac{1}{G} \frac{d}{dt} \tag{1-29}$$

当 $\tau \rightarrow 0$ 时, $\sinh \tau / \tau_0 \rightarrow \tau / \tau_0$, 此时 $F(\tau) = \tau / \tau_0$, 即牛顿粘性定律。这样, 式(1-29)与线性粘弹性体的本构方程式(1-27)完全相同。由此可见 Johnson 和 Tevaarwerk 提出的流体模型概括了润滑剂的线性和非线性粘性、线性和非线性弹性以及弹性和塑性行为。这一流体模型适用于各种不同弹流润滑状态, 见图 1-10。

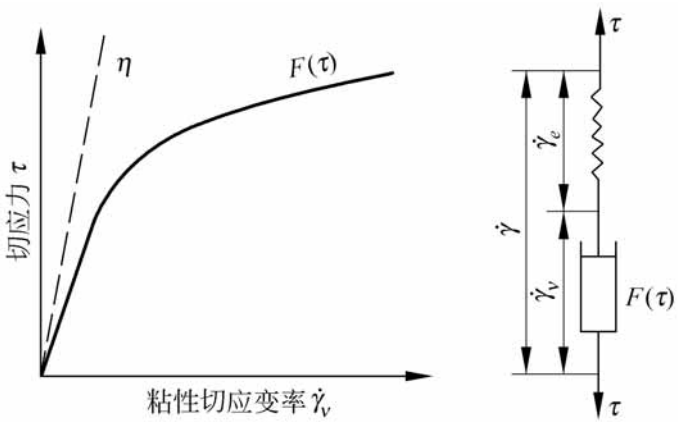


图 1-10 非线性粘弹性体

7. 简单粘弹性本构方程

Bair 和 Winer^[4] 提出了一种较为简单的粘弹性体模型, 其切应力与切应变率的关系式为

$$= \frac{1}{G} \frac{d}{dt} - \frac{\tau_0}{G} \ln \left(1 - \frac{\tau}{\tau_0} \right) \tag{1-30}$$

式中, G 为极限剪切弹性模量, 它是从各种频率的振动实验中推导出的无限振动频率下的剪切弹性模量; τ_0 为极限切应力; η 为低切应力下的粘度。这 3 个流变参数也都是压力和温度的函数, 它们的数值通过实验方法测定。

对方程(1-30)进行无量纲化处理。设无量纲切应力 $\tau^* = \tau / \tau_0$; 无量纲切应变率 $\dot{\gamma}^* = \dot{\gamma} / \dot{\gamma}_0$; 令 $\tau^* = \frac{G}{\tau_0} \frac{d}{dt}$, 则方程(1-30)的无量纲形式为

$$\tau^* = \dot{\gamma}^* - \ln(1 - \tau^*) \tag{1-31}$$

图 1-11 列出无量纲切应力 τ^* 与无量纲切应变率 $\dot{\gamma}^*$ 的关系。根据式(1-31)算得的线接触弹流润滑的摩擦曲线与实验结果取得了良好的一致性。

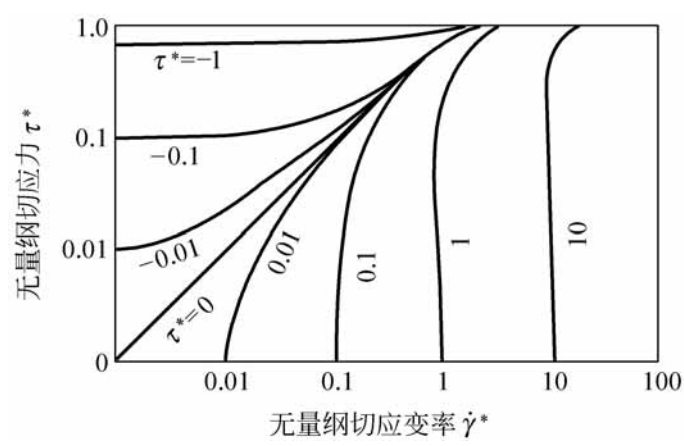


图 1-11 τ^* 与 $\dot{\gamma}^*$ 的关系

由上可知：在非牛顿流体的 τ 与 $\dot{\gamma}$ 关系式中包含不止一个流变参数。通常套用牛顿粘性定律,使用“表观粘度”来表示非牛顿流体在给定的切应变率下的切应力与切应变率之比。显然,非牛顿流体的表观粘度随着切应变率的大小而变化。

在润滑问题中,还有两个较重要的非牛顿特性对润滑性能具有显著影响,即

(1) 切应变率稀化(伪塑性 pseudoplastic)

大多数液体在高切应变率(如 $10^6 \text{ s}^{-1} \sim 10^8 \text{ s}^{-1}$)时粘度将降低而呈非牛顿性。对于两相液体(例如乳剂、润滑脂)以及高粘性的油或含有聚合物的油,则在较低的切应变率(如 $10^2 \text{ s}^{-1} \sim 10^6 \text{ s}^{-1}$)时就出现非牛顿性,如图 1-12 所示。

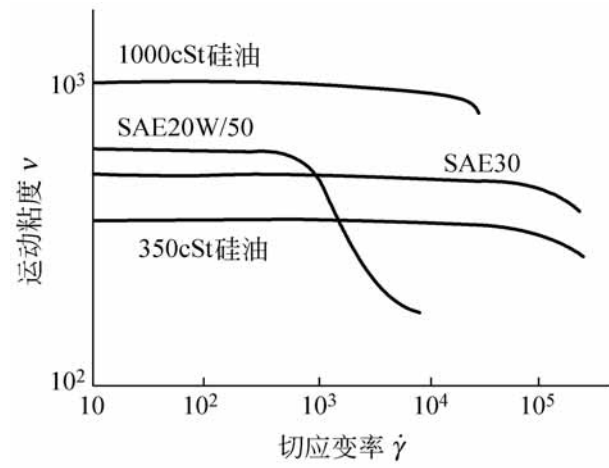


图 1-12 伪塑性

具有伪塑性的液体通常是由无规则排列的长链分子组成,在剪切作用下使分子排列规则化,从而减少相邻层之间的作用而降低了表观粘度。

(2) 剪切时间稀化(触变性 thixotropic)

如图 1-13, 随着剪切持续时间的延长, 液体的表观粘度降低。触变性通常是可逆的, 就是说当剪切作用停止后, 经过充分的恢复时间, 粘度将恢复到原来数值或接近原来数值。对于润滑脂和稠乳剂而言, 出现触变性的原因在于它们的结构在剪切作用下不断破坏, 同时又自行重建。当结构破坏不断发展时, 表观粘度连续降低, 直到破坏与重建达到平衡而获得粘度的稳定值。

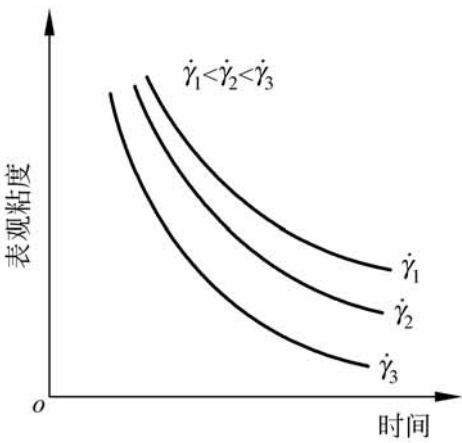


图 1-13 触变性

1 5 粘度的测量与换算

测量粘度采用粘度计。粘度计的种类繁多, 按照它们的工作原理可以归纳为 3 类, 即旋转式、落体式和毛细管式粘度计。

(1) 旋转式粘度计

旋转式粘度计的两个元件之间充满待测液体, 其中一个固定而另一个旋转。通过测定相对旋转时使液体受剪切的阻力矩来计算液体的动力粘度。它的主要形式有转筒粘度计(图 1-14(a))和锥板粘度计(图 1-14(b)), 前者由两个同心圆筒组成, 后者由一平面和一圆锥面组成。这些粘度计能在不同的速度下旋转, 可以测量不同切应变率时的粘度, 特别适用于非牛顿流体的测量。

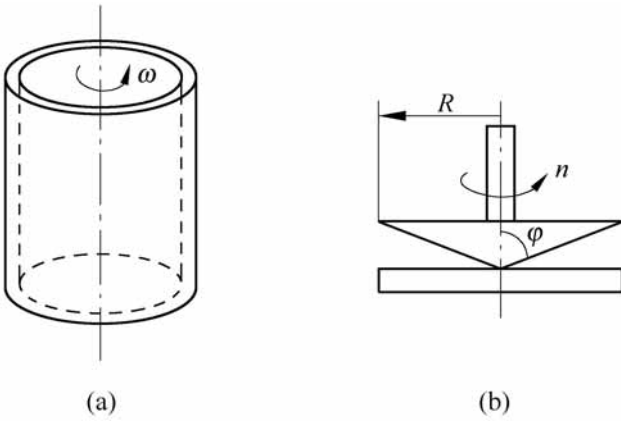


图 1-14 旋转式粘度计

(a) 转筒粘度计; (b) 锥板粘度计

(2) 落体式粘度计

最常用的落体式粘度计是用一个钢球在充满待测流体的管子中下落的终速度来测定粘度。当球与管子的间隙很小时,落球粘度计可用来测量气体的粘度,而且还可以测量处于高压下的流体粘度。落体式粘度计的另一形式是落筒粘度计,它由两个立式同心圆筒组成,两圆筒之间灌满待测流体,外筒固定,内筒下落。落筒粘度计主要用以测量高粘度的流体。

(3) 毛细管式粘度计

毛细管式粘度计是以一定容积的液体,依靠压力差或者自身的质量,流过一根标准毛细管所需的时间来测定液体的粘度。毛细管粘度计又有绝对粘度计和相对粘度计两种形式,绝对粘度计是根据粘性流体力学的公式计算粘度值;而相对粘度计是用已知粘度的液体进行校准,先获得粘度计常数,再确定待测液体的粘度。由于尺寸误差不影响测量结果,相对粘度计的精度较高。

如图 1-15 所示,已知毛细管式粘度计的常数 c ,在某温度下测量一定流量的液体流出毛细管的时间 t (即图 1-15 中 A, B 间椭圆所含的流体的液面从 A 降至 B 所需的时间),就可求出该液体此时的运动粘度为

$$= ct$$

(1-32)

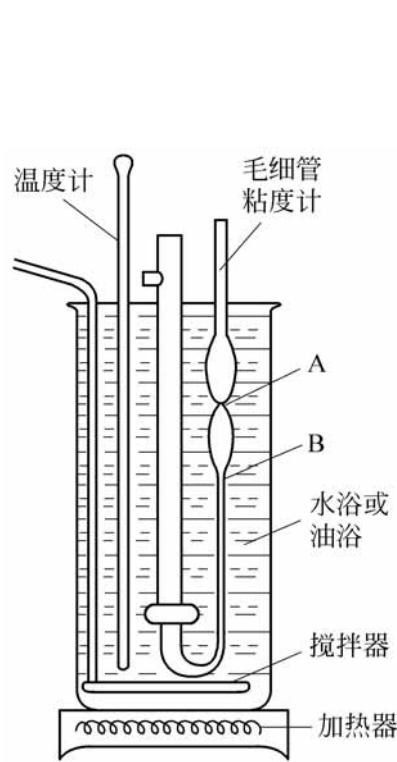


图 1-15 普通毛细管粘度计

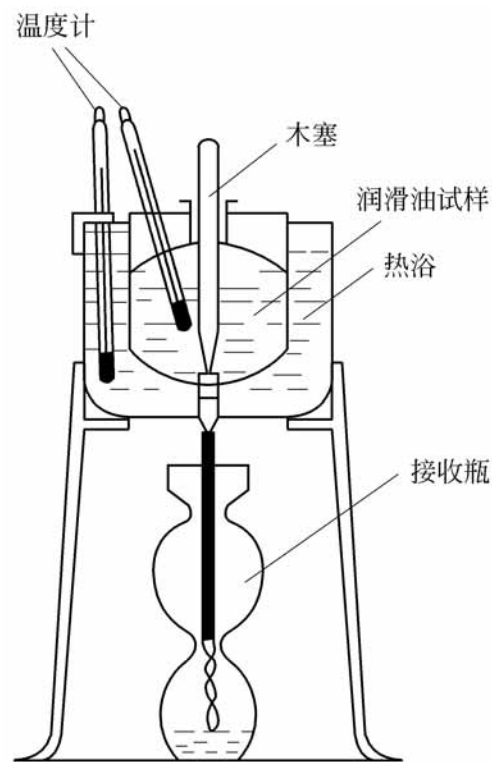


图 1-16 恩氏毛细管粘度计

若测得该液体的密度 ρ ，其动力粘度则为

$$=$$

常用的商业毛细管式粘度计有雷氏 (Redwood)、赛氏 (Saybolt) 和恩氏 (Engler) 粘度计三种, 它们的结构类似, 只是所用液体的容积和毛细管尺寸不同。例如图 1-16 所示的恩氏粘度计求出的是恩氏粘度的计算式为

恩氏粘度(°E) = $\frac{200\text{L 液体流出的时间}}{\text{相同容积的水流出时间}}$

(1-33)

不同粘度计测得的相对粘度值各不相同, 需要通过经验公式或图表将它们换算成运动粘度。这 3 种粘度计的测量值与厘斯($1\text{cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)之间的换算关系可参见图 1-17。

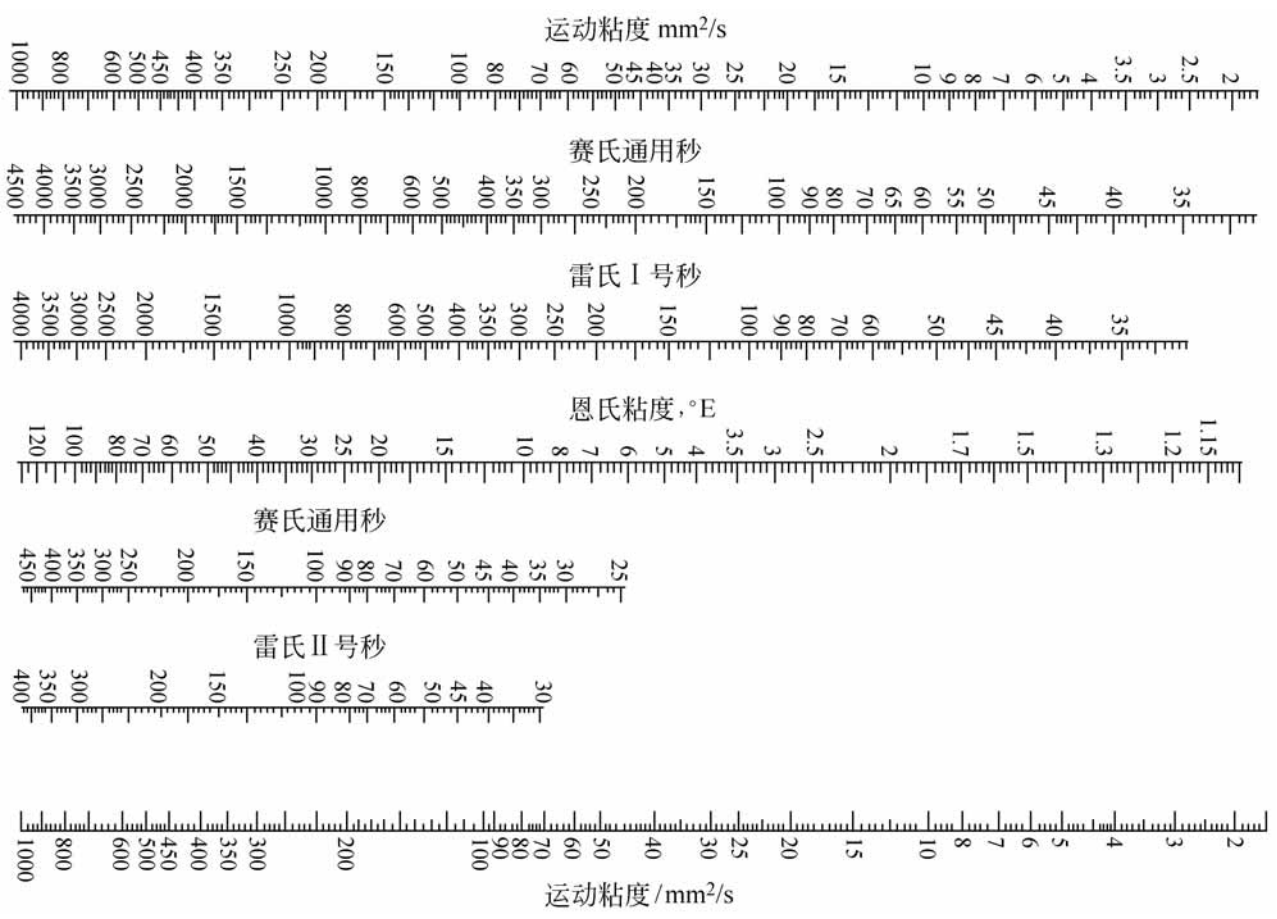


图 1-17 粘度换算

应当指出, 商业粘度计通常只能测量一般条件下的粘度, 不能完全反映润滑膜的流变性质。为此, 人们设计了许多专用的粘度测量装置测量极高或极低粘度, 以及使用微量待测液体的粘度计, 测量高压或高切应变率下液体的粘度, 以及粘弹性液体流动性能的测量装置等。作者^[5]利用光干涉技术测量不同润滑油的弹流润滑膜厚, 并以标准液体作基准, 标定出国产润滑

油的粘压系数。汪仁友^[6]在他的博士论文中采用冲击方法研究了润滑油在高压下的粘度及其流变性能。

参 考 文 献

- [1] 温诗铸 .摩擦学原理 北京:清华大学出版社,1990
- [2] 黄平,温诗铸 温度的非牛顿效应及其润滑失效机理分析 .润滑与密封,1996,(2): 14 ~ 16
- [3] Johnson K L, Tevaarwerk J L . Shear behavior of elastohydrodynamic oil films . Proc . Royal Society of London . 1977, A356:215 ~ 236
- [4] Bair S, Winer W O . A rheological model for elastohydrodynamic contacts based on primary laboratory data . Trans . ASME, Series F ., 1979, 101(3):258 ~ 265
- [5] 于效光,温诗铸 .光干涉法测定润滑油压粘系数的研究 .润滑与密封,1984,(3): 10 ~ 14
- [6] 汪仁友 .高压冲击粘度测试技术与润滑油的流变特性研究:[博士学位论文] .北京:清华大学精密仪器与机械学系,1997

第 2 章

流体润滑理论基础

流体润滑包含流体动压润滑和弹性流体动压润滑等状态。从数学观点分析,各种流体润滑计算的基本内容是对 Navier-Stokes 方程的特殊形式——雷诺方程的应用和求解。

1883 年, Tower 对火车轮轴的轴承进行了实验,首次观察到了流体动压现象。随后,1886 年 Osborne Reynolds 根据流体力学提出了润滑理论的基本方程,成功地揭示了流体膜产生动压的机理,为现代流体润滑理论奠定了基础。

雷诺方程是二阶偏微分方程,以往依靠解析方法求解,必须经过许多简化处理才能获得近似解,因而理论计算具有很大的误差。当今由于计算机技术的迅速发展,复杂的润滑问题有可能进行数值解算。此外,先进的测试技术对于润滑现象可进行深入细致的观察,从而建立更加完备的物理数学模型。这样,许多工程问题的润滑计算大大接近于实际。目前,润滑计算已在机械设计中占有更重要的地位。

对于刚性表面的流体润滑,通常称流体动压润滑理论,它基于下列的基本方程,即

- (1) 运动方程: 代表动量守恒原理,亦称为 Navier-Stokes 方程;
- (2) 连续方程: 代表质量守恒原理;
- (3) 能量方程: 代表能量守恒原理;
- (4) 状态方程: 建立密度与压力、温度的关系;
- (5) 粘度方程: 建立粘度与压力、温度的关系。

对于弹性表面的润滑问题,还需要加入弹性变形方程,因此称为弹性流体动压润滑理论。

由运动方程和连续方程推导出的雷诺方程是流体润滑理论最基本的方程。

2.1 雷诺方程

2.1.1 基本假设

- (1) 忽略体积力如重力或磁力等的作用。
- (2) 流体在界面上无滑动,即贴于表面的流体流速与表面速度相同。
- (3) 在沿润滑膜厚度方向不计压力的变化。由于膜厚仅百分之几毫米或更小,压力不可能发生明显的变化。
- (4) 与油膜厚度相比较,轴承表面的曲率半径很大,因而忽略油膜曲率的影响,并用平移速度代替转动速度。
- (5) 润滑剂是牛顿流体。这对于一般工况条件下使用的矿物油而言是合理的。
- (6) 流动为层流,油膜中不存在涡流和湍流。对于高速大型轴承,可能处于湍流润滑。
- (7) 与粘性力比较,可忽略惯性力的影响,包括流体加速的力和油膜弯曲的离心力。然而,对于高速大型轴承需要考虑惯性力的影响。
- (8) 沿润滑膜厚度方向粘度数值不变。这个假设没有实际根据,只是为了数学运算方便所作的简化。

以上假设(1)~(4)对于一般流体润滑问题,基本上是正确的。而假设(5)~(8)是为简化而引入的,只能有条件地使用,在某些工况下必须加以修正。

2.1.2 方程推导

运用上述假设,由 Navier-Stokes 方程和连续方程可以直接推导出雷诺方程。但是,为了使读者了解流体润滑中的物理现象,这里采用微元体分析方法推导雷诺方程。其主要步骤是:(1)由微元体受力平衡条件,求出流体沿膜厚方向的流速分布;(2)将流速沿润滑膜厚度方向积分,求得流量;(3)应用流量连续条件,最后推导出雷诺方程的普遍形式。

1. 微元体平衡

润滑膜中的微元体在 X 方向的受力如图 2-1 所示,它只受流体压力 p 和粘性力 的作用(假设(1)、(7))。设 u, v, w 分别为流体沿坐标 X, Y, Z

方向的流速,流速 u 为主要速度分量,其次是 v 。而 z 为沿膜厚方向的尺寸,其数值比 x 或 y 都小得多,因此,与速度梯度 $\frac{u}{z}$ 和 $\frac{v}{z}$ 相比较,其他速度梯度均可忽略不计。这样,在 X 方向的受力中, $(dx-dz)$ 表面无粘性切应力作用。

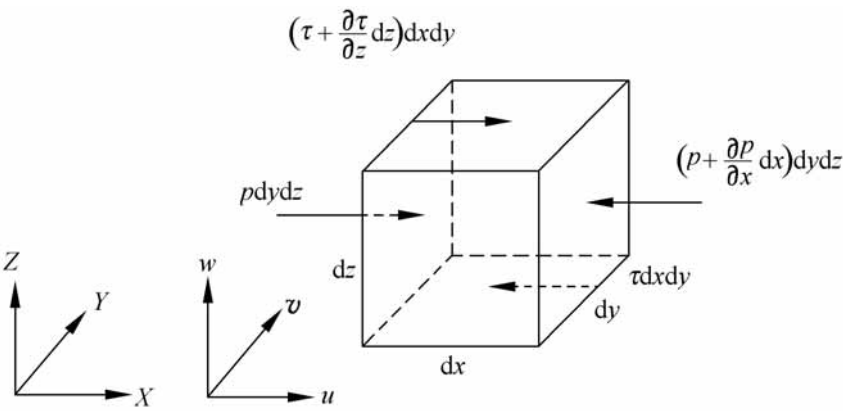


图 2-1 微元体的受力

由 X 方向受力平衡,可得

$$p dydz + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz\right) dx dy = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dydz + \tau dx dy \tag{2-1}$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial z} \tag{2-2}$$

根据牛顿粘性定律, $\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial z}$ (假设(5)、(6)), 故

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \tag{2-3}$$

同理

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \tag{2-4}$$

且

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (\text{假设(3)})$$

由于 p 不是 z 的函数(假设(3)), 而 u 也不是 z 的函数(假设(8)), 将式(2-3)对 z 积分两次, 于是

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\eta}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = \frac{\eta}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + C_1 \\ u &= \frac{\eta}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + C_1 \int dz = \frac{\eta}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + C_1 z + C_2 \end{aligned}$$

用边界条件确定 C_1 和 C_2 。由于界面上流体速度等于表面速度(假设

(2)), 如果两固体表面的速度为 U_0 和 U_h , 即当 $z = 0$ 时, $u = U_0$; 当 $z = h$ 时, $u = U_h$, 如图 2-2 所示。求得

$$C_2 = U_0 \qquad C_1 = (U_h - U_0) \frac{1}{h} - \frac{p}{x} \frac{h}{2}$$

因此, 润滑膜中任意点沿 X 方向的流速为

$$u = \frac{1}{2} \frac{p}{x} (z^2 - zh) + (U_h - U_0) \frac{z}{h} + U_0 \tag{2-5}$$

同理

$$v = \frac{1}{2} \frac{p}{y} (z^2 - zh) + (V_h - V_0) \frac{z}{h} + V_0 \tag{2-6}$$

图 2-2 表示流速 u 沿 Z 向的分布。它由三部分组成: 式 (2-5) 中的第三项表示整个润滑膜以速度 U_0 运动, 沿膜厚方向即 Z 向各点的速度相同。第二项则是流速沿膜厚方向按三角形分布, 它代表由于两表面的相对滑动速度 $(U_h - U_0)$ 引起的流动, 所以称为“速度流动”。而式 (2-5) 中的第一项为抛物线分布, 它表示由 $-\frac{p}{x}$ 引起的流动, 故称“压力流动”。

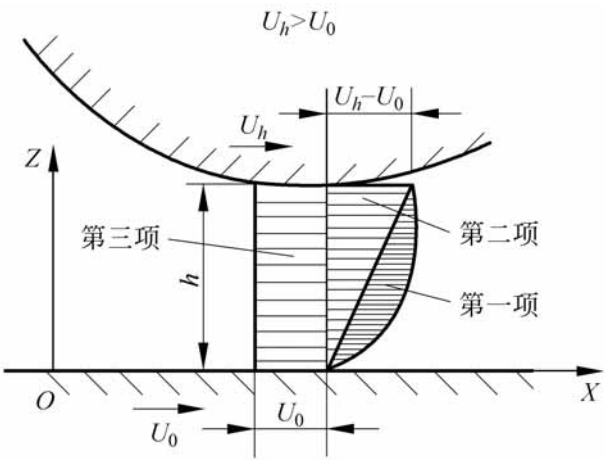


图 2-2 流速组成

2. 质量流量与容积流量

现在分析高度为膜厚 h 的微元柱的流量变化。如图 2-3, 设单位宽度上的质量流量为 m_x 和 m_y , 而容积流量为 q_x 和 q_y , 则

$$\begin{aligned} m_x &= \int_0^h u \, dz & m_y &= \int_0^h v \, dz \\ q_x &= \int_0^h u \, dz & q_y &= \int_0^h v \, dz \end{aligned}$$

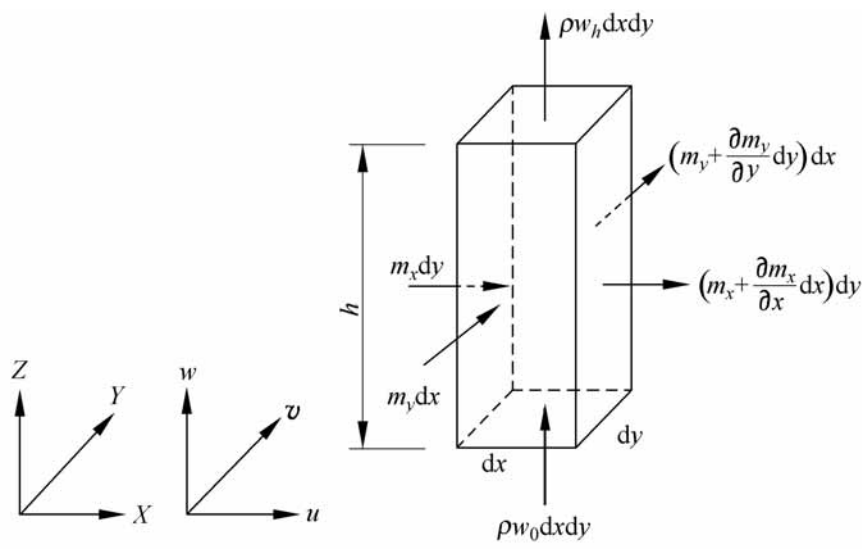


图 2-3 微元柱体的流量

对于等温润滑问题,密度沿膜厚方向不变化,因此

$$m_x = q_x, \quad m_y = q_y$$

将 u, v 的表达式代入上式, 并进行定积分, 可以推得

$$q_x = - \frac{h^3}{12} \frac{p}{x} + (U_0 + U_h) \frac{h}{2} \tag{2-7}$$

$$q_y = - \frac{h^3}{12} \frac{p}{y} + (V_0 + V_h) \frac{h}{2} \tag{2-8}$$

3 . 流量连续条件

根据流量连续条件, 流入微元的质量应等于流出微元质量。由图 2-3 得

$$\begin{aligned} m_x dy + m_y dx + w_0 dx dy = & \left(m_x + \frac{\partial m_x}{\partial x} dx \right) dy + \\ & \left(m_y + \frac{\partial m_y}{\partial y} dy \right) dx + w_h dx dy \end{aligned}$$

这里, w_0 和 w_h 具有两种含义: 其一是两固体表面以速度 w_0 和 w_h 向上运动, 引起膜厚 h 发生变化。此时, $(w_0 - w_h) dx dy$ 表示容积的变化率, 而 $(w_0 - w_h)$ 可写成 h/t 。另一种情况是当两固体表面为多孔性材料, 流体以速度 w_0 流入而以速度 w_h 流出微元柱, 因而引起流量变化。

上式经化简后可得

$$\frac{\partial}{\partial x} (q_x) + \frac{\partial}{\partial y} (q_y) + (w_h - w_0) = 0$$

将 q_x, q_y 代入, 并令 $U = U_0 + U_h, V = V_0 + V_h$, 则得

$$-\frac{1}{x} \frac{h^3}{x} \frac{p}{x} + \frac{1}{y} \frac{h^3}{y} \frac{p}{y} = 6 \frac{1}{x} (U h) + \frac{1}{y} (V h) + 2 (w_h - w_0) \quad (2-9)$$

式(2-9)就是一般形式的雷诺方程。

2.2 流体动压润滑

2.2.1 流体动压形成机理

雷诺方程(2-9)的左端表示润滑膜压力在润滑表面上随坐标 x, y 的变化, 右端表示产生润滑膜压力的各种效应。

将式(2-9)右端展开, 各项的物理意义如下:

- (1) $U \frac{h}{x}, V \frac{h}{y}$ ——动压效应
- (2) $h \frac{U}{x}, h \frac{V}{y}$ ——伸缩效应
- (3) $Uh \frac{1}{x}, Vh \frac{1}{y}$ ——变密度效应
- (4) $-\frac{h}{t}$ ——挤压效应

图 2-4(a)说明滑动轴承的形状特征及其产生的动压效应。当下表面以速度 U 运动时, 沿运动方向的间隙逐渐减小, 润滑剂从大口流向小口, 形成收敛间隙。此时, 由于速度流动引起的单位长度上的流量由图中三角形面积表示, 导致沿运动方向流量逐渐减少。由于流量连续条件, 必然产生如图所示的压力分布。此压力引起的压力流动将减少大口的流入流量, 而增加小口的流出流量, 以保持各断面的流量相等。由此可见, 流体沿收敛间隙流动将产生正压力, 而沿发散间隙流动时一般不能产生正压力。

图 2-4(b)表示伸缩效应。当固体表面由于弹性变形或其他原因使表面速度随位置而变化时, 将引起各断面的流量不同而产生压力流动。为了产生正压力, 表面速度沿运动方向应逐渐降低。

图 2-4(c)为变密度效应。当润滑剂密度沿运动方向逐渐降低时, 虽然各断面的容积流量相同, 但质量流量不同, 也将产生流体压力。密度的变化可以是润滑剂通过间隙时, 由于温度逐渐升高造成的, 也可以是外加热源使固体温度不同而造成的。虽然变密度效应产生的流体压力并不高, 但有可

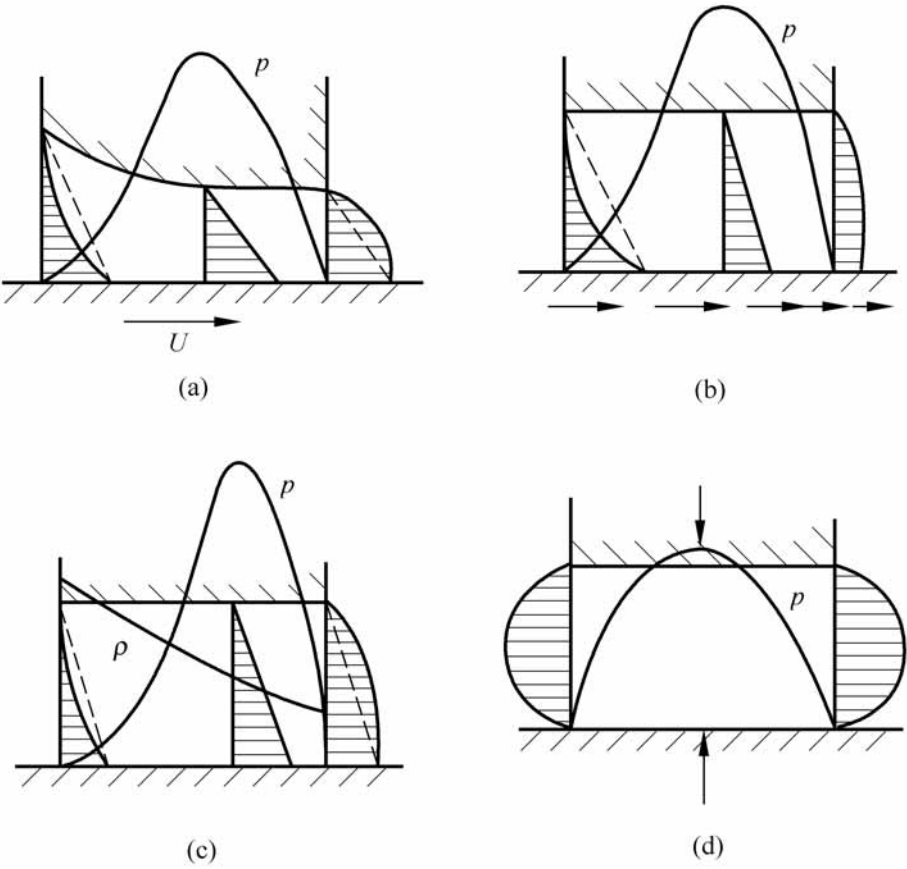


图 2-4 压力形成机理

(a) 动压效应; (b) 伸缩效应; (c) 变密度效应; (d) 挤压效应

能使相互平行的表面具有一定的承载能力。

图 2-4(d)表示两个平行表面在法向力作用下使润滑膜厚度逐渐减薄而产生压力流动,此称挤压效应。但是,当两表面分离时,润滑膜将产生空穴现象。动压效应和挤压效应通常是形成润滑膜压力的两个主要因素。

雷诺方程是润滑理论的基本公式,正确理解和使用雷诺方程是本章的重点。同时还应当了解求解该方程所需要提出的压力边界条件。一般说来,每个边界应提出一个边界条件。但是,当某边界的位置不能确定时,则需要增加一个条件,所谓的雷诺边界条件。对于非稳态润滑问题还需要提出初始条件。最后,需要指出:当推导雷诺方程的假设不成立时,应当采用简化的流体力学基本方程进行求解。

弹流润滑是在流体润滑的雷诺方程的基础上,考虑摩擦表面的弹性变形及润滑剂的粘压特性后而得到的一种动压润滑形式。由于弹流润滑是在线、点接触情况下出现,因此正确地理解和掌握其基本特点也是本章的重点。

2.2.2 雷诺方程的边界条件与初始条件

1. 边界条件

求解雷诺方程时,需根据压力分布的边界条件来确定积分常数。压力边界条件一般有两种形式,即

$$\text{强制边界条件} \quad p|_s = 0$$

$$\text{自然边界条件} \quad \left. \frac{-p}{n} \right|_s = 0$$

其中, s 是求解域的边界; n 是边界的法向。

通常根据几何结构和供油情况不难确定油膜入口和出口边界。但是对于诸如滑动轴承的润滑表面,同时包含收敛和发散间隙,油膜出口边界在发散间隙的位置无法事先确定。为此,可假设在该边界上同时满足压力和压力导数为零的条件来确定其位置。这种边界条件称为雷诺边界条件,其形式如下:

$$p|_s = 0 \quad \text{和} \quad \left. \frac{-p}{n} \right|_s = 0$$

下面给出边界条件的两个实例。

(1) 在 $(0 \leq x \leq L)$ 区域上的一维边界条件

$$\text{当边界已知时} \quad p|_{x=0} = 0; \quad p|_{x=L} = 0$$

$$\text{当出口边界未知时} \quad p|_{x=0} = 0; \quad p|_{x=x} = 0 \quad \text{和} \quad \left. \frac{-p}{x} \right|_{x=x} = 0$$

(2) 在 $(0 \leq x \leq L, -B/2 \leq y \leq B/2)$ 长方形区域上的二维边界条件

$$\text{当边界已知时} \quad p|_{x=0} = 0; \quad p|_{x=L} = 0; \quad p|_{y=\pm B/2} = 0$$

$$\text{当出口边界未知时} \quad p|_{x=0} = 0; \quad p|_{x=x} = 0 \quad \text{和} \quad \left. \frac{-p}{x} \right|_{x=x} = 0; \quad p|_{y=\pm B/2} = 0$$

以上 x 为待定的出口边界。

2. 初始条件

对于速度或载荷随时间变化的非稳态工况的润滑问题,例如内燃机曲轴轴承的流体动压润滑,雷诺方程含有挤压项,即式(2-9)的右端最后一项。此时润滑膜厚将随时间变化,因此需要提出方程求解的初始条件。初始条件的一般提法是

$$\text{初始膜厚} \quad h|_{t=0} = h(x, y, 0)$$

初始压力 $p|_{t=0} = p(x, y, 0)$

如果需要考虑润滑剂粘度和密度随时间的变化, 也应当给出它们相应的初始条件。

2.2.3 流体润滑特性计算

由雷诺方程求得压力分布以后, 进而可以计算流体润滑的静态特性, 包括承载量、摩擦力、流量等。

1. 承载量 W

在整个润滑膜范围内将压力 $p(x, y)$ 积分就可求得润滑膜承载量, 即

$$W = \int p \, dx \, dy$$

2. 摩擦力 F

润滑膜作用在固体表面的摩擦力可以将与表面接触的流体层中的切应力沿整个润滑膜范围内积分而求得, 即

$$F_{0, h} = \pm \int \tau_{z=0, h} \, dx \, dy$$

考虑到切应力作用方向, 上式中正号为 $z = 0$ 表面上的摩擦力, 而负号为 $z = h$ 表面上的摩擦力。

将式(2-5)代入牛顿粘性定律, 上式中的切应力为

$$\tau = \mu \frac{du}{dz} = \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} (2z - h) + (U_h - U_0) \frac{\mu}{h}$$

摩擦力求得之后, 进而可以确定摩擦系数 $\mu = F/W$, 以及摩擦功率损失和因粘性摩擦所产生的发热量。

3. 润滑剂流量 Q

通过润滑膜边界流出的流量可以按下式计算

$$Q_x = \int q_x \, dy$$

$$Q_y = \int q_y \, dx$$

将各个边界的流出流量总和起来即求得总流量。计算流量的必要性在于确定必须的供油量以保证润滑油填满间隙。同时, 流量的多少影响对流

散热的程度,根据流出流量和摩擦功率损失还可以计算润滑膜的热平衡温度。

2 3 线、点接触问题的弹性力学基础

Hertz 接触理论是根据完全弹性体的静态接触条件得出的,通常被用来计算曲面接触副的弹性变形和应力场,因此,在摩擦学中是弹流润滑和接触疲劳磨损研究的理论基础之一。

2.3.1 线接触问题

1. 几何模拟与弹性模拟

工程实际中的接触表面可能是各种形状的曲面,但由于接触区的宽度远小于接触点的曲率半径,因而可以对接触表面作适当的几何简化。

由于弹流润滑研究只涉及到接触点附近的区域,所以线接触的问题可以用半径分别与接触点的曲率半径相等的两个圆柱体的接触来近似。从润滑力学的观点分析,这两个圆柱体接触还可以进一步变换为一个当量圆柱与一个平面的接触,使它们构成的间隙形状相同,如图 2-5 所示。

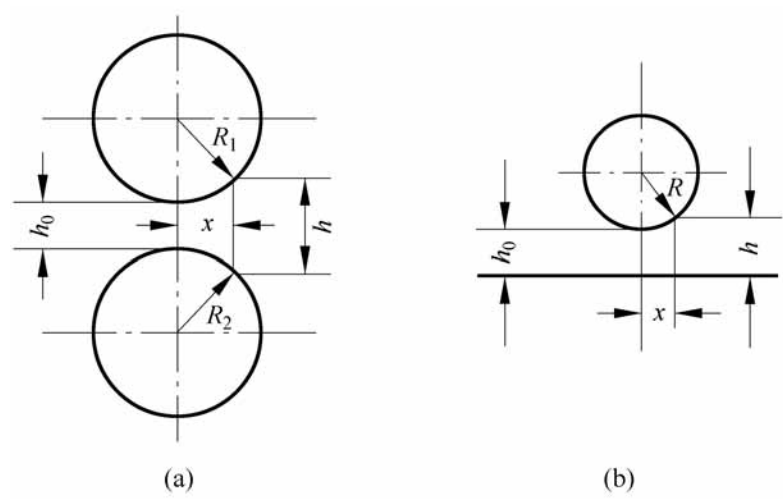


图 2-5 油膜间隙与当量圆柱

图 2-5(a)所示两个圆柱所构成的间隙,即油膜厚度可以由几何关系求得如下:

$$h = h_0 + (R_1 - \sqrt{R_1^2 - x^2}) + (R_2 - \sqrt{R_2^2 - x^2}) = h_0 + \frac{x^2}{2R}$$

式中

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \tag{2-10}$$

这里, R 称为当量曲率半径, 如图 2-5(b)。如果两个圆柱的中心处于接触点的同一侧, 且 $R_1 > R_2$, 当量曲率半径为

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 - R_2} \tag{2-11}$$

图 2-5(b) 的间隙形状和图 2-5(a) 有相同的方程, 因此它们的润滑情况是等效的。此外, 根据弹性模拟原则还可以用一个具有当量弹性模量 E 的弹性圆柱与一刚性平面的接触来代替弹性模量分别为 E_1 和 E_2 , 泊松比分别为 μ 和 μ_e 的两个弹性圆柱的接触, 使当量弹性圆柱的接触变形将等于两个弹性圆柱接触时的变形之和。这一当量弹性模量为

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_e^2}{E_2} \tag{2-12}$$

综上所述, 两个任意截面的弹性柱体的接触问题, 经过几何模拟和弹性模拟, 最终可变换为具有当量曲率半径 R 和当量弹性模量 E 的弹性圆柱与刚性平面的接触问题。它们的润滑性能是等效的。因此, 在弹流润滑研究中, 只需要讨论这种当量润滑系统。

2. 接触应力与接触区尺寸

如图 2-6 所示, 两个弹性圆柱在载荷 W 作用下相互挤压, 接触线扩展成为一个狭长的面。如前所述, 两个弹性圆柱的接触, 可等效为一当量弹性圆柱和一刚性平面的接触问题, 因此在弹流润滑研究中, 可以将接触区视为平面。

根据 Hertz 弹性接触理论, 接触区的半宽 b 为

$$b = \frac{8WR}{LE}^{1/2} \tag{2-13}$$

式中, R 为当量曲率半径; E 为当量弹性模量; L 为圆柱长度。

在接触区上, 表面的接触应力依照半椭圆规律分布, 即

$$p = p_0 \left(1 - \frac{x^2}{b^2} \right)^{1/2} \tag{2-14}$$

其中, p 为接触应力; p_0 为最大接触应力, 可按下式计算:

$$p_0 = \frac{2W}{bL} = \frac{WE}{2RL}^{1/2} = \frac{Eb}{4R} \tag{2-15}$$

在接触体表层内, 作用在接触区中心线(即 Z 轴)上的主应力 σ_x , σ_y 和 σ_z 均为压应力, 图 2-7 给出这些主应力沿 Z 轴变化的曲线。

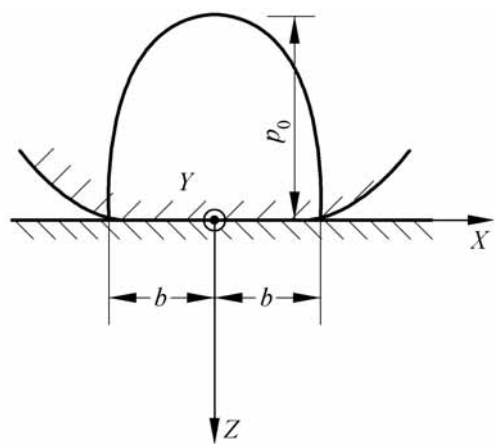


图 2-6 线接触问题

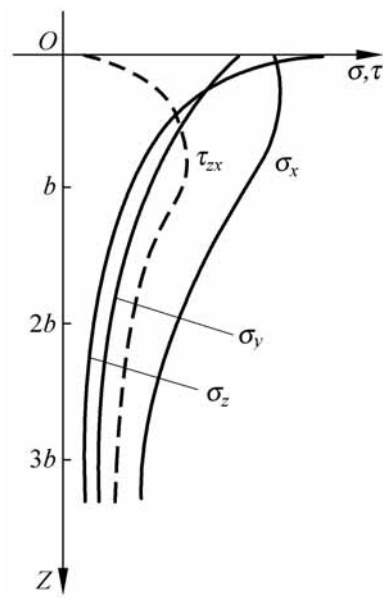


图 2-7 表层内中线上应力变化曲线

虽然各主应力的最大值都发生在接触表面, 但由它们所构成的 45° 切应力的最大值却发生在表层内。分析表明, 最大的 45° 切应力是由 σ_x 和 σ_z 构成的, 即

$$\tau_{zx} = \frac{1}{2}(\sigma_z - \sigma_x)$$

它的最大值 $\tau_{zx, \max} = 0.301 p_0$, 作用在距表面 $0.786b$ 处, 它对接触疲劳磨损有重要作用。

2.3.2 点接触问题

1. 接触几何关系

点接触的一般情况是椭圆接触, 即接触区为椭圆。两个任意形状的物体的接触可以表示为以接触点处的两个主曲率半径构成的椭圆体相接触。

图 2-8 给出两个任意形状物体相接触时接触点附近的几何关系。两物体在各自的两个正交主平面上接触点的主曲率半径分别为 R_{1x} , R_{1y} 和 R_{2x} , R_{2y} 。正交主平面与公切面的交线为坐标轴 X_1 , Y_1 及 X_2 , Y_2 , 两组坐标轴相互夹角为 α 。

在工程问题中, 通常 $\alpha = 0$ 。如果忽略高阶微量, 则两物体邻近接触点

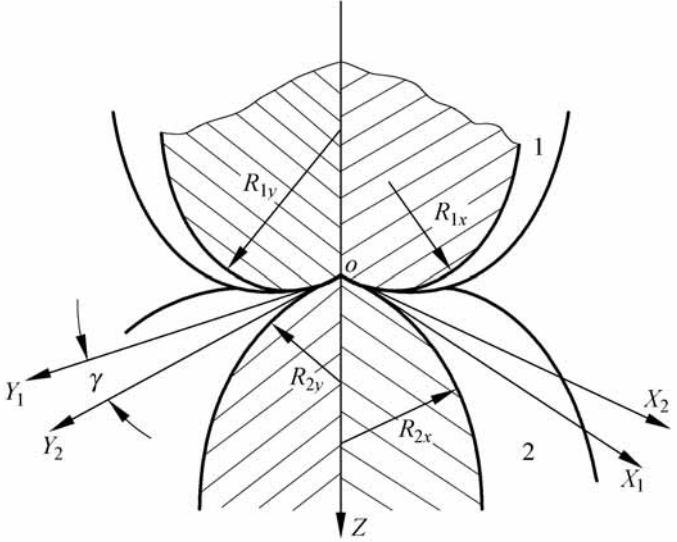


图 2-8 点接触问题的一般情况

的表面可用以下方程表示

$$\begin{aligned} z_1 &= A_1 x^2 + A_2 xy + A_3 y^2 \\ z_2 &= B_1 x^2 + B_2 xy + B_3 y^2 \end{aligned} \tag{2-16}$$

这里 A_1, A_2, A_3 和 B_1, B_2, B_3 都是常数。

沿 Z 轴方向上两物体表面间的距离 s 为

$$s = z_2 - z_1 = (B_1 - A_1) x^2 + (B_2 - A_2) xy + (B_3 - A_3) y^2$$

通过适当选取 X 和 Y 坐标轴方向, 总可以使方程(2-16)不含 xy 项, 于是两物体表面间的距离表示为

$$s = Ax^2 + By^2 \tag{2-17}$$

式中, A, B 常数与两物体的几何形状有关, 它们的数值为

$$\begin{aligned} A + B &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2x}} + \frac{1}{R_{2y}} \right) \\ B - A &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{1x}} - \frac{1}{R_{1y}} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{2x}} - \frac{1}{R_{2y}} \right)^2 + \\ &\quad 2 \left(\frac{1}{R_{1x}} - \frac{1}{R_{1y}} \right) \left(\frac{1}{R_{2x}} - \frac{1}{R_{2y}} \right) \cos 2\gamma \end{aligned} \tag{2-18}$$

由式(2-17)可知, 在 XOY 平面上, s 的等值线是一族椭圆。若将两物体沿 Z 轴方向施加载荷压紧, 弹性变形后的接触区将具有椭圆边界。

2. 接触应力与接触区尺寸

根据 Hertz 接触理论, 接触应力在接触区内按照椭球体规律分布。如果以 a, b 分别表示接触区椭圆的长、短半轴, 当接触椭圆的短轴方向与

X 轴相重合时, 接触应力 p 为

$$p = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2} - \frac{y^2}{a^2}} \tag{2-19}$$

最大 Hertz 接触应力 p_0 为

$$p_0 = \frac{3W}{2\pi ab} \tag{2-20}$$

这里 W 为总载荷。

在工程设计中, 接触椭圆的尺寸 a 和 b 的数值可以采用下列公式计算:

$$a = k_a \sqrt[3]{\frac{3W}{2E(A+B)}} \tag{2-21}$$

$$b = k_b \sqrt[3]{\frac{3W}{2E(A+B)}} \tag{2-22}$$

若令

$$\cos \theta = \frac{B-A}{B+A} \tag{2-23}$$

从图 2-9 中, 根据 θ 可以得到 k_a 和 k_b 的数值。

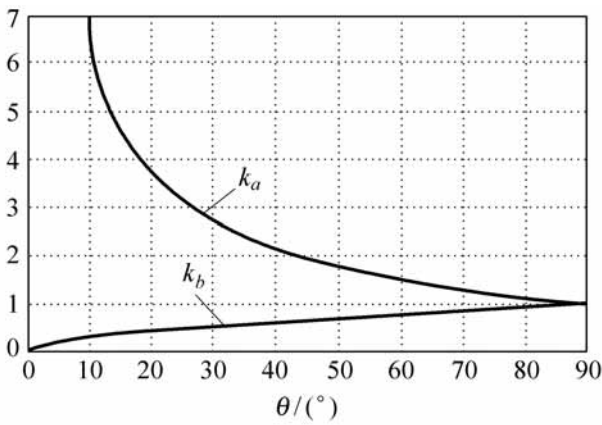


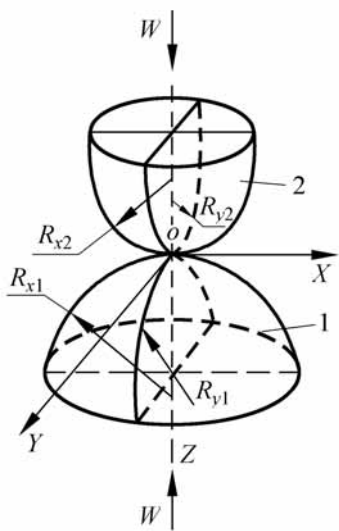
图 2-9 k_a 和 k_b 数值曲线

由以上各公式可以看出, 最大接触应力与载荷不成线性关系。在线接触问题中, 最大接触应力与载荷的平方根成正比, 而点接触的最大接触应力与载荷的立方根成正比。这是由于随着载荷的增加, 接触面积也增大, 使接触面上的最大接触应力的增加比载荷增加缓慢。应力与载荷成非线性关系是弹性接触问题的重要特征。接触问题的另一个特征是接触应力的大小与材料的弹性模量和泊松比有关, 这是因为接触面积与接触物体的弹性变形有关的缘故。

在工程实际中, 最普遍的点接触问题是两个接触物体的主平面相互重合, 即图 2-8 中的 θ 角为 0° 或 90° 。由于它相对简单且具有普遍性, 迄今为

止的点接触弹流理论研究仅限于这类问题。

如图 2-10 所示 $\alpha = 0^\circ$ 或 90° ; 如果选择两个主平面作为坐标轴 X 和 Y 的方向, 并记 \mathbf{XOZ} 平面内两物体在接触点处的主曲率半径分别为 R_{x1} 和 R_{x2} , 而 YOZ 平面内的主曲率半径分别为 R_{y1} 和 R_{y2} , 于是, 由式 (2-17) 和式 (2-18) 得



$$s = \frac{x^2}{2 R_x} + \frac{y^2}{2 R_y} \tag{2-24}$$

其中

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \tag{2-25}$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}} \tag{2-26}$$

图 2-10 主平面重合的点接触

由此可见, 两个弹性物体的点接触问题可以视为在接触点处具有当量主曲率半径 R_x 、 R_y 和当量弹性模量 E 的弹性椭球体与刚性平面相接触。

如果图 2-10 所示的两表面之间存在润滑油膜, 且接触中心 O 点的中心膜厚为 h_c , 在油膜压力作用下表面产生的弹性变形为 (x, y) , 那么油膜厚度的表达式可以写为

$$h(x, y) = h_c + s(x, y) + (x, y) - (0, 0)$$

即

$$h(x, y) = h_c + \frac{x^2}{2 R_x} + \frac{y^2}{2 R_y} + (x, y) - (0, 0) \tag{2-27}$$

由于中心膜厚 $h_c = h_0 + (0, 0)$, 这里 h_0 为刚体中心膜厚, 所以油膜几何方程又可以表达为

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2 R_x} + \frac{y^2}{2 R_y} + (x, y) \tag{2-28}$$

在弹流润滑计算中, 式 (2-27) 和式 (2-28) 两种形式的油膜几何方程均可采用。注意 h_0 不是真正意义上的膜厚, 有可能是负值, 但膜厚 h 不能为负。

2.4 弹性流体动压润滑(入口区分析)

弹性流体动压润滑(elasto-hydrodynamic lubrication)简称为弹流润滑(EHL 或 EHD)是摩擦学近 30 年来发展的重要领域, 它主要研究名义上是

点线接触摩擦副的润滑问题。这类润滑问题的特征是: 由于摩擦副的载荷集中作用, 接触区内的压力很高, 因而在润滑计算中要考虑接触表面的弹性变形和润滑剂的粘压效应。这样, 弹流润滑理论在数学上就十分复杂, 通常只能应用计算机采用数值计算求解。有关弹流润滑问题的数值求解方程将在下一章介绍。

本节介绍^[3]在 1949 年提出的弹流润滑入口区分析方法, 首次将雷诺流体润滑理论和 Hertz 弹性接触理论联系起来处理弹流润滑问题, 并提出线接触等温弹流润滑问题的近似解。

2.4.1 线接触的弹性变形

图 2-11 所示点划线表示半径为 R 的弹性圆柱与刚性平面在无载荷条件下相互接触的情况。当施加载荷 W 以后, 两表面相互挤压而产生位移, 此时变形后的情况如图中实线所示。显然, 在接触应力作用下, 接触区以外的表面也产生变形, 使表面的曲率半径增大。

根据 Hertz 理论, 在接触区以外的间隙方程为

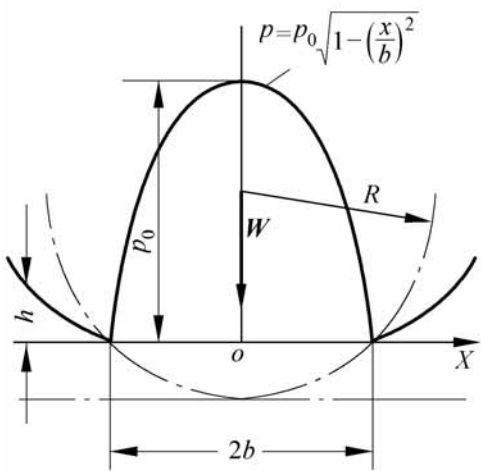


图 2-11 Hertz 线接触的变形

$$h = \frac{2bp_0}{E} \left[\frac{x}{b} \sqrt{\frac{x^2}{b^2} - 1} - \ln \left| \frac{x}{b} + \sqrt{\frac{x^2}{b^2} - 1} \right| \right] \tag{2-29}$$

令 $E_L = E$ 称为拉梅常数

$$= 4 \left[\frac{x}{b} \sqrt{\frac{x^2}{b^2} - 1} - \ln \left| \frac{x}{b} + \sqrt{\frac{x^2}{b^2} - 1} \right| \right]$$

可知: 是 x 的函数, 并且只有当 $\left| \frac{x}{b} \right| \geq 1$ 时, 才有意义。

将上述关系式代入式(2-29), 则得

$$h = \frac{W}{E_L L}$$

2.4.2 考虑粘压效应的雷诺方程

将 Barus 粘压关系式 $\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$ 代入无限长雷诺方程, 即

$$\frac{dp}{dx} = 12U \mu_0 e^{\alpha p} \frac{h - h_0}{h^3} \tag{2-30}$$

若令诱导压力 $q = \frac{1 - e^{-p}}{h_0}$, 则

$$\frac{dq}{dx} = - \frac{1}{h_0} \frac{d}{dx}(e^{-p}) = e^{-p} \frac{dp}{dx}$$

将上式代入式(2-30), 即可求得考虑粘压效应的雷诺方程

$$\frac{dq}{dx} = 12U_0 \frac{h - h_0}{h^3} \tag{2-31}$$

式(2-31)表明: 经变换以后, 用诱导压力 q 来代替压力 p , 考虑粘压关系的雷诺方程与等粘度的雷诺方程的形式相同。

2.4.3 分析与讨论

对于线接触弹流润滑问题作了如下十分巧妙的推论:

(1) 在接触区绝大部分的压力很高, 以至 e^{-p} 趋于 0, 因而诱导压力 $q = \frac{1}{h_0}(1 - e^{-p})$ 趋于 $1/h_0$, 即常数。如果在接触区内 q 值为常数, 则 $dq/dx = 0$, 由雷诺方程(2-31)得知 $h = h_0$, 即接触区内油膜厚度是常量, 在接触区内形成平行间隙。进一步可推断, 在接触区内, 不论有无油膜存在, 其压力分布相同, 即按照 Hertz 分布。

(2) 由于接触区内的油膜压力比接触区以外的入口区 ($x < -b$) 高得多, 可以认为, 弹性柱体的变形只取决于接触区内的 Hertz 压力分布, 也就是说在接触区以外仍然保持无油膜时的弹性变形, 其间隙形状可按下式计算

$$h = h_0 + \frac{W}{E_L L} \tag{2-32}$$

(3) 如图 2-12 所示, 入口区形成收敛间隙所产生的流体动压 p 在 $x = -b$ 处应满足压力相等的条件, 即 $q = 1/h_0$ 。根据这一条件便可求得油膜厚度 h_0 值。

图 2-12 给出 分析的的压力分布和油膜形状。以上的推论被以后的精确计算和实验证明基本符合实际。

应当指出, 理论只限于入口区分析, 而在出口区情况更为复杂, 也需要对 Hertz 压力分布和变形进行修正, 否则不能满足流量连续条件。这是由于在接触中心处 $dp/dx = 0$, 只存在速度流动, 其流量为 Uh_0 。但在 $x = +b$ 处, 压力梯度 $dp/dx = -2p_0/b$, 因而在出口区除速度流动之外还存在相当强的压力流动, 总流量要比接触中心的大得多。

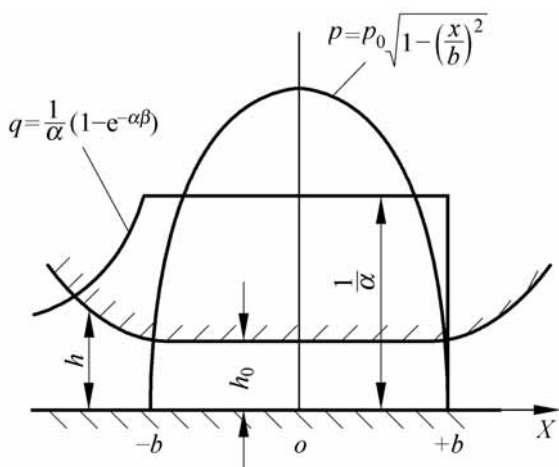


图 2-12 压力分布和油膜形状

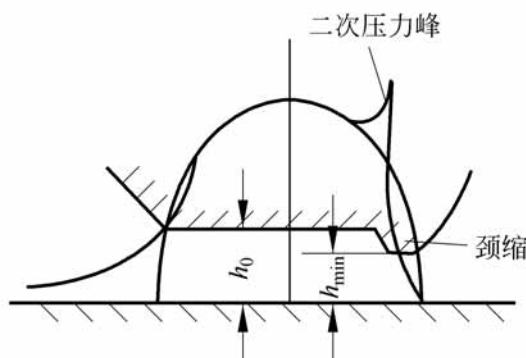


图 2-13 弹流压力与膜厚的数值解

图 2-13 是线接触弹流润滑数值解的结果。可以看到：为了维持流量连续条件，出口区表面的弹性变形趋于恢复，使间隙减小形成颈缩。通常颈缩处的最小油膜厚度 h_{\min} 约是按 h_0 的 75%。由于颈缩的存在，在相应的位置上将出现二次压力峰。颈缩和二次压力峰是弹流润滑的重要特征。

2.4.4 膜厚公式

将入口区的楔形间隙方程 (2-32) 代入考虑粘压效应的雷诺方程 (2-31)，得到

$$\frac{dq}{dx} = 12U_0 \frac{W}{E_L L h^3}$$

进行无量纲化处理，令

$$Q = \frac{W}{E_L L} \frac{q}{12U_0 b}$$
$$X = \frac{x}{b} \quad H = \frac{hE_L L}{W} \quad H_0 = \frac{h_0 E_L L}{W}$$

由间隙方程得

$$H = H_0 +$$

将上述各关系式代入，雷诺方程无量纲形式变为

$$\frac{dQ}{dX} = \frac{1}{H^3} \tag{2-33}$$

根据边界条件：当 $X = -1$ 时， $Q = 0$ 。而要求计算 $X = 1$ 处的 Q 值，故可以采用下列定积分，即

$$Q|_{x=-1} = \int_{-1}^0 \frac{dX}{H^3} = \int_{-1}^0 \frac{dX}{(H_0 + X)^3}$$

在该积分式中, H_0 与 X 无关, 为 X 的函数, 采用数值积分方法对于一系列的 H_0 数值求出定积分值, 然后将结果整理成经验关系式, 即

$$Q|_{x=-1} = 0.0986 H_0^{-1/8} \tag{2-34}$$

如前所述, 在 $x = -b$ 处应满足 $q = 1$ 的条件, 则得 $Q|_{x=-1} = \frac{W}{E_L L} \times \frac{1}{12 U_0 b}$ 。将这一结果代入式 (2-34), 并代入 $E_L = E, b = \frac{8WR}{LE}^{1/2}$, 经整理得

$$\frac{h_0}{R} = 1.95 \frac{U_0^{8/11}}{R} \frac{E L R^{1/11}}{W} \tag{2-35}$$

这就是弹流润滑理论中著名的 $\frac{h_0}{R}$ 公式。

为了便于分析比较, 采用 Dowson 提出的无量纲参数来表示。这组无量纲参数为

油膜厚度参数 $H_0^* = \frac{h_0}{R}$

材料参数 $G^* = \frac{E}{E_L}$

速度参数 $U^* = \frac{U_0}{E R}$

载荷参数 $W^* = \frac{W}{E R L}$

则 $\frac{h_0}{R}$ 公式为

$$H_0^* = 1.95 \frac{(G^* U^*)^{8/11}}{W^{1/11}} \tag{2-36}$$

式(2-36)相当准确地给出了平均油膜厚度的近似值, 通常它比测量值约大 20% 左右。

提出的入口区分析弹流问题的近似方法被广泛地引用来处理弹流润滑的其他问题。例如, 对于球与平面接触的弹流润滑, 相当于理论的膜厚公式为

$$\frac{h_0}{R} = 1.73 \frac{U_0^{5/7}}{R} \frac{E R^{2/7}}{W^{1/21}} \tag{2-37}$$

2 5 润滑脂的润滑简介

润滑脂是在润滑油中加入稠化剂所制成的半固体胶状物质。常用的稠化剂是脂肪酸金属皂, 这种皂纤维构成网状框架, 其间储存润滑油。由于润

滑脂是 维组成的三维框架结构,它不能作层流流动,在润滑过程中呈现出复杂的宏观力学特性,即表现为具有时间效应的粘塑性流体。图 2-14 表示润滑脂的流变特性。其主要特点可归纳为:

(1) 通常润滑脂的粘度随切应变率的增加而降低,因而切应力与切应变率呈现非线性关系。

(2) 如图 2-14, 润滑脂具有屈服切应力 τ_s , 只有当施加的切应力 $\tau > \tau_s$ 时, 润滑脂才产生流动而表现出流体性质。当 $\tau \leq \tau_s$ 时, 润滑脂表现为固体性质, 并可具有一定的弹性变形。由于润滑脂具有屈服切应力特性, 使得润滑膜中切应力 τ_s 的区域将出现无剪切流动层。在该流动层中, 与流动速度垂直方向上的各点将具有相同的流速, 即形成整体。

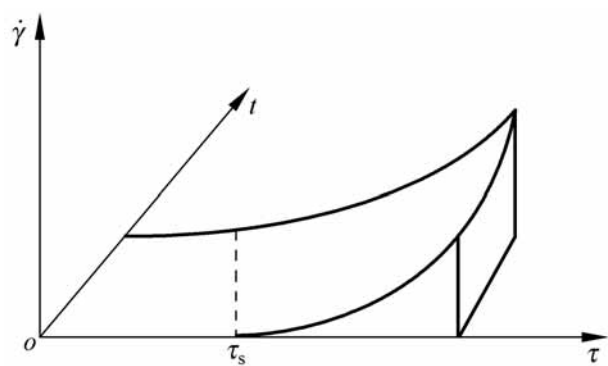


图 2-14 润滑脂流变特性

(3) 润滑脂具有触变性。当润滑脂在一定的切应变率下流动时, 随着剪切时间的延长, 切应力逐渐减小, 即粘度随着时间而降低。而当剪切停止以后, 粘度将部分地恢复。由此可见, 脂润滑状态是处于动态的变化过程, 而所谓的稳态润滑只能是相对稳定状态。

描述润滑脂流变特性的本构方程目前主要采用以下 3 种

(1) Ostwald 模型

$$\tau = K \dot{\gamma}^n$$

(2) Bingham 模型

$$\tau = \tau_s + K \dot{\gamma}$$

(3) Herschel-Bulkley 模型

$$\tau = \tau_s + K \dot{\gamma}^n$$

式中, n 为流变指数; K 为塑性粘度。

实践表明, Herschel-Bulkley 模型比较符合实验结果, 在中低速范围时准确度更高。此外, 当 $n = 1$ 时, 它转变为 Bingham 模型; 而当 $\tau_s = 0$ 即

Ostwald 模型。因此,Herschel-Bulkley 模型具有普遍性。

严格地说,流变参数 τ_s 、 η_0 和 n 都应是温度和压力的函数。对于等温润滑问题可以不考虑温度的影响。而变流参数与压力的关系通常按简化处理,即认为流变指数 n 与压力 p 无关,而屈服切应力 τ_s 和塑性粘度 η_0 随压力 p 按指数关系变化。故

$$\begin{aligned}\tau_s &= \tau_{s0} e^{p/P} \\ \eta_0 &= \eta_0 e^{p/P}\end{aligned}\tag{2-38}$$

式中, τ_{s0} 和 η_0 为润滑脂在常压下的屈服切应力和塑性粘度; P 为润滑脂所含基础油的粘压系数。

建立脂润滑方程的思路与油润滑问题相类似,根据本构方程以及微元体平衡条件和流量连续条件推导雷诺方程。但是,由于润滑脂 Herschel-Bulkley 模型本构方程中含有屈服切应力 τ_s ,将润滑膜分割成无剪切流动层和剪切流动层两部分,必须分别处理,使推导过程复杂化。基于 Herschel-Bulkley 模型润滑脂的一维雷诺方程为

$$\frac{dp}{dx} = 2\eta_0 \left(\frac{2}{h} \right)^n + \frac{1}{n} U^n \frac{(h - \delta)^n}{h^{2n+1}} - \frac{2\tau_s}{\frac{dp}{dx} h} \left(1 + \frac{n}{n+1} \frac{2\tau_s}{\frac{dp}{dx} h} \right)^{-n}\tag{2-39}$$

关于方程(2-39)的推导,读者可参见文献[4, 5]。式中 δ 为 $\frac{dp}{dx} = 0$ 处的膜厚。

若令 $\tau_s = 0$, 方程(2-39)将变为基于 Ostwald 模型的雷诺方程,即

$$\frac{dp}{dx} = \frac{2}{h^{2n+1}} U^n \left(\frac{2}{h} \right)^n + \frac{1}{n} (h - \delta)^n$$

若令 $\tau_s = 0$ 和 $n = 1$, 方程(2-39)变换成牛顿流体一维雷诺方程

$$\frac{dp}{dx} = 12 U \frac{h - \delta}{h^3}$$

此时, η_0 为动力粘度。

2.6 广义雷诺方程

2.1 节介绍的雷诺方程是在一系列假设下推导的,通常适用于光滑表面牛顿流体的润滑计算。然而,对于某些实际影响因素不可忽视的润滑问

题,就需要从流体力学基本方程出发推导其他形式的广义雷诺方程。这些基本方程包括:

(1) 平衡方程

$$\begin{aligned} -\frac{p}{x} &= -\frac{\tau_{xz}}{z} \\ -\frac{p}{y} &= -\frac{\tau_{yz}}{z} \\ -\frac{p}{z} &= 0 \end{aligned} \quad (2-40)$$

式中, τ_{xz} , τ_{yz} 为切应力张量的分量。对于湍流润滑,上述平衡方程中还应加入惯性项或雷诺应力项等。

(2) 连续方程

$$\frac{u}{x} + \frac{v}{y} + \frac{w}{z} = 0 \quad (2-41)$$

(3) 本构方程

$$= f(\quad) \quad (2-42)$$

其中, $f(\quad)$ 为函数表达式,根据非牛顿流体的流变模型确定。

这里,介绍几种常用的广义雷诺方程,它们的推导过程读者可参见相关文献。

2.6.1 考虑粘度、密度沿膜厚方向变化的影响

对于考虑热效应的弹流润滑问题,由于油膜发热主要通过沿膜厚方向传入固体表面,导致温度沿膜厚方向的变化,使得润滑油的粘度、密度也沿膜厚方向变化,特别是粘度沿膜厚方向的变化将显著地影响润滑性能。为此,Dowson^[6]提出了考虑粘度、密度沿膜厚方向变化的雷诺方程如下:

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{x} (F_1 + G_1) \frac{p}{x} + \frac{1}{y} (F_2 + G_2) \frac{p}{y} \\ & = h \left[\frac{(u)_2}{x} + \frac{(v)_2}{y} - \frac{(u_2 - u_1)(F_3 + G_3)}{F_0} + u_1 G_3 - \right. \\ & \quad \left. - \frac{(v_2 - v_1)(F_3 + G_3)}{F_0} + v_1 G_3 \right] \end{aligned} \quad (2-43)$$

式中各函数按下列公式计算,各速度分量和坐标见图 2-15。

$$F_0 = \int_0^h \frac{1}{\eta} dz$$

$$F_1 = \int_0^h \frac{z}{z} dz = \int_0^h F_0 \quad \left(\frac{z}{z} = \frac{F_1}{F_0} \right)$$
$$F_2 = \int_0^h \frac{z}{z} (z - \int_0^z \frac{z}{z} dz) dz$$
$$F_3 = \int_0^h \frac{z}{z} dz$$
$$G_1 = \int_0^h \int_0^z \frac{z}{z} \int_0^z \frac{z}{z} dz - \int_0^h \int_0^z \frac{1}{z} dz \quad dz$$
$$G_2 = \int_0^h \int_0^z \frac{z}{z} \int_0^z \frac{1}{z} dz \quad dz$$
$$G_3 = \int_0^z \frac{z}{z} dz$$

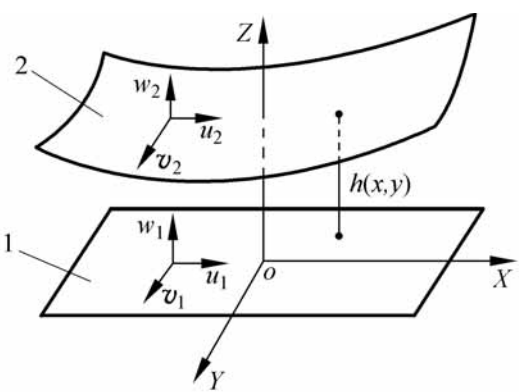


图 2-15 直角坐标系

2.6.2 考虑表面粗糙度的影响

当润滑膜厚度很薄时,接触表面的粗糙度对于润滑性能具决定性的影响。设两表面粗糙度的均方根偏差分别为 σ_1 和 σ_2 ,而润滑膜的平均膜厚为 h ,则定义膜厚比 λ 为

$$\lambda = \frac{h}{\sigma} = \frac{h}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \tag{2-44}$$

这里, $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$,称为综合粗糙度。

通常认为, $\lambda > 3 \sim 4$ 时,称为全膜润滑;当 $\lambda < 3 \sim 4$ 时,称为部分膜润滑 (partial lubrication),它是指含有表面粗糙度接触的润滑状态。部分润滑的特征是必须考虑表面形貌的影响,而且表面磨损也是这种润滑状态不可避免的现象。

由于描述表面形貌的参数是随机变量,因而粗糙表面润滑的参数如油

膜压力和油膜厚度也都是随机变量。这样就必须根据随机理论来建立部分润滑的基本方程。

Patir 和 Cheng^[7] 对于在等温条件下不可压缩流体三维粗糙表面的部分润滑问题,提出了平均流量模型,并推导出平均雷诺方程,即

$$\begin{aligned} &-\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \frac{(u_1 - u_2)}{2} \frac{\partial s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \end{aligned} \tag{2-45}$$

式(2-45)中,右端第一项是滚动引起的动压项;第二项为滑动引起的动压项;第三项为挤压项。其中, \bar{p} 为平均压力; \bar{h}_r 为各点实际油膜厚度的平均值; t 为时间变量; u_1, u_2 分别为两粗糙面的表面速度; ϕ_x, ϕ_y 分别为 x, y 方向的压力流量因子,它表示粗糙表面间平均压力流量与光滑表面间的压力流量之比。它们的数值可以根据设想的粗糙表面模型通过数值计算求得。

图 2-16 是压力流量因子 ϕ_x 和膜厚参数 h/σ 的关系。图中 γ 称为表面方向参数,它表征表面粗糙度的条纹方向,形象地表示微峰接触的长宽比。如图 2-17 所示, $\gamma > 1$ 表示纵向粗糙条纹; $\gamma < 1$ 表示横向粗糙条纹;而 $\gamma = 1$ 则为各向同性的粗糙条纹,图中的虚线表示润滑剂的流动方向。

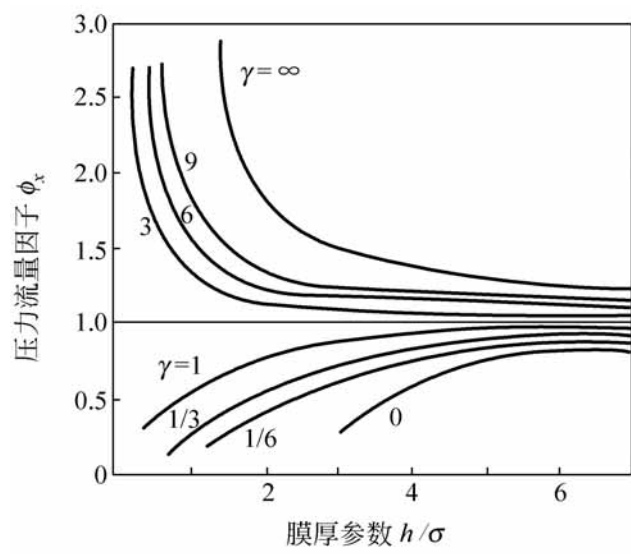


图 2-16 压力流量因子

式(2-45)中 s 是剪切流量因子,它考虑两个粗糙表面相对滑动时产生的附加流量的影响。图 2-18 列出光滑表面与粗糙表面相对滑动时的剪切流量因子 s 。

由于 s 是两个粗糙表面相对滑动时的剪切流量因子,它的数值可以按

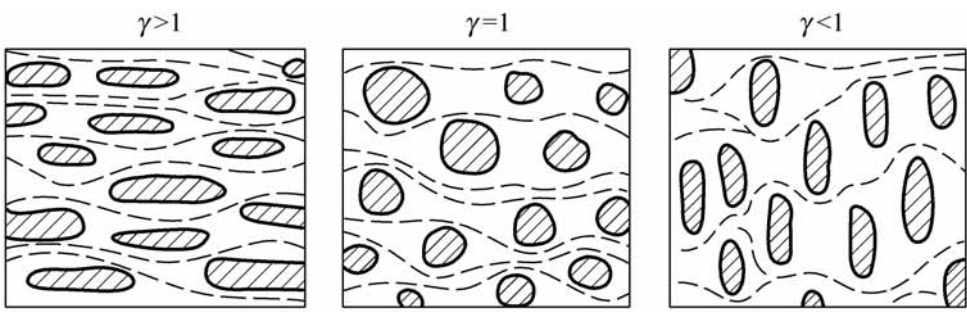


图 2-17 表面方向参数

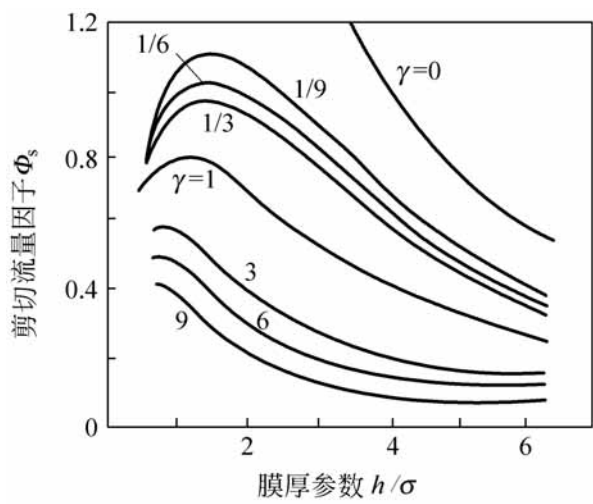


图 2-18 光滑表面与粗糙表面相对滑动时的剪切流量因子

下式计算

$$\Phi_s = \frac{1}{2} \left(\frac{h}{\sigma} \right)^2_{s,1} - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{\sigma} \right)^2_{s,2} \tag{2-46}$$

Patir 和 Cheng 通过求解平均雷诺方程(2-45), 对于不同表面方向参数值的两个粗糙表面圆盘在纯滚动条件下的弹流中心膜厚 h_{cr} 与光滑表面的对应值 h 进行计算, 结果列于图 2-19。

图 2-19 表明: 横向条纹和各向同性粗糙表面形成弹流润滑的平均油膜厚度比光滑面的膜厚值有所增加, 这是由于横向粗糙条纹产生附加的泵效应。而且膜厚比越小, 泵效应就越强。但对于纵向条纹的粗糙表面, 纯滚动所形成的中心油膜厚度将低于光滑表面的对应数值。

综合上述的理论计算结果可以得出: 在线接触弹流润滑下, 横向条纹和各向同性的粗糙度将促使油膜厚度增大, 而纵向条纹的粗糙度却降低油膜厚度。同时, 粗糙度效应仅在膜厚比 2~3 时才开始显著起来。

作者等人^[8] 利用光干涉方法测量点接触副在纯滑动条件下粗糙表面的

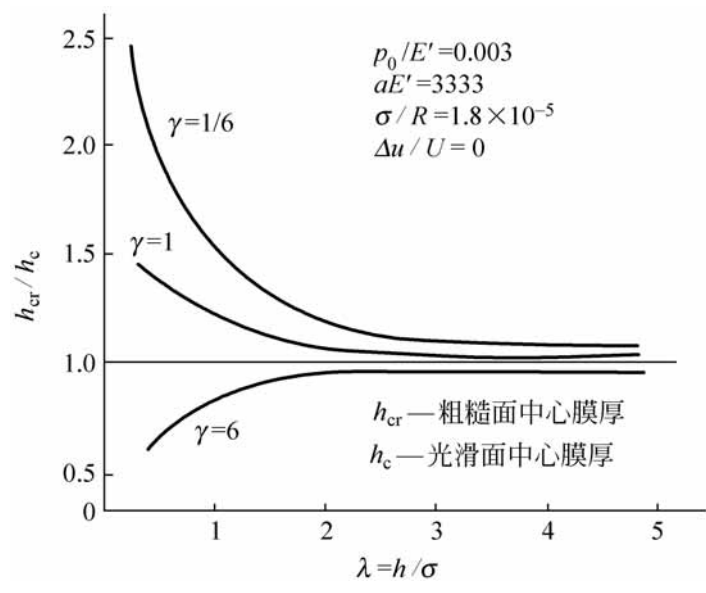


图 2-19 中心膜厚与膜厚比

弹流油膜厚度和油膜形状。实验结果表明:与光滑面弹流润滑的情况相同,粗糙表面点接触弹流润滑膜也形成马蹄形和耳垂特征。最小油膜厚度与卷吸速度的关系也为指数函数,即 $h_{\min} \propto U^a$, 而 a 的数值依表面形貌参数而改变。在相同条件下,粗糙面的最小膜厚约为光滑面最小膜厚的 55% ~ 95%,并随着卷吸速度增加两者趋于接近。此外,横向条纹表面形成的弹流膜厚将大于纵向条纹表面的膜厚。

2.6.3 考虑粗糙度和粘度、密度沿膜厚方向变化的影响

王晓力等^[9]对于粗糙表面并考虑润滑膜与固体表面热交换的润滑问题,即考虑粘度、密度沿厚度方向变化的影响,推导出如下广义雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial x} (F_{20} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (F_{20} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial x} (u_2 \bar{h}) + (u_1 - u_2) \frac{\partial \bar{F}_1}{\partial F_0} + \frac{(u_1 - u_2)}{2} \frac{\partial \bar{s}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \tag{2-47}$$

式中, t 为时间; u_1, u_2 分别为两粗糙面的表面速度; F_x, F_y 分别为 x, y 方向的压力流量因子; F_s 为剪切流量因子; \bar{p} 为平均压力; \bar{h} 为平均膜厚; h_0 为粗糙表面中线构成的名义膜厚; γ 为综合粗糙度。 \bar{F}_1, \bar{F}_0 分别为式(2-43)中 F_1, F_0 的平均值; F_{20} 的表达式如下:

$$F_{20} = \int_0^{h_0} \frac{1}{y} dy - \frac{F_{10}}{F_{00}} dy$$

其中 $F_{00} = \int_0^{h_0} dy$; $F_{10} = \int_0^{h_0} y dy$ 。

2.6.4 考虑非牛顿性和粘度、密度沿膜厚方向变化的影响

对于非稳态工况条件下,非牛顿流体的热弹流润滑计算,杨沛然等^[10]应用等效效应概念推导出普适性更高的线接触雷诺方程。其表达式如下:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{h^3} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12 \bar{u} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\eta^* u}{h} \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\eta^* h}{t} \right) \tag{2-48}$$

式中各函数按下列公式计算:

$$\begin{aligned} \bar{u} &= 12 \frac{\eta^* u}{h} \\ \eta^* &= \frac{1}{u} \left[\eta_e \left(u_2 - u_1 \right) + \eta_e u_1 \right] \\ \eta_e &= \frac{1}{h} \int_0^h \frac{1}{\eta^*} dz \\ \eta_e &= \frac{1}{h^3} \int_0^h \frac{z}{\eta^*} dz \\ \bar{u} &= \frac{1}{2} (u_1 + u_2) \\ \frac{1}{h} &= \frac{1}{h} \int_0^h \frac{1}{\eta^*} dz \\ \frac{1}{h^2} &= \frac{1}{h^2} \int_0^h \frac{z}{\eta^*} dz \end{aligned}$$

其中, η^* 为润滑油名义粘度,即为切应力与切应变率之比。
应当指出,以上各种方程是根据不同工况推导得到的,因此它们的适用场合不完全相同。为得到符合实际的解,在使用过程中必须根据自己的情况加以选择和改造。

参 考 文 献

[1] 温诗铸 摩擦学原理 北京:清华大学出版社,1990
[2] Timoshenko S, Goodier, J N . Theory of Elasticity . McGraw-Hill,1973
[3] . . 1949, 126 ~ 184
[4] 温诗铸,杨沛然 弹性流体动力润滑 北京:清华大学出版社,1992
[5] 应自能 润滑脂的流变特性及其弹流润滑机理的研究:[硕士学位论文]。北京:清华大学精密仪器与机械学系,1985

-
- [6] Dowson D . A generalized Reynolds equation for fluid film lubrication . International Journal of Mechanical Science, 1962, 4:159 ~ 170
 - [7] Patir N, Cheng H S . An average flow model for determining effects of Three dimensional roughness on Partial hydrodynamic lubrication . Trans . ASME, Series F, 1978, 100(1): 12 ~ 17
 - [8] 张勇,张文法,温诗铸 粗糙表面弹流润滑膜的实验研究 摩擦学机理研究(论文摘要) .北京:清华大学,1986
 - [9] 王晓力,温诗铸,桂长林 .基于平均流动模型的广义雷诺方程 润滑与密封,1998, (3):16 ~ 18
 - [10] Yang Peiran, Wen Shi zhu . A generalized Reynolds equation for non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication . Trans . ASME, Journal of Tribology, 1990, 112(4): 613 ~ 636

第 3 章

润滑计算的数值解法

各种流体润滑问题都涉及到在狭小间隙中的流体粘性流动,描写这种物理现象的基本方程为雷诺方程,它的普遍形式是

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{\partial h}{\partial x} + V \frac{\partial h}{\partial y} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (3-1)$$

这个椭圆型的偏微分方程仅仅对于特殊的间隙形状才可能求得解析解,而对于复杂的几何形状或工况条件下的润滑问题,无法用解析方法求得精确解。随着迅速发展的电算技术,数值解法成为求解润滑问题的有效途径。

数值法是将偏微分方程转化为代数方程组的变换方法。它的一般原则是:首先将求解域划分成有限个数的单元,并使每一个单元充分的微小,以至于可以认为在各单元内的未知量(例如油膜压力 p)相等或者依照线性变化,而不会造成很大的误差。然后,通过物理分析或数学变换方法,将求解的偏微分方程写成离散形式,即是将它转化为一组线性代数方程。该代数方程组表示了各个单元的待求未知量与周围各单元未知量的关系。最后,根据 Gauss 消去法或者 Gauss-Seidel 迭代法求解代数方程组,从而求得整个求解域上的未知量。

用来求解雷诺方程的数值方法很多,最常用的是有限差分法、有限元法和边界元法,这些方法都是将求解域划分成许多个单元,但是处理方法各不相同。在有限差分法和有限元法中,代替基本方程的函数在求解域内是近似的,但完全满足边界条件。而边界元方法所用的函数在求解域内完全满足基本方程,但是在边界上则近似地满足边界条件。

能量方程和弹性变形方程是流体润滑问题中考虑热效应和表面弹性变形时必须求解的重要方程,在本章中也将介绍它们的数值解法。近年发展

的多重网格法在润滑计算中开始得到应用,并有广泛的应用前景。本章的最后还将介绍用多重网格法求解微分方程和积分方程。

3 1 雷诺方程的数值解法

3 .1 .1 有限差分法

根据边界条件求解雷诺方程,这在数学上称为边值问题。在流体润滑计算中,有限差分法的应用最为普遍。现将有限差分法求数值解的步骤和方法说明如下。

首先,将所求解的偏微分方程无量纲化。这样做的目的是减少自变量和应变量的数目,同时用无量纲参数表示的解具有通用性。

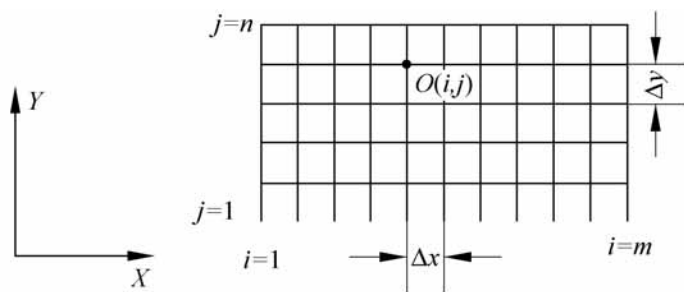


图 3-1 等距网格划分

然后,将求解域划分成等距的或不等距的网格,图 3-1 为等距网格,在 X 方向有 m 个节点, Y 方向有 n 个节点,总计 $m \times n$ 个节点。网格划分的疏密程度根据计算精度要求确定。对于通常的润滑计算,若取 $m = 12 \sim 25$, $n = 8 \sim 10$ 即可满足要求。有时为提高计算精度,可在未知量变化剧烈的区段内细化网格,即采用两种或几种不同间距的分格,或者采用按一定比例递减的分格方法。

如果用 ϕ 代表所求的未知量例如油膜压力 p ,则变量 ϕ 在整个域中的分布可以用各节点的 ϕ 值来表示。根据差分原理,任意节点 $O(i, j)$ 的一阶和二阶偏导数都可以由其周围节点的变量值来表示。

如图 3-2 所示,如果采用中差分公式,则变量 ϕ 在 $O(i, j)$ 点的偏导数为

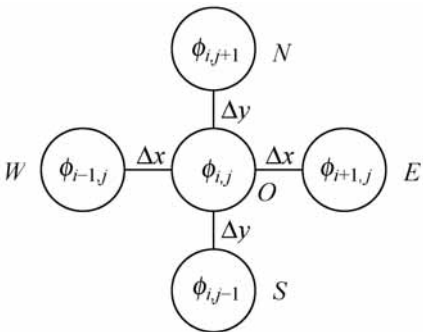


图 3-2 差分关系

$$\frac{\partial x}{\partial x} = \frac{i+1, j - i-1, j}{2 \Delta x} \quad (3-2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial y}{\partial y} &= \frac{i, j+1 - i, j-1}{2 \Delta y} \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} &= \frac{i+1, j + i-1, j - 2 i, j}{(\Delta x)^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial y^2} &= \frac{i, j+1 + i, j-1 - 2 i, j}{(\Delta y)^2} \end{aligned} \quad (3-3)$$

在求解域的边界上或者根据计算要求也可采用前差分公式, 即

$$\begin{aligned} \frac{\partial x}{\partial x} &= \frac{i+1, j - i, j}{\Delta x} \\ \frac{\partial y}{\partial y} &= \frac{i, j+1 - i, j}{\Delta y} \end{aligned} \quad (3-4)$$

或者用后差分公式, 即

$$\begin{aligned} \frac{\partial x}{\partial x} &= \frac{i, j - i-1, j}{\Delta x} \\ \frac{\partial y}{\partial y} &= \frac{i, j - i, j-1}{\Delta y} \end{aligned} \quad (3-5)$$

通常, 中差分的精度最高, 若采用下面的中差分表达式, 则精度更高, 例如

$$\frac{\partial}{\partial x} = \frac{i+1/2, j - i-1/2, j}{\Delta x}$$

以 p 表示润滑膜压力, 将雷诺方程写成二维二阶偏微分方程的标准形式

$$A \frac{\partial^2}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2}{\partial y^2} + C \frac{\partial}{\partial x} + D \frac{\partial}{\partial y} = E$$

其中 A, B, C, D 和 E 均为已知量。然后, 将上述方程应用到各个节点, 根据中差分公式(3-2)和(3-3)用差商代替偏导数, 即可求得各节点的变量 $p_{i, j}$ 与相邻各节点变量的关系。这种关系可以写成

$$p_{i, j} = C_N p_{i, j+1} + C_S p_{i, j-1} + C_E p_{i+1, j} + C_W p_{i-1, j} + G \quad (3-6)$$

其中

$$\begin{aligned} C_N &= \frac{B}{\Delta y^2} + \frac{D}{2 \Delta y} \Delta x / K \\ C_S &= \frac{B}{\Delta y^2} - \frac{D}{2 \Delta y} \Delta x / K \\ C_E &= \frac{A}{\Delta x^2} + \frac{C}{2 \Delta x} \Delta y / K \\ C_W &= \frac{A}{\Delta x^2} - \frac{C}{2 \Delta x} \Delta y / K \end{aligned}$$

$$G = - \frac{E}{K}$$

$$K = 2 \frac{A}{x^2} + \frac{B}{y^2}$$

式(3-6)中各系数值随节点位置而改变。

方程(3-6)是有限差分法的计算方程,对于每个节点都可以写出一个方程,而在边界上的节点变量应满足边界条件,它们的数值是已知量。这样,就可以求得一组线性代数方程。方程与未知量数目相一致,所以可以求解。采用消去法或迭代法求解代数方程组,并使计算结果满足一定的收敛精度,最终求得整个求解域上各节点的变量值。

以下介绍流体润滑问题的有限差分法求解。

1. 流体静压润滑

在稳定工况下流体静压润滑的油膜厚度 h 为常数,若不考虑相对滑动和热效应,则粘度也是常数。这时雷诺方程可简化为拉普拉斯方程,即

$$\nabla^2 p = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 0 \quad (3-7)$$

将上式无量纲化,令 $x = XA$, $y = YB$, A, B 为几何尺寸; $p = Pp_r$, p_r 为油腔压力; $\nabla^2 = A^2/X^2 + B^2/Y^2$; 则无量纲雷诺方程为

$$\frac{\partial^2 P}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial Y^2} = 0 \quad (3-8)$$

求解方程(3-8)的边界条件为

(1) 在油腔内 $P = 1$

(2) 在四周边缘上 $P = 0$

将中差分公式(3-3)代入基本方程(3-8)得

$$\frac{P_{i+1,j} + P_{i-1,j} - 2P_{i,j}}{X^2} + \frac{P_{i,j+1} + P_{i,j-1} - 2P_{i,j}}{Y^2} = 0 \quad (3-9)$$

给出边界条件即可由方程(3-9)求得油膜压力分布的数值解。

2. 流体动压润滑

用于不可压缩流体动压润滑轴承的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3-10)$$

当 h 是 x, y 的已知函数时,对于等粘度润滑问题而言,方程(3-10)是

线性的。对于变粘度润滑问题,则需要考虑粘度随温度或压力的变化,特别是呈非牛顿性的润滑剂的粘度还受各点速度梯度的影响,则方程(3-10)变成非线性偏微分方程,求解过程较为复杂。

1) 准二维问题求解

在润滑问题的工程计算中,往往采用准二维简化方法。其要点是对于两维变化的油膜压力,预先给定沿某一坐标方向(如轴向)的变化规律,再将这一规律代入二维的雷诺方程即变换为容易求解的一维问题。

根据 Ocvirk 对无限短轴承的分析,油膜压力 p 沿 y 方向(即轴向)的分布规律为抛物线,即

$$p = p_x (1 - Y^2)$$

(3-11)

式中, p_x 为轴向中间断面上的压力; Y 为无量纲坐标; n 为指数, $n = 2$ 。

实践表明,将轴向压力分布指数 n 取为 2 适合大多数有限长轴承的情况。

下面以斜面楔形滑块的等粘度润滑计算为例说明雷诺方程的准二维解法。如图 3-3 所示有限长斜面滑块。

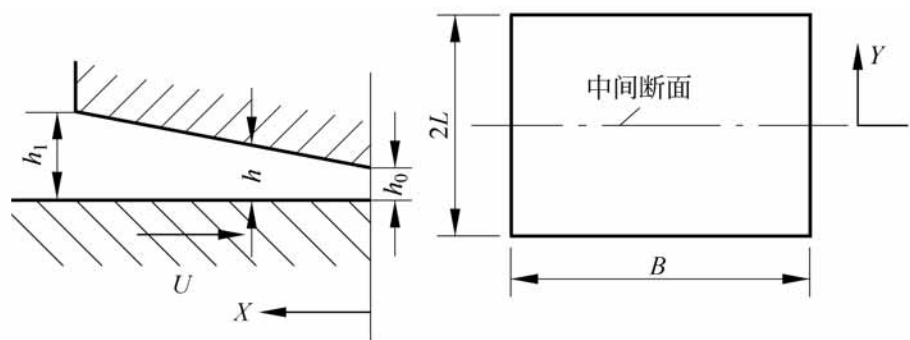


图 3-3 斜面滑块

若令

$$\begin{aligned} x &= XB \\ y &= YL \\ p &= P \frac{6 UB}{h_0^2} \\ &= \frac{B^2}{L^2} \\ h &= h_0 (1 + X) = H h_0 \quad (\text{取 } h = 2 h_0) \end{aligned}$$

代入式(3-10)后得无量纲基本方程

$$\frac{\partial^2 P}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial Y^2} + \frac{3}{H} \frac{dH}{dX} \frac{P}{X} = \frac{1}{H^3} \frac{dH}{dX} \quad (3-12)$$

这种形式的方程被称为 Poisson 方程。

再将 $P = P_c (1 - Y^2)$ 代入方程(3-12), 则变换成只含变量 P_c 和 X 的方程, 即可求解中间断面上无量纲压力 P_c 随 X 的变化。因而

$$\frac{\partial^2 P_c}{\partial X^2} + \frac{3}{H} \frac{dH}{dX} \frac{P_c}{X} - 2 P_c = \frac{1}{H^3} \frac{dH}{dX}$$

或

$$\frac{\partial^2 P_c}{\partial X^2} + a \frac{P_c}{X} + b P_c = c \quad (3-13)$$

方程(3-13)中各系数值为

$$a = \frac{3}{H} \frac{dH}{dX} = \frac{3}{1 + X}$$

$$b = -2 = -\frac{2B^2}{L^2}$$

$$c = \frac{1}{H^3} \frac{dH}{dX} = \frac{1}{(1 + X)^3}$$

差分方程可写成

$$P_i + C_E P_{i-1} + C_W P_{i+1} = G$$

其中, C_E, C_W, G 是由 a, b, c 表达的系数。

2) 二维问题求解

通常的径向滑动轴承设计采用等粘度润滑计算, 即假定润滑膜具有相同的粘度, 同时认为间隙 h 只是 x 的函数, 而不考虑安装误差和轴的弯曲变形。

将轴承表面沿平面展开, 如图 3-4, 并代入 $x = R, dx = Rd$, 则雷诺方

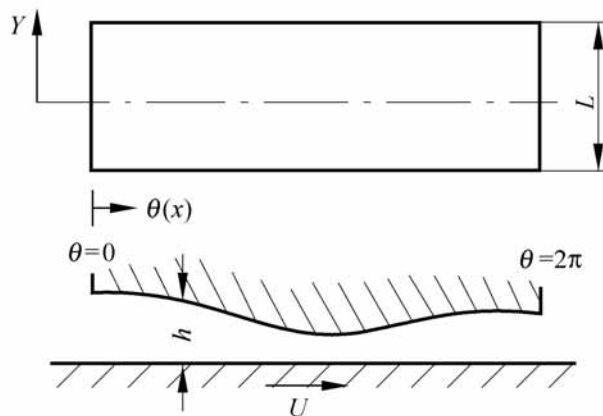


图 3-4 径向轴承展开

程变为

$$-\frac{h^3}{y^2} \frac{dp}{dy} + h^3 R^2 \frac{d^2p}{dy^2} = 6U R \frac{dh}{dy} \tag{3-14}$$

若令

$$\begin{aligned} y &= YL/2 \\ &= (2R/L)^2 \\ h &= c(1 + \cos \theta) = Hc \\ p &= P \frac{6UR}{c^2} \end{aligned}$$

代入后,得无量纲雷诺方程

$$\begin{aligned} -\frac{H^3}{Y^2} \frac{dP}{dY} + H^3 \frac{d^2P}{dY^2} &= \frac{dH}{dY} \\ \frac{d^2P}{dY^2} + \frac{dP}{dY} - \frac{3 \sin \theta}{1 + \cos \theta} \frac{P}{H} &= -\frac{\sin \theta}{(1 + \cos \theta)^2} \end{aligned} \tag{3-15}$$

以上各式中, R 为轴承半径; L 为轴承长度; θ 为偏心率, $\theta = e/c$, e 为偏心距; c 为半径间隙。

然后,应用差分公式得出式(3-6)形式的计算方程,由于变量 P 是二维变化的,所以代数方程包含 5 个系数。

对于径向轴承,方程(3-15)中两个自变量的变化范围是:在轴向中间断面上 $Y=0$;在边缘上 $Y=1$ 。而 θ 在 0 到 2π 之间变化,这一问题的边界条件为

(1) 轴向方向

在边缘 $Y=1$ 处, $P=0$;在中间断面 $Y=0$ 上, $\frac{dP}{dY}=0$ 。

(2) 圆周方向

按雷诺边界条件:油膜起点在 $\theta=0$ 处,取 $P=0$;油膜终点在发散区内符合 $P=0$ 及 $\frac{dP}{d\theta}=0$ 的地方。油膜终点的位置必须在求解过程中加以确定,是浮动边界条件。应用迭代法求解代数方程组时,在每次迭代过程中,对于 $P<0$ 的各节点令 $P=0$,最终可以自然地确定油膜终点位置。

等粘度润滑计算的另一个困难问题是如何确定粘度的数值。在流体动压润滑中,粘性摩擦使得油膜中各点的温度不同,因而粘度也不同。精确的方法是根据温度场进行变粘度润滑计算,显然,这是相当复杂的。

为了考虑温度的影响,等粘度计算中采用有效粘度 η_e 代入雷诺方程。

有效粘度值应根据轴承有效温度 T_e 的大小来确定。

假设由摩擦功转化的热量全部由油流带走, 则热平衡方程为

$$FU = Jc_v Q T$$
$$T = \frac{FU}{Jc_v Q} = \frac{2 U^2 RL}{Jc_v Qc}$$

式中, T 为润滑油温升; F 为轴颈摩擦力, 由摩擦可得, $F = 2 U RL/c$; U 为滑动速度; J 为热功当量; c_v 为定容比热容; ρ 为密度; Q 为容积流量; η 为粘度; R 和 L 为轴承的半径和长度; c 为半径间隙。

显然, 有效温度 T_e 介于轴承入口油温和出口油温之间, 因此, 写成

$$T_e = T_i + k T$$

这里, T_i 为入口油温; k 值介于 0 与 1 之间。作者的研究生王应龙^[3]对可倾瓦轴承的润滑计算得出, 有效温度取作 0.9 乘以各瓦的平均温度时, 按等粘度计算的承载量与变粘度润滑计算和实验结果十分接近。

由于有效粘度是求解雷诺方程的基本参数, 它的数值取决于温升, 而温升的确定又依赖于求解雷诺方程。这种相互制约的关系必须采用反复迭代的方法求解。

3.1.2 有限元法与边界元法

下面对润滑计算中的有限元法与边界元法作简要地介绍。

1. 有限元法

有限元法是从弹性力学计算中发展起来, 继而在流体润滑计算中得到应用的一种数值计算方法。与有限差分法比较, 有限元法的主要优点是: 适应性强、受几何形状的限制较少、可处理各种定解条件、单元大小和节点可以任意选取、计算精度较高。但是, 有限元法计算方程的构成比较复杂。

应用有限元法必须先按照变分原理推导出所求解方程的泛函。用于不可压缩流体润滑计算的雷诺方程普遍形式为

$$-\frac{1}{x} \frac{h^3}{12} \frac{p}{x} + \frac{1}{y} \frac{h^3}{12} \frac{p}{y} = \frac{1}{2} \frac{(hU)}{x} + \frac{1}{2} \frac{(hV)}{y} + \frac{h}{t} \tag{3-16}$$

写作矢量形式

$$\frac{h^3}{12} \nabla^2 p = \frac{1}{2} (\nabla \cdot h \mathbf{U}) + h \tag{3-17}$$

式中 $\nabla = \mathbf{i} \frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial}{\partial y}$; \mathbf{U} 为速度矢量; $h = \frac{h}{t}$ 。

如图 3-5 所示润滑区域, 划分成若干个三角形单元。在边界上存在两类边界条件, 即在 s_p 边界上压力为已知量, $p = p_0$; 在 s_q 边界上流量为已知量, $q = q_0$ 。

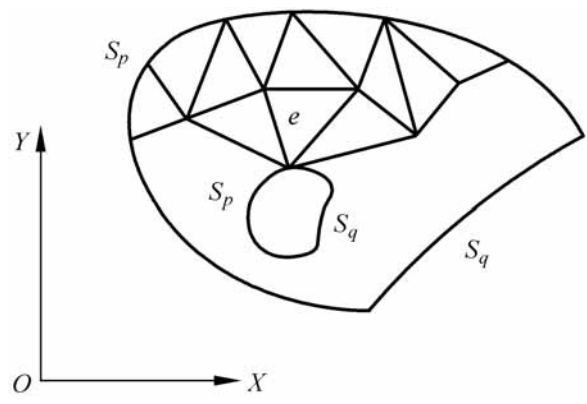


图 3-5 润滑区有限元划分

设在 e 单元中的压力为 p_e , 则定义 e 单元的泛函 J_e 为

$$J_e = - \int_A \frac{h^3}{12} \nabla^2 p_e \cdot \nabla^2 p_e + h \mathbf{U} \cdot \nabla p_e - 2 h p_e \, dA + 2 \int_{s_q} q_0 p_e \, ds \tag{3-18}$$

这里, A 为积分面积; s 为积分长度。

如果润滑区域共划分为 n 个单元, 各单元泛函的总和应为

$$J = \sum_{e=1}^n J_e$$

根据变分原理, 泛函存在极值或驻定值的必要条件是它的变分为零, 即

$$\delta J = \sum_{e=1}^n \delta J_e = 0 \tag{3-19}$$

由欧拉-拉格朗日公式可以证明: 符合上述边界条件由雷诺方程 (3-17) 求得的解 $p(x, y)$, 能够满足泛函驻定值条件 (3-19)。反之, 由驻定值条件 (3-19) 求得的解 $p(x, y)$, 必然是雷诺方程 (3-17) 在上述边界条件下的解。这样, 有限元法是将不能直接积分求解的二维雷诺方程转化为求泛函的驻定值, 而由式 (3-19) 建成的计算方程可以求解。

通常, 有限元法的求解过程可归纳如下:

- (1) 将求解域划分成若干三角形或者四边形单元;
- (2) 按变分原理写出所求解方程的泛函;
- (3) 建立插值函数, 即以单元各节点上的变量数值表示单元内任意点的数值;

- (4) 根据驻定值条件建立在单元内节点未知量的代数方程组;
- (5) 用叠加方法建立总体节点未知量的代数方程组;
- (6) 求解代数方程组。

2. 边界元法

边界元法是 20 世纪 70 年代末发展起来的数值计算技术。它的基本特点是通过数学方法建立求解域内未知量与边界上未知量之间的关系,这样,只需要将边界划分成若干个单元,求解边界上未知量,进而推算求解域内未知量。所以,边界元法的主要优点是代数方程数很少,同时显著地减少了数据量,尤其是在求解二维和三维问题时更加突出。此外,边界元法的计算精度要高于有限元法,并且可以方便地计算混合问题。然而,建立边界元法的计算方程在数学上十分困难。

目前边界元法主要应用于分析弹性力学和传热学问题。作者^[4]在 1980 年以 Rayleigh 阶梯滑块为例介绍边界元方法在润滑计算中的应用。

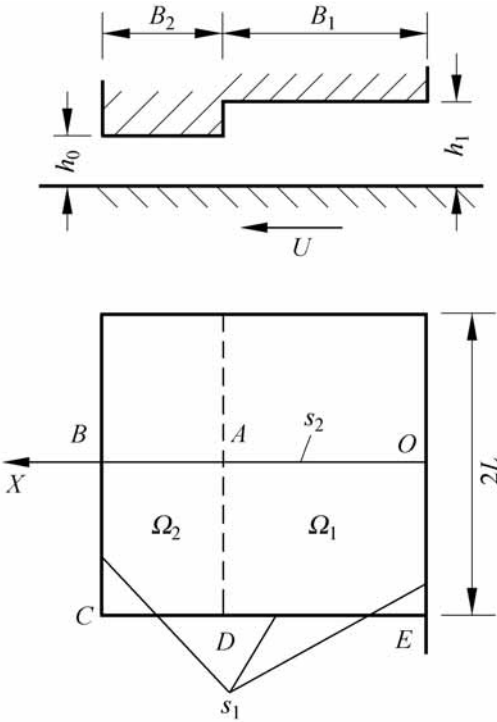


图 3-6 阶梯滑块

如图 3-6 所示的阶梯滑块,依润滑膜厚度不同可分为 Ω_1 , Ω_2 两部分。每一部分油膜的压力 p 所遵循的雷诺方程为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 0 \tag{3-20}$$

根据对称性只需分析滑块的一半, 即 $OBCE$ 部分。其总边界 s 可分成 s_1 和 s_2 两类, $s = s_1 + s_2$ 。边界条件分别为: 在 s_1 边界上 $p = p_0 = 0$; 在 s_2 边界上 $q = \frac{P}{y} = q_0 = 0$ 。引入一个能满足基本方程(3-20)的权函数 P , 根据加权残数方法可得

$$\int_{s_2} (q - q_0) P ds - \int_{s_1} (p - p_0) Q ds = 0$$

其中,

$$Q = \frac{P}{y}$$

经过数学分析, 求得本问题的权函数为

$$P = \ln \frac{1}{r}$$

求解域中任意点的未知量 p_i 与边界上积分的关系为

$$p_i + \int_s p Q ds = \int_s q P ds \tag{3-21}$$

同样, 边界上任意点的未知量 p_i 与边界上积分的关系为

$$\frac{1}{2} p_i + \int_s p Q ds = \int_s q P ds \tag{3-22}$$

以上 r 为 i 点至各点的距离, 因而 P 和 Q 均为已知量。这样, 由式(3-22)求得边界上各点未知量后, 利用式(3-21)即可计算域内各点未知量。

将求解域边界划分成 n 个单元。为简单起见, 采用如图 3-7 所示的直线单元, 以 n 段直线代替实际边界。同时取单元的中点为节点, 并假定各单元上未知量相等或按线性变化。

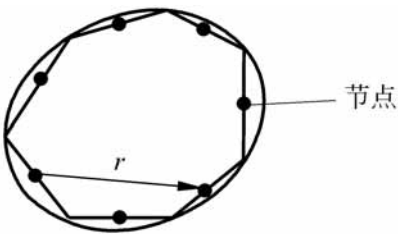


图 3-7 边界元划分

将方程(3-22)应用到等值单元的边界上, 即

$$\frac{1}{2} p_i + \sum_{j=1}^n p_j \int_{s_j} Q ds = \sum_{j=1}^n q_j \int_{s_j} P ds \tag{3-23}$$

每个节点有 p 和 q 两个变量, 共有 $2n$ 个变量。其中有 n 个 p 值和 n 个 q 值根据边界条件给出, 且 $n + n = 2n$, 所以只有 n 个未知量。由式(3-23)得到 n 个代数方程, 因此, 整个方程组具有确定解, 即可求得边界上各节点的 p 和 q 值。然后由方程(3-21)计算域内各点的未知量。方程(3-21)的离散形式为

$$p_i = \sum_{j=1}^n q_j \int_{s_j} P ds - \sum_{j=1}^n p_j \int_{s_j} Q ds \quad (3-24)$$

3.1.3 数值解法的其他问题

1. 参数变换

当径向轴承的偏心率较大(例如 > 0.8), 或者楔形滑块具有较大的倾斜角时, 使得最小油膜厚度 h_{\min} 值很小, 而在 h_{\min} 附近膜厚的变化率 dh/dx 数值很高。这就造成在 h_{\min} 附近很窄的区间内油膜压力急剧地变化。此时, 除非采用非常细密的网格, 否则计算结果严重失真, 而很密的网格又将使计算工作量增加。此外, 压力在很小区间内的急剧变化, 常常导致雷诺方程的求解过程不稳定。

为了克服这一困难, 可以进行参数变换。对于流体润滑计算, 常用的变换关系为 $M = ph^{3/2}$, 称为 Vogenpohl 变换。

将 $M = ph^{3/2}$ 代入雷诺方程直接求解变量 M , 然后再根据变换关系计算出 p 的数值。当 h_{\min} 数值很小时, 在它附近的 p 值剧增, 如果以 M 为变量, M 的数值不至于变得很大。同时, M 值在 h_{\min} 附近的变化也较平缓。所以, 采用 M 作为变量可以获得较高的计算精度。

2. 数值积分

对于流体润滑问题, 在求得压力分布以后, 为了计算承载量、摩擦力和流量等都需要应用数值积分方法。

这里, 以图 3-3 所示的斜面滑块为例说明计算方法的基本要点。

(1) 承载量

$$W = \int p dx dy$$

$$W^* = \frac{Wh_0^2}{6ULB^2} = \int P dX dY$$

(2) 摩擦力

$$F = \int \mu \frac{dh}{dx} dx dy = \int \left(\frac{U}{h} - \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) dx dy$$

$$F^* = \frac{Fh_0}{ULB} = \int \left(\frac{1}{H} - 3H \frac{P}{X} \right) dX dY$$

(3) 容积流量

$$Q_x = \int \left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12} \frac{dp}{dx} \right) dy$$

$$Q_x^* = \frac{Q_x}{ULh_0} = \frac{H}{2} - \frac{H^3}{2} \frac{P}{X} dY = q_x^* dY$$
$$Q_y = - \frac{h^3}{12} \frac{p}{y} dx$$
$$Q_y^* = \frac{Q_y}{ULh_0} = - \frac{H^3}{2} \frac{P}{Y} dX = q_y^* dX$$

以上 W^* , F^* , Q_x^* , Q_y^* , q_x^* 和 q_y^* 为无量纲变量。用数值方法计算以上积分通常采用 Simpson 法则。例如计算沿 X 方向的流量 Q_x^* 。

$$Q_x^* = \frac{1}{3(m-1)} Y(q_{x1}^* + 4q_{x2}^* + 2q_{x3}^* + 4q_{x4}^* + \dots + q_{xm}^*) \tag{3-25}$$

式中, m 为节点数, 采用 Simpson 法则时, m 必须为奇数; q_{x1}^* , q_{x2}^* , ..., q_{xm}^* 为各节点的流量; Y 为节点之间步长。

计算 W^* 和 F^* 要连续应用 Simpson 法则两次, 先按一个方向积分, 然后将计算结果沿另一方向数值积分。此外, 在计算 F^* 和 Q_x^* , Q_y^* 时, 还需预先计算各节点的 $-\frac{P}{X}$ 或 $-\frac{P}{Y}$ 数值, 对于内部节点, 采用中差分公式(3-2)不难求得它们的数值。而对于边缘上的节点, 则可应用三点抛物线公式计算。假设压力分布函数为: $p = ax^2 + bx + c$, 则

$$-\frac{p}{x} = 2ax + b$$

即

$$-\frac{p}{x_{i+1j}} = b$$

根据各点压力求得 b 值后, 即得

$$-\frac{p}{x_{i+1j}} = \frac{4p_{2j} - p_{3j} - 3p_{1j}}{2x}$$

3 . 计算公式与多元回归法

数值方法的优点是对于复杂的问题能够给出较准确的解, 这对于某些重要的设计和理论研究无疑是有效的手段。然而, 数值方法在使用上的缺点是它求解的是个别的具体算例, 缺乏一般的通用性。为了增加数值解的通用性, 可以将若干组计算数据采用多元回归方法归纳成计算公式。

首先, 列出影响某一性能 P 的各个相关参数 A, B, C, D, \dots 。然后, 根据经验资料选择适当的函数表示各个相关参数与该性能的关系, 通常采用指数函数的形式, 即

$$P = KA^a B^b C^c D^d \dots \tag{3-26}$$

最后, 根据一组数量足够的(例如 500 个)理论计算或者实验测量的数据, 采用多元回归法确定式(3-26)中的常数 K 和指数 a, b, c, d, \dots 的数值。显然, 这样确定的计算公式不可能十分准确地符合全部数据, 而只能是具有一定的置信度。同时, 还必须进行反复试算和修改才能得到满意的结果。

3 2 能量方程的数值解法

前面所讨论的流体润滑计算是按等粘度进行的, 也就是说忽略润滑膜温度场的影响。然而, 除了极轻的载荷和极低的速度之外, 润滑膜温度分布将是影响润滑性能的重要因素。这是因为温度显著地改变润滑剂的粘度, 进而影响压力分布和承载能力。此外, 润滑表面由于温升而产生的热变形使间隙形状改变, 从而影响润滑性能。温度过高还可能引起润滑剂和表面材料失效, 通常取局部温度的极限值为 $120 \sim 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

为了求得润滑膜中的温度分布, 需要求解能量方程, 而在推导能量方程之前, 还必须讨论润滑膜的发热和散热方式。

3.2.1 传导与对流散热

润滑膜中热量的散失主要通过两种途径:

- (1) 沿油膜厚度方向(Z 向)通过固体表面的传导散热;
- (2) 沿油膜尺寸方向(X 和 Y 向)由润滑剂的流动而产生的对流散热。

这两种散热方式所散失热量的相对比例因润滑条件而不同。现在以两块无限长平行平板间的油膜散热情况分析它们之间的关系, 如图 3-8。

假设静止板 1 的温度按线性分布, 两端的温度分别为 T_0 和 T_1 , 运动板 2 的表面温度保持为 T_0 , 因而温升为 $T = T_1 - T_0$ 。两平板宽度为 B , 其间充满润滑油, 膜厚为 h 。现分析单位长度上通过传导和对流的散热量。

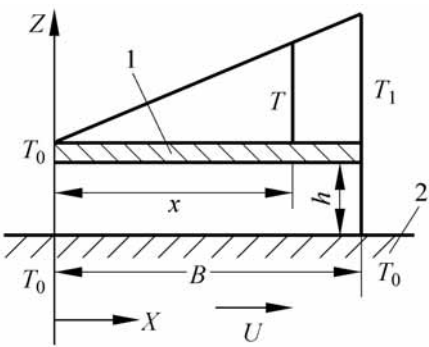


图 3-8 散热分析

1. 传导散热量 H_d

假设沿油膜厚度方向的温度梯度按照线性规律变化, 即

$$\frac{dT}{dz} = \frac{x}{B} \frac{T}{h}$$

单位长度上传导散热量为

$$H_d = \int_0^B K \frac{dT}{dz} dx = \int_0^B K \frac{x}{B} \frac{T}{h} dx = \frac{KB}{2h} T \tag{3-27}$$

式中， K 为油膜的热传导系数。

2. 对流散热量 H_v

若 q_x 为润滑油沿 x 方向单位长度上的容积流量； ρ 为润滑油密度； c 为润滑油比热容，而油膜的平均温升为 $\frac{T}{2}$ ，则得

$$H_v = q_x \rho c \frac{T}{2} = \frac{1}{4} U h \rho c T \tag{3-28}$$

将传导散热与对流散热的比值称为 Peclet 数，即

$$Pe = \frac{H_d}{H_v} = \frac{K}{c} \frac{2B}{Uh^2} \tag{3-29}$$

由此可见，Peclet 数可用来表征润滑系统的散热情况。当上述比值为无限大时，表示该润滑系统无对流散热，全部的热量依靠传导散走。此时，由于没有对流散热，而当容积流量 q_x 不为零时必然 T 为零，这就是说油膜沿 x 方向的温度相等，润滑油的流动为等温过程。而当 Peclet 数为零时，表示全部热量通过对流散热而无热传导现象，因而沿 z 方向的温度相等，油膜与固体表面不发生热交换，润滑油的流动为绝热过程。然而，上述两种极端状况都不符合实际润滑情况。

对于典型的矿物润滑油，通常 $K/\rho c = 8 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ 。若取 $B = 25\text{mm}$ ，对于不同 h 和 U 值的 Peclet 数计算值列于表 3-1。

表 3-1 Peclet 数 ($B=25\text{mm}$)

滑动速度 $U/\text{m/s}$	油膜厚度 $h/\mu\text{m}$		
	100	30	10
10	0.04	0.4	4
30	0.01	0.1	1
100	0.004	0.04	0.4

表 3-1 表明：实际的润滑系统的 Peclet 数是有限数值，即同时存在传导和对流两种散热方式，可以认为：当 $Pe = 0.4$ 时，散热方式以传导为主；而 $Pe = 0.1$ 时的润滑系统以对流散热为主。

由式(3-29)可知,油膜厚度 h 是影响散热方式的主要因素, Peclet 数随着 h 的增加而急剧降低,从而导致对流散热的加强。

显然,流体动压润滑状态是以对流散热为主要方式,通常可不考虑传导散热,所以将润滑油流动视为绝热过程。而在弹流润滑状态下,热量的散失主要依靠热传导,在润滑膜温度场计算中,往往忽略对流散热的影响。但是,对于速度非常高的弹流润滑,对流散热可能成为不可忽视的因素。

3.2.2 能量方程

本节采用简明的方法推导适用于流体动压润滑膜的能量方程。

对于流体润滑问题而言,可以忽略流体流动时的动能和势能变化,这样,流体的能量变化仅是温度的函数。假设流动处于稳定状态,因而所有的变量不随时间变化。此外,在流体动压润滑状态下,以对流散热为主而可以忽略沿膜厚方向的热传导,所以 $\frac{T}{z} = 0$, 润滑膜温度 T 只是 x 和 y 的函数。

下面分析流体在流动中热能和机械功的变化。如图 3-9,取 x 方向宽度为 x , y 方向长度为 1, z 方向高度为 h 的微柱体进行分析。设 q_x 和 q_y 分别代表微柱体在 x 和 y 方向的容积流量,那么流入微柱体的热流量应为

$$H_x = q_x T c$$

和

$$H_y = q_y T c$$

在 x 和 y 方向流出微柱体的热流量分别为

$$H_x + \frac{H_x}{x} x \quad \text{和} \quad H_y + \frac{H_y}{y} y$$

若取 $x=1$, 则流入单位截面积的微柱体的热量总和为

$$H_x - H_x + \frac{H_x}{x} x + H_y - H_y + \frac{H_y}{y} y = -\frac{H_x}{x} - \frac{H_y}{y}$$

如果以 S 表示在单位截面积的微柱体中所做的机械功,那么根据能量守恒原理可以得到如下关系式(J 为热功当量)

$$-\frac{H_x}{x} - \frac{H_y}{y} = \frac{S}{J}$$

将 H_x 和 H_y 代入以后,上式变为

$$\frac{(q_x T)}{x} + \frac{(q_y T)}{y} = -\frac{S}{J c}$$

由流量连续条件知:

$$\frac{q_x}{x} + \frac{q_y}{y} = 0$$

则得

$$q_x \frac{T}{x} + q_y \frac{T}{y} = - \frac{S}{J c} \tag{3-30}$$

现在讨论在单位面积微柱体中所做的功,对于粘性流动它应包含流动功和摩擦功两部分。前者是流动中反抗压力所需要的功;后者是运动表面的切应力所消耗的功,如图 3-10 所示。

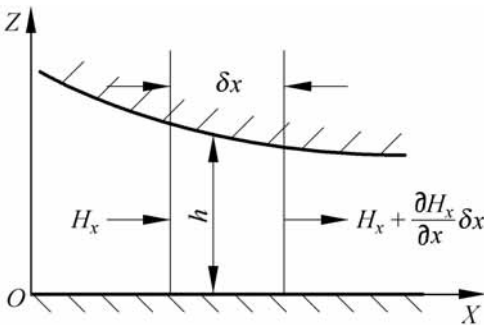


图 3-9 热流动

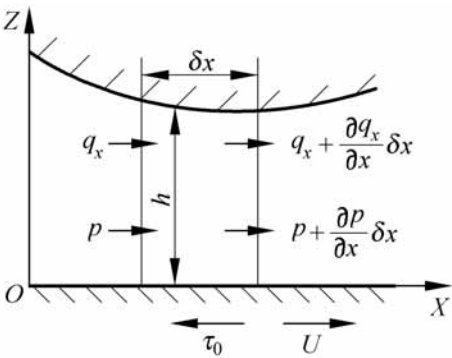


图 3-10 流体流动

由图可知：在 x 方向的流动功为

$$p + \frac{\partial p}{\partial x} x \quad q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} x \quad - p q$$

对于单位面积微柱体， $x=1$,再忽略高阶微量,沿 x 方向的流动功变为

$$q_x \frac{\partial p}{\partial x} + p \frac{\partial q_x}{\partial x}$$

同时考虑沿 x 和 y 方向的流动,则对单位面积微柱体所作的总流动功 W 为

$$W = q_x \frac{\partial p}{\partial x} + q_y \frac{\partial p}{\partial y} + p \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y}$$

又因 $\frac{q_x}{x} + \frac{q_y}{y} = 0$, 因而总流动功变为

$$W = q_x \frac{\partial p}{\partial x} + q_y \frac{\partial p}{\partial y}$$

根据第 2 章求得作用在运动表面的切应力 τ_0 后,则消耗于单位面积微柱体的摩擦功为

$$\tau_0 U = - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{U}{h} U$$

这样,单位截面微柱体所消耗的总功 S 为

$$S = q_x \frac{p}{x} + q_y \frac{p}{y} - \frac{h}{2} \frac{p}{x} + \frac{U}{h} U$$

将 q_x 和 q_y 代入上式,得

$$S = - \frac{U^2}{h} - \frac{h^3}{12} \frac{p^2}{x} + \frac{p^2}{y}$$

将式(3-30)代入上式,经整理求得适用于流体动压润滑的能量方程为

$$q_x \frac{T}{x} + q_y \frac{T}{y} = \frac{U^2}{Jch} + \frac{h^3}{12Jc} \frac{p^2}{x} + \frac{p^2}{y} \quad (3-31)$$

3.2.3 能量方程的数值解法

如前所述,首先需将能量方程无量纲化。若令

$$X = x/B; Y = y/L; H = h/h_0; \quad = B/L; P = \frac{h_0^2}{6U_s B} p;$$

$$Q = \frac{q}{Uh_0}; \quad \frac{T}{s} = \frac{T^*}{s}; \quad T^* = \frac{2Jch_0^2}{UB_s} T$$

式中, s 为入口粘度。将以上关系式代入能量方程(3-31)得无量纲形式,即

$$\frac{T^*}{X} = \frac{1}{Q_x} - Q_y \frac{T^*}{Y} + \frac{2}{H} + \frac{6H}{s} \frac{P^2}{X} + \frac{P^2}{Y} \quad (3-32)$$

其中

$$Q_x = \frac{H}{2} - \frac{H^3}{2} \frac{P}{X}$$

$$Q_y = - \frac{H^3}{2} \frac{P}{Y} \quad (3-33)$$

从式(3-32)和(3-33)可知:要求解温度场必须先求得压力场,即 $\frac{P}{X}$ 和 $\frac{P}{Y}$ 的数值。而压力又受到温度的影响,所以考虑热效应的流体润滑计算必须对雷诺方程和能量方程联合求解。

此外,由于温度分析是一个二维问题,当计算 $\frac{T}{X}$ 时,又必须事先已知 $\frac{T}{Y}$ 的数值。

润滑膜温度场计算的特点是:润滑剂在供油温度下进入润滑膜入口,此后润滑剂的温度随着流动而逐渐变化。这类问题在数学上称为初值问题。初值问题的数值计算通常采用步进方法(marching),其基本要点

如下：

如图 3-11 将求解域划分网格。选定沿轴向 (y 方向) 温度已知的一排节点作为计算的初值, 例如选择供油温度已知的轴向油槽位置为 $i=1$ 。这样, 在 $i=1$ 的各节点温度 T_{1j}^* 为已知值。

当 T_{ij}^* 已知以后, 采用中差分公式或三点抛物线公式即可计算 $i=1$ 排各节点的 $\frac{T^*}{Y}_{1j}$ 值。此外, 如果压力场已知, 则按照同

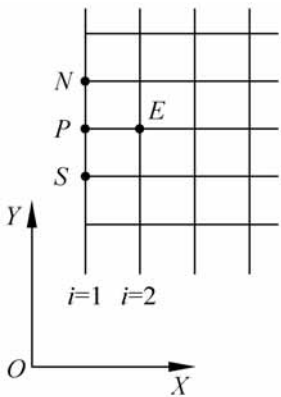


图 3-11 温度计算网格

样方法可以确定 $\frac{P}{X}_{1j}$ 、 $\frac{P}{Y}_{1j}$ 以及 $(Q_x)_{1j}$ 和 $(Q_y)_{1j}$ 等的数值。将这些数值代入能量方程 (3-32) 就可以解得 $\frac{T^*}{X}_{1j}$, 进而可求得 $i=2$ 排各节点的温度 T_{2j}^* 。

当 T_{2j}^* 确定后, 重复上述步骤将推算出 T_{3j}^* 的数值。依次类推, 逐排推算到最后一排。

必须指出：应用上述的步进方法求解温度场可能出现下列情况：首先, 步进的方向必须与润滑剂流动方向保持一致。如果沿 X 坐标轴的方向步进, 则应当满足 $Q_x > 0$ 的条件。然而, 当遇到供油压力很高的供油点, 或者在收敛间隙入口区产生很大的压力梯度时, 可能出现 $Q_x < 0$, 即逆流区。显然, 对于逆流区就不能简单地采用上述的步进方法求解温度场。另外, 当 $Q_x = 0$ 时, 由方程 (3-32) 得出 $\frac{T^*}{X}$ 为无穷大, 此时, 上述方法将无法求解。

3.3 弹性流体动压润滑数值解法

对于弹流润滑问题, 为全面地考虑整个域内的弹性变形和压力分布的相互影响并求得精确解, 必须依靠计算机进行更完备的数值计算。

3.3.1 线接触弹流的数值解法

1951 年, e pyce 首次求得线接触等温弹流润滑的数值解, 并提出了油膜厚度计算公式。尽管提出的公式由于数据有限而带有很大误差, 但所获得具有典型弹流润滑特征的压力分布和油膜形状无疑是弹流研究中的

重大发展。1959 年以后, Dowson 和 Higginson^[5] 对等温线接触弹流问题进行了系统的数值计算, 并在此基础上提出了适合实际使用的膜厚计算公式。这一公式已经被实验所验证, 目前得到广泛的应用。

1. 基本方程

弹流润滑计算需要同时求解以下方程组, 即

1) 雷诺方程

$$\frac{d}{dx} \frac{h^3}{12} \frac{dp}{dx} = U \frac{d}{dx} (h)$$

(3-34)

式中, 平均速度 $U = (u + v) / 2$; 而 h , 和 均为 x 的函数。

求解雷诺边界条件是

油膜起点 $x = x_1$ 处, $p = 0$;

油膜终点 $x = x_2$ 处, $p = \frac{dp}{dx} = 0$ 。

这里, x_1 应根据润滑油的供应充足程度选取, 通常 $x_1 = (5 \sim 15) b$; x_2 为在出口区油膜自然破裂的边界, 其数值在求解过程中确定。

2) 膜厚方程

如图 3-12 所示, 弹性圆柱接触时任意点 x 处的油膜厚度的表达式为

$$h(x) = h_c + \frac{x^2}{2R} + v(x)$$

(3-35)

式中, h_c 为没有变形时的中心膜厚; R 为当量曲率半径; $v(x)$ 为由于压力产生的弹性变形位移。

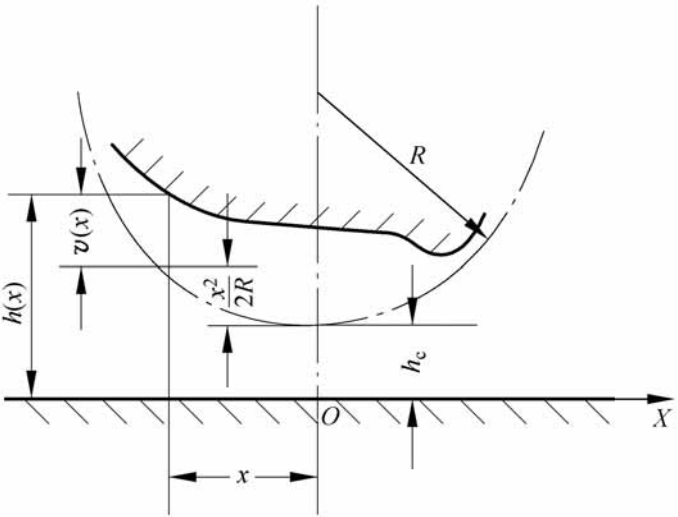


图 3-12 间隙形状

3) 弹性变形方程

对于线接触问题,接触体的长度和曲率半径远大于接触宽度,可以认为属于平面应变状态,相当于平直的弹性半无限体受分布载荷作用,如图 3-13。根据弹性力学有关理论推导出表面上各点沿垂直方向的弹性位移为

$$v(x) = - \frac{2}{E} \int_{s_1}^{s_2} p(s) \ln(s - x)^2 ds + c$$

(3-36)

其中, s 是 x 轴上的附加坐标,它表示任意线载荷 $p(s) ds$ 与坐标原点的距离; $p(s)$ 为载荷分布函数; s_1 和 s_2 为载荷 $p(x)$ 的起点和终点坐标; E 为当量弹性模量; c 为待定常数。

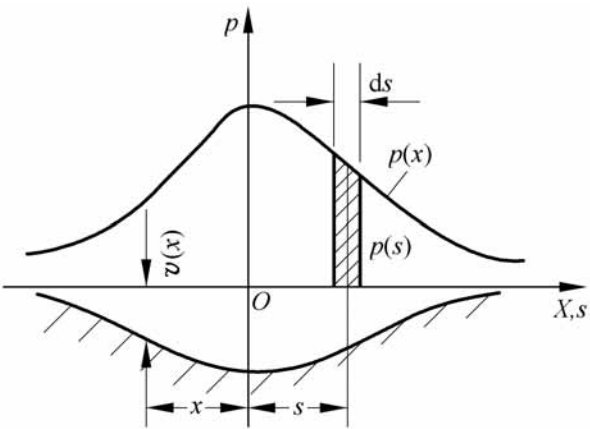


图 3-13 弹性变形

4) 粘度-压力关系式

通常采用 Barus 粘压公式即

$$= \rho_0 e^{\beta p}$$

(3-37)

5) 密度-压力关系式

采用根据实验曲线整理而得到的密度-压力关系式

$$= \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 p}{1 + 1.7 p} \right)$$

(3-38)

2. 雷诺方程的求解

由方程(3-34)可知,影响压力分布的变量有 ρ , h 和 U 。通常的润滑油近乎不可压缩流体,密度 ρ 随压力 p 的最大增加量为 33%,所以密度的变化对求解的影响不大,可以选用简单的密度-压力关系式,甚至于不考虑密度的变化。但是, h 随 p 按照指数关系急剧变化,而且在方程中包含 h 的三次方,这就表明:粘压效应和弹性变形对弹流问题中的雷诺方程求解影响十分显著,这也是弹流润滑计算需要特别注意的问题。

此外,从弹流润滑的压力分布情况可知:压力 p 和它的导数值 dp/dx 都是在很窄的区间内急剧变化的场函数。为了使求解过程稳定,通常须采用参数变换,使变量在求解域内的变化平缓。

常用的参数变换是采用诱导压力 $q(x)$, 令 $q(x) = \frac{1}{\beta} (1 - e^{-\beta p})$, 并考虑粘压效应,则雷诺方程变为

$$\frac{d}{dx} h^3 \frac{dq}{dx} = 12 \cdot U \frac{d}{dx} (h) \quad (3-39)$$

将 $q(x)$ 解出以后, 即可求得 $p(x)$

$$p(x) = -\frac{1}{2} \ln[1 - q(x)]$$

在弹流计算中也可用 Vogenpohl 变换, 即令 $M(x) = p(x)[h(x)]^{3/2}$, 则雷诺方程为

$$\frac{d}{dx} \frac{h^{3/2}}{2} \frac{dM}{dx} - \frac{3}{2} \frac{d}{dx} \frac{h^{1/2} M}{dx} = 12U \frac{d}{dx} (h) \quad (3-40)$$

3. 弹性变形方程的求解法

如果给定压力分布 $p(x)$, 计算方程(3-36)的积分即可得到各点的变形量 $v(x)$ 。然而, 变形方程中的积分部分

$$I = \int_{s_1}^{s_2} p(s) \ln(s-x)^2 ds$$

是一个奇异积分, 奇点为 $s=x$, 此处被积函数无意义。这是弹性变形计算的困难之一。避免奇异积分的一种简便方法是采取分段积分。由于被积函数在除 $s=x$ 点之外都是连续的, 所以可以将积分近似地处理为

$$I = \int_{s_1}^{x-\epsilon} p(s) \ln(s-x)^2 ds + \int_{x+\epsilon}^{s_2} p(s) \ln(s-x)^2 ds$$

这样, 把奇点排除在积分区间之外。然而, 这种方法的困难是如何恰当地确定 ϵ 的数值, 如果选择不当将产生相当大的计算误差。

另一种克服奇异积分的办法是将连续分布的压力 $p(x)$ 进行离散处理, 这种方法可参考作者与朱东的论文^[7]。其要点如下:

将整个积分区间 $[x_1, x_2]$ 划分成若干子区间, 并把每一个子区间上的压力分布 $p(x)$ 近似地表示为 x 的多项式, 如

$$p(x) = a + c_1 x + c_2 x^2$$

系数 a , c_1 和 c_2 则根据已知的节点压力值用待定系数方法确定。例如第 i 个子区间 $[x_i, x_{i+1}]$ 上的分布压力为 $p_i(x) = a_i + c_{1i} x + c_{2i} x^2$ 。

于是第 i 个子区间 $[x_i, x_{i+1}]$ 上的压力 $p_i(x)$ 在各点所产生的变形位移的积分变为

$$\begin{aligned} I_i &= \int_{x_i}^{x_{i+1}} (a_i + c_{1i} s + c_{2i} s^2) \ln(x-s)^2 ds \\ &= 2 a_i \int_{x_i}^{x_{i+1}} \ln|x-s| ds + c_{1i} \int_{x_i}^{x_{i+1}} s \ln|x-s| ds + c_{2i} \int_{x_i}^{x_{i+1}} s^2 \ln|x-s| ds \end{aligned}$$

上式中各项的积分可利用关于 $\ln t dt$ 以及 $t \ln t dt$ 、 $t^2 \ln t dt$ 的积分公式, 这样就可求得 I_i 的解析解。

在上述计算中, x 为所求变形量处的位置坐标, 所以它的数值应在整个求解域中选取, 这可以分三个区间来进行, 即 $x = x_i < x_{i+1}$, $x_i < x < x_{i+1}$ 以及 $x_i < x_{i+1} = x$ 。除了 $x_i < x < x_{i+1}$ 之外, 在其他两个区间内, 当 $x = x_i$ 或者 $x = x_{i+1}$ 时都将出现奇异积分问题。

例如, 当 $x = x_i < x_{i+1}$, 若令 $DX = x_{i+1} - x_i$ 和 $X = x_i - x$, 则有

$$\begin{aligned} \frac{I_i}{2} = & (a_i + a_i x + a_i x^2) [(X + DX) \ln(X + DX) - X \ln X - DX] + \\ & (a_i + 2a_i x) (X + DX)^2 \ln(X + DX) - X^2 \ln X - \frac{2XDX + DX^2}{2} / 2 + \\ & a_i (X + DX)^3 \ln(X + DX) - X^3 \ln X - \frac{3XDX(X + DX) + DX^3}{3} / 3 \end{aligned}$$

上式只要 $X \neq 0$ 均可求得 I_i 的数值。而当 $X=0$ 即 $x = x_i$ 时, I_i 为奇异积分, 此时可运用极限公式 $\lim_{t \rightarrow 0^+} t \ln t = 0$ 求得 I_i 的数值, 即

$$\begin{aligned} \frac{I_i}{2} = & (a_i + a_i x + a_i x^2) (DX \ln DX - DX) + \\ & (a_i + 2a_i x) DX^2 \ln DX - \frac{DX^2}{2} / 2 + \\ & a_i DX^3 \ln DX - \frac{DX^3}{3} / 3 \end{aligned}$$

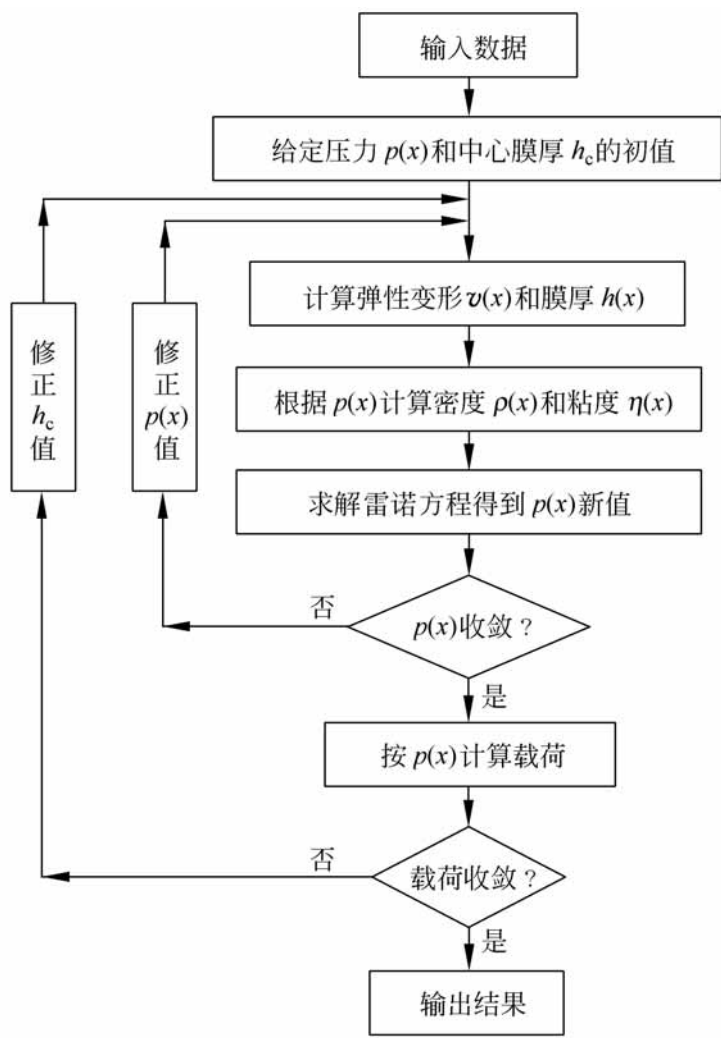
对于 $x_i < x_{i+1} = x$ 区间, 采用相同的方法也可以克服当 $x = x_{i+1}$ 时出现奇异积分的困难, 并推得相类似的结果。

4. 求解顺序

求解雷诺方程有顺解法和逆解法之分, 顺解法或称直接迭代法求解弹流问题的顺序如下页流程图所示。

由图示可知, 采用顺解法求解雷诺方程是根据给定的 $h(x)$ 求解 $p(x)$, 然后比较 $p(x)$ 的新、老值并使它们满足收敛精度。顺解法简单易行, 通常适用于中轻载荷条件, 而在重载接触时难以达到满意的精度, 甚至得不到收敛解。

Dowson 等人提出逆解法求解线接触弹流润滑。按给定的压力 $p(x)$ 求得各点的 dp/dx 值, 此时雷诺方程成为含 $h(x)$ 三次方的代数方程, 解此方程可求得一条膜厚曲线 $h(x)$ 。再根据压力 $p(x)$ 用弹性变形方程得到变



形 $v(x)$ ，从而求得另一条膜厚曲线 $h(x)$ ，比较这两条膜厚曲线，按偏差来修正 $p(x)$ 以达到收敛精度。逆解法容易求得收敛结果，但是不易掌握，通常适用于重载荷弹流润滑计算。

近年来发展的多重网格法为弹流润滑的数值计算提供了非常有力的工具，与多重网格积分法一起使用对不同载荷的弹流计算具有迭代速度快、收敛性好等特点，已经被广泛采用来求解弹流数值问题，本书将在下一节对它进行介绍。

5 . Dowson-Higginson 线接触膜厚公式

在系统的数值计算基础上，Dowson 等人先后两次提出线接触弹流润滑的最小油膜厚度计算公式。1961 年发表的公式为

$$H_{\min}^* = 1.6 \frac{G^{*0.6} U^{*0.7}}{W^{*0.13}}$$

(3 -41)

其中， $H_{\min}^* = \frac{h_{\min}}{R}$ ，将上式写成有量纲表达式为

$$h_{\min} = \frac{1.6^{0.6} (\eta_0 U)^{0.7} R^{0.43} E^{0.03} L^{0.13}}{W^{0.13}} \tag{3-42}$$

1967 年他们又提出修正公式

$$H_{\min}^* = 2.65 \frac{G^{*0.54} U^{*0.7}}{W^{*0.13}} \tag{3-43}$$

其无量纲形式为

$$h_{\min} = \frac{2.65^{0.54} (\eta_0 U)^{0.7} R^{0.43} L^{0.13}}{E^{0.03} W^{0.13}} \tag{3-44}$$

以上就是通常采用的 Dowson-Higginson 公式。式中无量纲参数的定义 H^*, G^*, U^*, W^* 见第 2 章 2.4 节。

事实上, 公式 (3-41) 和式 (3-43) 在使用上并没有太大差别, 因为对于矿物油润滑的钢制零件而言, $G^* \approx 5000$, 而 $2.65 G^{*0.54} \approx 1.6 G^{*0.6}$ 。

由以上公式可知, 线接触弹流润滑的最小膜厚 h_{\min} 随入口粘度 η_0 和平均速度 U 的增加最为显著, 而 h_{\min} 与载荷 W 的关系是弱变化, 即载荷大幅度增加, 但膜厚减小甚微。这是弹流润滑的基本性能之一。

必须指出: Dowson 公式是用来计算颈缩处的最小膜厚 h_{\min} , 而公式实际上是计算接触区入口处 $x = -b$ 的膜厚 h_0 。Dowson 等人用数值计算证明, 接触中心膜厚 h_c 与 h_0 公式的计算值相当接近; 同时, 最小膜厚与中心膜厚的比值 $\frac{h_{\min}}{h_c} = \frac{3}{4}$ 。

实验表明: Dowson-Higginson 公式算得的油膜厚度与实测值十分接近, 但有时数值偏大。

应当注意: Dowson-Higginson 公式和 h_0 公式一样具有一定的适用范围。当材料参数 $G^* < 1000$, 即低弹性模量的材料采用低粘压系数的润滑剂润滑时, 或者当载荷参数 $W^* < 10^5$ 的轻载荷情况, 式 (3-41) 和式 (3-43) 的计算值均存在较大的误差。此外, 上述公式的推导基于充分供油条件下的等温弹流润滑状态, 如果供油不足出现乏油将导致油膜厚度降低; 而在高速条件下的剪切热引起粘度下降, 也会使膜厚减小。

3.3.2 点接触弹流的数值解法

点接触的一般情况是两个椭圆体相接触而形成椭圆接触区, 它比线接触问题复杂得多, 因此发展也较缓慢。一直到 1965 年 Archard 和 Cowking 对于圆接触弹流润滑提出了第一个 Archard 型的近似解。1970 年, Zheng (郑绪云) 对于椭圆接触弹流得出了 Zheng 型解。1976 年以后, Hamrock

和 Dowson 对椭圆接触问题进行了系统的数值计算,并提出最小油膜厚度的计算公式。随后作者与朱东^[7]也提出了椭圆接触弹流润滑的完全数值解,这里,就求解中的主要问题作简要介绍。

1. 雷诺方程求解

在一般情况下,接触点的表面速度不一定与接触区椭圆的主轴方向相吻合,此时雷诺方程应写成

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x} + V \frac{\partial h}{\partial y} \tag{3-45}$$

选取如图 3-14 所表示的坐标轴和求解域, x 轴与接触椭圆的短轴相一致。若接触点两表面在 x 和 y 方向的速度分量分别为 u_1, u_2 和 v_1, v_2 , 则在 x 和 y 方向的平均速度为

$$U = \frac{1}{2} (u_1 + u_2)$$
$$V = \frac{1}{2} (v_1 + v_2)$$

求解是从如图所示的矩形求解域上开始进行的。其中 AB 为入口边, CD 为出口边,而 AD 和 BC 为端泄边,则 , 和 用来确定求解域边界的位置,通常取 $\alpha = 2$, $\beta = 4$,而 与出口边界有关应在求解过程中确定。

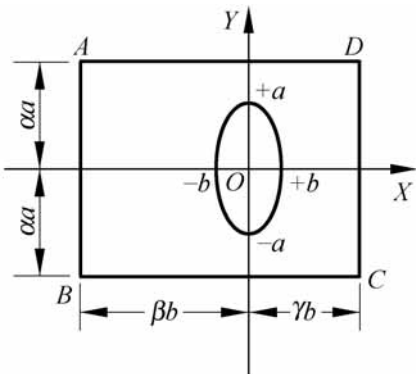


图 3-14 点接触求解域

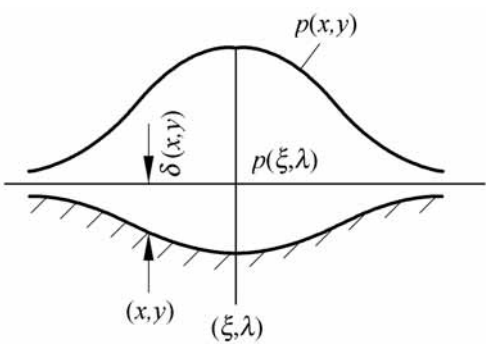


图 3-15 弹性变形

求解方程(3-45)的边界条件是:在求解域的入口和端泄边界上压力为零,即当 $x = -b$ 和 $y = \pm a$ 时, $p = 0$ 。而在出口边界 $x = \beta b$ 上采用雷诺边界条件,应 $p = 0$ 和 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ 。

与线接触弹流的情况相同,为了便于求解应对雷诺方程进行参数变换。令诱导压力 $q(x, y)$ 为

$$q(x,y)=\frac{1}{1-e^{-p(x,y)}}$$

则

$$\frac{-q}{x}=e^{-p}\frac{-p}{x}\qquad \frac{-q}{y}=e^{-p}\frac{-p}{y}$$

代入方程(3-45),得

$$\frac{1}{x}h^3\frac{-q}{x}+\frac{1}{y}h^3\frac{-q}{y}=12\eta U\frac{1}{x}(h)+V\frac{1}{y}(h)\tag{3-46}$$

式(3-46)是考虑粘压效应的二维雷诺方程。

2. 弹性变形方程求解

根据弹性力学可知:弹性表面上的分布压力 $p(x,y)$ 在表面上各点产生的变形位移 (x,y) 用下列关系表示

$$(x,y)=\frac{2}{E}\int\int\frac{p(\xi,\eta)}{[(x-\xi)^2+(y-\eta)^2]}d\xi d\eta\tag{3-47}$$

如图 3-15 所示, ξ 和 η 为对应于 x 和 y 的附加坐标; Ω 为求解域。

式(3-47)中积分式的分母部分表示压力作用点 (ξ,η) 与要计算变形量的点 (x,y) 之间的距离。显然,当 $x=\xi,y=\eta$ 时,上述积分是奇异的。克服奇异积分我们采取的办法是:先将坐标原点平移到 (ξ,η) ,式(3-47)变为

$$(x,y)=\frac{2}{E}\int\int\frac{p(x,y)}{x^2+y^2}dxdy$$

然后作极坐标变换: $x=r\cos\theta,y=r\sin\theta$, 则

$$(x,y)=\frac{2}{E}\int\int p(r,\theta)drd\theta$$

上式可得到用三角函数表示的积分结果。

弹性变形计算的另一个困难是计算工作量过大。如果采用通常的数值积分方法,则在每一次迭代中由于分布压力 $p(x,y)$ 的不同,都需要计算每一个节点的变形。而计算每一个节点的变形又必须对整个求解域计算一遍积分。这样,计算工作量太大,而且所需要占用的计算机存储单元也很多。为了克服这一困难,十分有效的办法是采用变形矩阵。

如果将求解域划分成网格,在 x 方向共 m 个节点, y 方向共 n 个节点。设 (i,j) 为在 x 方向编号为 i 而在 y 方向编号为 j 的节点,并且定义 D_{ij}^{kl} 为在节点 (i,j) 处有单位节点压力作用而其余节点上压力为零时,在节点 (k,l) 上产生的变形量。于是,弹性变形方程的离散形式为

$$_{kl} = \frac{2}{E} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n D_{ij}^{kl} p_{ij} \quad (3-48)$$

其中, $_{kl}$ 为节点 (k, l) 处的弹性变形量; p_{ij} 为节点 (i, j) 处的节点压力。

这样, 只需一次算出全部 D_{ij}^{kl} 并存储起来, 在迭代过程中反复计算变形时即可代入式(3-48), 而不必重复计算数值积分, 从而大量地减少运算工作量。

然而, 变形矩阵的元素 D_{ij}^{kl} 共有 $(m \times n)^2$ 个, 因而占用的存储单元太多。为了节约存储量, 可在 y 方向采用等距网格, 此时

$$D_{ij}^{kl} = D_{is}^{kl}$$

式中, $s = |j - l| + 1$ 。故只需计算并存储 D_{is}^{kl} 共计 $(m \times n) \times m$ 个量, 再由上式可推算全部 D_{ij}^{kl} 。当然, 如果在 x 方向也采用等距网格, 只需计算和存储的元素将进一步减少至 $(m \times n)$ 个, 但会导致计算精度降低。

当变形计算完成以后, 代入膜厚方程

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + (x, y) \quad (3-49)$$

式中, R_x 、 R_y 分别为沿 x 、 y 方向的当量曲率半径。再将式(3-49)代入雷诺方程即可求解。

3. Hamrock-Dowson 点接触膜厚公式

Hamrock 和 Dowson 对等温点接触弹流润滑进行了系统的数值分析, 并提出了以下的油膜厚度计算公式, 即 Hamrock-Dowson 公式。

$$H_{\min}^* = 3.63 \frac{G^{*0.49} U^{*0.68}}{W^{*0.073}} (1 - e^{-0.68k}) \quad (3-50)$$

$$H_c^* = 2.69 \frac{G^{*0.53} U^{*0.67}}{W^{*0.067}} (1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (3-51)$$

以上两式的无量纲参数为

$$\text{最小油膜厚度参数} \quad H_{\min}^* = \frac{h_{\min}}{R_x}$$

$$\text{中心油膜厚度参数} \quad H_c^* = \frac{h_c}{R_x}$$

$$\text{材料参数} \quad G^* = E$$

$$\text{速度参数} \quad U^* = \frac{U}{E R_x}$$

$$\text{载荷参数} \quad W^* = \frac{W}{E R_x^2}$$

椭圆率
$$k = \frac{a}{b}$$

式(3-50)和(3-51)中括弧内因子用以考虑端泄影响,它的大小与椭圆率 k 有关。椭圆率可以按下式近似计算

$$k = 1.03 \frac{R_x}{R_y}^{0.64}$$

当其他参数保持不变时,由 Hamrock-Dowson 公式算得的油膜厚度随椭圆率的增加而迅速增大。但当 $k > 5$ 时,油膜厚度随 k 值的变化就很小。此时,由式(3-50)计算的点接触最小膜厚度和由式(3-41)求得的线接触最小膜厚度基本相同;而由式(3-51)计算的点接触中心膜厚 h_c 值与公式算得的入口处的油膜厚度 h 也基本相同。由此可知:对于椭圆率 $k > 5$ 的椭圆接触的弹流油膜厚度可以近似地采用线接触膜厚公式进行计算。

点接触弹流润滑的压力分布和油膜形状比线接触弹流(参见图 2-13)复杂得多。图 3-16 和图 3-17 引自 Ranger1974 年在英国帝国理工学院的博士论文中一个算例,表示出点接触弹流润滑油的典型特征。

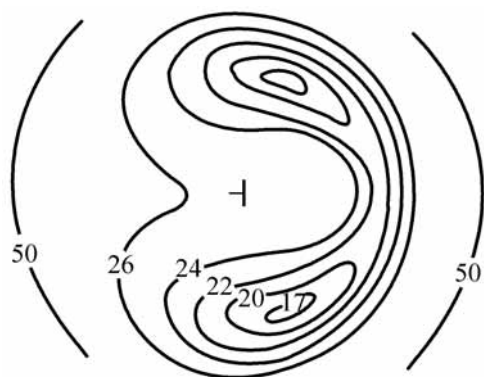


图 3-16 点接触膜厚等值线

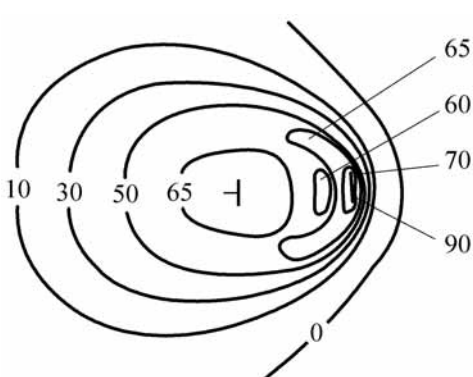


图 3-17 点接触压力等值线

图 3-16 表明,点接触弹流的油膜形状接触区形成马蹄形的凹陷,则两侧靠进出口区产生颈缩,最小膜厚通常出现在两侧的颈缩处。

由图 3-17 可知,点接触弹流润滑的压力分布存在新月形的二次压力峰区,则中心面上的压力峰数值最高,并且与接触中心的距离最远。

应当指出,本节介绍的弹流润滑理论是根据理想化的物理模型建立的,即假设:润滑油的流动是稳态工况下的等温过程,以及润滑油为牛顿流体和摩擦表面绝对光滑等。显然,大多数实际机械中的弹流润滑问题不能符合或者不完全符合理想模型所作的各项假设。为此,从 20 世纪 80 年代开始我们针对工程中实际影响因素对上述假设逐一修正,提出了一系列的弹流

润滑数值解。例如,以高速重载摩擦副为背景,考虑润滑膜的热效应及温度场影响的热弹流问题^[8];考虑润滑膜非牛顿性质的流变弹流问题^[9],考虑工况参数随时间变化引起动态效应的非稳态弹流问题^[10],以及分析表面粗糙度影响的部分弹流和微观弹流问题等^[11]。随后,还由考虑单一实际因素向着建立考虑多种因素综合影响的工程模型弹流润滑理论发展^[12]。在这方面清华大学摩擦学国家重点实验室作出了较系统的理论计算和实验研究,汇集研究成果,出版了学术专著《弹性流体动力润滑》(清华大学出版社,1992年)^[6]。

此外,为了推进弹流理论的应用,还根据不同的供油情况,提出了充分供油,乏油和严重乏油即干涸润滑的弹流问题^[13],以及相对运动方向与接触椭圆主轴不重合或附加绕接触面法线转动的弹流润滑问题^[14,15]。

最后,还需要说明,由于篇幅所限,本章只能够介绍流体润滑数值计算最基础的理论知识与方法,而现存的有关润滑问题数值求解方法很多,读者可根据润滑分析计算的具体情况,可参考文献[6]和有关资料选择合适的方法。

近年来发展的多重网格法为复杂的流体润滑问题的数值计算提供了非常有力的工具,若与多重网格积分法一起使用具有迭代速度快、收敛性好等特点,已经广泛应用于弹流数值求解。下一节将对它作简略介绍。

3.4 多重网格法求解润滑问题

3.4.1 多重网格法的基本原理

多重网格法是针对迭代方法求解大型代数方程组而提出的。用迭代方法解代数方程组时,近似解与精确解之间的偏差可以分解为多种频率的偏差分量,其中高频分量在稠密的网格上可以很快地消除,而低频分量只有在稀疏的网格上才能消除。多重网格法的基本思想就是对于同一问题,轮流在稠密网格和稀疏网格上进行迭代,从而使高频偏差分量和低频偏差分量都能很快地消除,以最大限度地减少数值运算的工作量^[16]。

1. 网格结构

以一维问题为例,使用三层网格且最稠密设置17个等距节点,则中间网格设置9个等距节点,而最稀疏的网格应设置5个等距节点,其结构如

图 3-18 所示。

现约定节点最少的网格为第一层，它上面的网格依次类推。约定最高一层为第 m 层，一般可取 $m = 2^n + 1$ ，这样网格划分和计算较容易。另外，应用多重网格法时以等距网格为宜，但在不同的坐标方向上可不必等距，例如，对于二维问题，在同一层网格上可有 x y ，但是这种改变必须在无量纲方程中加以考虑。



图 3-18 一维多重网格结构

2 . 方程的离散

对于求解域为 的求解方程一般写为

$$L \mathbf{u} = \mathbf{f}$$
 (3-52)

式中, L 为算子, 可以是微分、积分或其他算子; \mathbf{u} 是需求解的未知函数; \mathbf{f} 为右端项, 它一般是已知的。

当用某种数值方法求解方程 (3-52) 时, 需先将 划分为某种网格, 然后在网格上把式 (3-52) 离散为一个代数方程组。应用多重网格法时, 必须在每层网格上都对式 (3-52) 进行离散。在第 k 层网格上离散算式记为

$$L^k \mathbf{u}^k = \mathbf{f}^k$$
 (3-53)

式中

$$\mathbf{u}^k = \{ u^k \} = (u_1^k, u_2^k, \dots, u_{n_k-1}^k)$$
$$\mathbf{f}^k = \{ f^k \} = (f_1^k, f_2^k, \dots, f_{n_k-1}^k)$$

3 . 光滑、限制和延拓

应用多重网格法, 一般是选用某种迭代解法如 Gauss-Seidel 迭代法来求式 (3-53) 所表示的代数方程组的近似解。迭代过程一般在各层网格上进行几次迭代, 然后把结果转移到另一层网格上。在最粗的一层网格上进行较多次数的迭代, 由于粗网格的节点个数很少, 所以整个迭代时间很少。在相邻两层网格之间, 把结果从较稠密的网格转移到较稀疏的网格上的操作叫做限制, 通过限制算子实现。相反则叫做延拓, 通过插值算子实现。简单的限制和延拓算子如下。

1) 映射算子

它是一种特殊的算子, 可以用作限制和延拓算子。它直接将某层网格

上的数值转移到相邻的网格上,如图 3-19 所示。

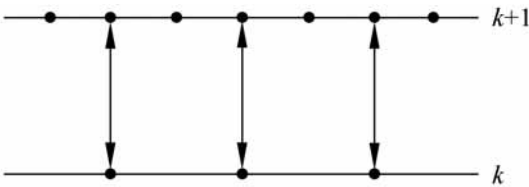


图 3-19 映射算子

2) 加权限制算子

如图 3-20 所示,该算子将相邻节点值加权后转移给下层网格。

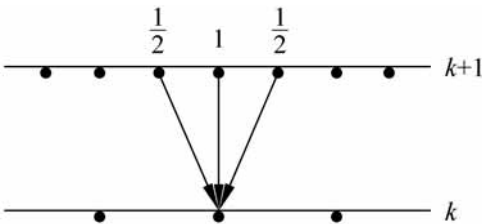


图 3-20 加权限制算子

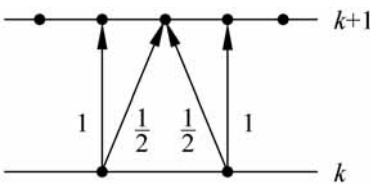


图 3-21 加权插值算子

3) 加权插值算子

如图 3-21 所示,该算子将相邻的节点值加权后的数值转移给上层网格。

在上面给出的加权算子为线性的,对非线性较强的问题,可以选用高次加权算子,如在后面所介绍的那样。

3.4.2 非线性问题的全近似格式 FAS

在多重网格法中,求解线性问题多选用粗网格修正格式,而解非线性问题则须使用全近似格式 FAS(full approximation scheme)。因为弹流润滑问题是非线性的,这里对 FAS 进行较详细的介绍,FAS 对线性问题也同样适用。

应用 FAS,任何非线性问题在第 k 层网格上的代数方程组也可写成式 (3-53) 的形式

$$\mathbf{L}^k \mathbf{u}^k = \mathbf{f}^k$$

如果 $k = 1$,则以 \mathbf{u}^1 为初始值对式 (3-53) 作 ν_1 次松弛迭代,得到近似解 \mathbf{u}^1 后,应用限制算子 \mathbf{I}_k^{k-1} 可把 \mathbf{u}^k 转移到下一层网格上作为初值,即

$$\mathbf{u}^{k-1} = \mathbf{I}_k^{k-1} \mathbf{u}^k$$

在第 $k-1$ 层网格上,代数方程组为

$$\mathbf{L}^{k-1} \mathbf{u}^{k-1} = \mathbf{f}^{k-1} \tag{3-54}$$

如何确定式(3-54)中的 \mathbf{f}^{k-1} 是 FAS 的关键。因为解方程组式(3-54)的目的是修正解方程组式(3-53),而得到的近似解 \mathbf{u}^k ,所以对 \mathbf{f}^{k-1} 的分析必须从式(3-53)和 \mathbf{u}^k 着手。

从式(3-53)的两端均减去 $L^k \mathbf{u}^k$,得

$$L^k \mathbf{u}^k - L^k \mathbf{u}^k = \mathbf{f}^k - L^k \mathbf{u}^k$$

式中,等号前面的部分表示近似解产生的运算亏损量,将其记为 \mathbf{r}^k ,显然有

$$\mathbf{r}^k = \mathbf{f}^k - L^k \mathbf{u}^k \tag{3-55}$$

因为第 $k-1$ 层网格上的运算是为第 k 层网格服务的,所以在把 \mathbf{u}^k 限制到下一层网格的同时,应将 \mathbf{u}^k 造成的亏损量 \mathbf{r}^k 也限制下去。因此,在第 $k-1$ 层网格上应该有如下的运算关系

$$L^{k-1} \mathbf{u}^{k-1} - L^{k-1} (I_k^{k-1} \mathbf{u}^k) = I_k^{k-1} \mathbf{r}^k$$

上式对线性问题是严格成立的,对非线性问题也近似成立。将(3-55)式代入上式得

$$L^{k-1} \mathbf{u}^{k-1} = L^{k-1} (I_k^{k-1} \mathbf{u}^k) + I_k^{k-1} (\mathbf{f}^k - L^k \mathbf{u}^k) \tag{3-56}$$

比较(3-53)式和(3-56)式可知,在(3-56)式中,右端函数应为

$$\mathbf{f}^{k-1} = L^{k-1} (I_k^{k-1} \mathbf{u}^k) + I_k^{k-1} (\mathbf{f}^k - L^k \mathbf{u}^k) \tag{3-57}$$

观察(3-57)可知,只有当 $k=m$,即在最稠密的一层网格上,数值计算方程组的右端项才可直接由原方程的右端函数得到,而在以下各层网格上,方程组的右端项均含有上一层网格上的近似解引起的运算亏损量。

应用(3-57)式得到方程组(3-54)中的 \mathbf{f}^{k-1} 后,第 $k-1$ 层网格上的代数方程组就已经确定了。接下来可以令 $k=k-1$,将运算位置从上一层网格转移到已确定了代数方程组的网格上。并进行 ν_1 (如果 $k=1$)次或 ν_0 (如果 $k=1$)次松弛迭代。

如果在第 k 层网格上经过光滑已得到了 \mathbf{u}^k ,欲使用它去修正上一层网格上的近似解,并不是将 \mathbf{u}^k 经插值直接转移到上一层网格上,而是把本层光滑后得到的修正量通过插值转移到上一层,使其与 \mathbf{u}^{k+1} 迭加,迭加的结果用来作为在第 $k+1$ 层网格上进行 ν_2 次松弛迭代的初始值。上述过程可用算式表示为

$$\mathbf{u}^{k+1} = \mathbf{u}^{k+1} + I_k^{k+1} (\mathbf{u}^k - I_{k+1}^k \mathbf{u}^{k+1})$$

3.4.3 V 循环和 W 循环

用多重网格法的解算过程实际上就是以限制和延拓为手段,轮流地在各层网格上对方程组(3-53)进行光滑,即有限次松弛迭代的过程。V 循环

和 W 循环是对上述过程形象的描述。图 3-22 所示为 $m = 4$ 时的 V 循环过程,图 3-23 所示为 $m = 4$ 时的 W 循环过程。

在图 3-22 和图 3-23 中,指向斜下方的箭头表示限制,指向斜上方的箭头表示延拓,圆圈则表示光滑。此外, v_1 , v_2 和 v_0 分别为限制、延拓和在最底层网格上松弛迭代的次数。

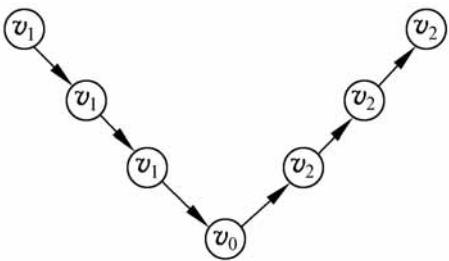


图 3-22 $m = 4$ 的 V 循环

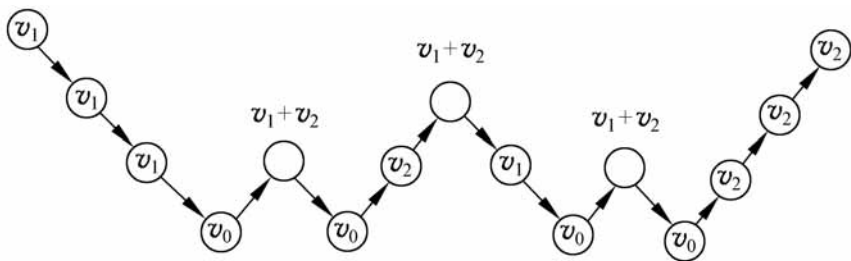


图 3-23 $m = 4$ 的 W 循环

3.4.4 多重网格法解一维弹流问题^[17]

1. 数学模型和计算方法

经无量纲化后的弹流润滑线接触问题的雷诺方程为

$$\frac{d}{dX} \frac{dP}{dX} - \frac{d(\varpi H)}{dX} = 0 \tag{3-58}$$

边界条件为

入口区 $P(X_a) = 0$ 出口区 $P(X_b) = 0$ $\frac{dP(X_b)}{dX} = 0$

膜厚方程 $H(X) = H_0 + \frac{X^2}{2} - \frac{1}{X_a^{X_b}} \ln |X - X| / p(X) dX$

密度 - 压力关系 $\varpi = \frac{0.59 \times 10^9 + 1.34 P p_H}{0.59 \times 10^9 + P p_H}$

粘度 - 压力关系 $\varpi = \exp\{[\ln(\varpi_0) + 9.67][- 1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P p_H)^{0.68}]\}$

载荷方程 $\int_{X_a}^{X_b} P dX = \frac{W}{2}$

式(3-58)中:

$$= \frac{\varpi H^3}{\eta} = \frac{12 \varpi_0 u R^2}{b^2 p_H}$$

以上各式中, P 为无量纲压力, $P = p / p_H$; p 为压力, p_H 为 Hertz 最大压力;
 X 为无量纲坐标, $X = x / b$; x 为坐标, b 为 Hertz 接触区半长; H 为无量纲膜厚, $H = h / R$; h 为膜厚, R 为物体等效半径; ρ 为无量纲密度, $\rho = \rho / \rho_0$;
 ρ_0 为零压时润滑油密度; η 为无量纲粘度, $\eta = \eta / \eta_0$; η_0 为零压时润滑油粘度;
 u 为平均速度, $u = (u_1 + u_2) / 2$; u_1 和 u_2 分别为两表面切向速度; H_0 为无量纲刚体位移。 X_a 和 X_b 分别为入口处和出口处无量纲坐标。 X_a 通常是给定的, 而 X_b 要通过边界条件确定。

利用中心和向前差分格式离散式 (3-58), 可得到离散后的差分方程。膜厚方程和载荷方程也可以按数值积分方法写成离散的形式, 这些方程可写成

$$L_i(p) = [i - 1/2 P_{i-1} - (i - 1/2 + i + 1/2) P_i + i + 1/2 P_{i+1}] / \Delta^2 - (\rho H_i - \rho_{i-1} H_{i-1}) / \Delta = 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \tag{3-59}$$

式中, L 为差分微分算子; Δ 为无量纲网格节点间距; $i \pm 1/2 = \frac{1}{2}(i + i \pm 1)$ 。
入口区边界条件为: $P(X_a) = 0$; 出口区的边界通过置负压为 0 而确定。

膜厚离散方程

$$H_i = H_0 + \frac{x_i^2}{2} - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n K_{ij} P_j \quad i = 1, 2, \dots, n \tag{3-60}$$

其中,

$$K_{ij} = i - j + \frac{1}{2} \ln \left| i - j + \frac{1}{2} \right| - 1 - i - j - \frac{1}{2} \times \ln \left| i - j - \frac{1}{2} \right| - 1$$

离散载荷方程为

$$\sum_{j=1}^n \frac{(P_j + P_{j+1})}{2} = \frac{W}{2} \tag{3-61}$$

式中 K_{ij} 为弹性变形刚度系数。

2. 网格变换计算

当变量从某一级网格降或升到另一级网格时, 即使没做任何迭代计算, 也会由于网格划分的不同造成式 (3-59) ~ 式 (3-61) 的计算值发生改变。为了排除这种改变对解的影响, 需要对这种改变产生的偏差加以记录, 在反变换时将其影响去除, 这样就达到了用不同网格修正最细网格下误差的目的。为此在网格变换一开始就要计算雷诺方程 (3-59)、膜厚方程 (3-60) 和载荷方程 (3-61) 的变换偏差。由于计算是从细网格向粗网格变换开始的, 所以这里给出变换偏差的计算如下

雷诺方程的变换偏差为

$$R = L(I P) - I[L(P)]$$

式中，和 分别为粗、细网格的节点的上下标，例如 I 是由细网格向粗网格进行插值的函数， I 则相反。 L 和 L 分别是粗、细网格下的偏微分算子， R 是变换前后方程误差在粗网格上的插值。

这样对最上一级网格来说，求解方程为

$$L(P) = 0$$

式中， L 为偏微分算子。

而对其他较粗网格的求解方程，则为

$$L(P) = R$$

膜厚方程的变换偏差为

$$f_I = (I H)_I - H_0 + \frac{X_I^2}{2} - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N K_{IJ} (I P)_J \quad I = 1, 2, \dots, N$$

载荷方程的变换偏差为

$$W = \sum_{I=1}^{N-1} 0.5[(I P)_I + (I P)_{I+1}] - \sum_{I=1}^{n-1} 0.5(P_I + P_{I+1})$$

式中， I 为网格变换算子即插值函数。

由于最细的网格总载荷为 $g = / 2$ ，其他较粗的网格的载荷由上一级载荷和变换偏差确定

$$g = g + W$$

从上面给出的各变换偏差公式可以推出：当最上级网格的解为精确值时，其他各层网格的精确值就是上层网格转换下来的值。从而各层网格上都无须进行迭代修正，即保证了精确解对各层网格是一致的。

3 . 迭代法

迭代过程包括压力修正与载荷平衡所需的刚体位移的修正，这些都是在某一网格下进行的。对于压力修正，常用的 Gauss-Seidel 迭代法对较轻的压力适用；当压力较大时这种方法容易发散，所以在高压力区可采用 Jacobi 双极子迭代法。这种迭代法修正压力的方程可写成

$$珞 = 珞 + \alpha \cdot i$$

式中， α 是松弛因子； i 是压力修正量；珞 和 珞 分别是迭代修正前后的压力。

对 Gauss-Seidel 迭代法

$$i = \frac{L_i}{P_i}^{-1} 珞$$

对 Jacobi 双极子迭代法
$$P_i = \frac{L_i}{P_i} - \frac{L_i}{P_{i-1}} P_{i-1}$$

其中:

$$L_i = - \left[\left(\frac{1}{h_{i-1/2}} \right) \frac{\partial H}{\partial P} \right]_{i-1} - \left(\frac{1}{h_{i-1/2}} + \frac{1}{h_{i+1/2}} \right) \frac{\partial H}{\partial P} + \left(\frac{1}{h_{i+1/2}} \right) \frac{\partial H}{\partial P} + \frac{1}{2} (K_{ii} - K_{i-1,i})$$

P_{i-1} 是将上式中 P_{i-1} 换成 P_{i-1} 。 $\frac{L_i}{P_i}$ 为 L_i 对 P_i 的导数, 由于 H_i 也是压力的函数, 所以求导时应予以考虑, 但为了方便起见, 对 P_i 的函数在求导时可以不计, 这样可得

$$\frac{L_i}{P_i} = - \left(\frac{1}{h_{i-1/2}} + \frac{1}{h_{i+1/2}} \right) \frac{1}{P_i} + \frac{1}{2} (K_{ii} - K_{i-1,i}) \tag{3-62}$$

$\frac{L_i}{P_{i-1}}$ 可用相似的方法求得。

在采用 Jacobi 双极子迭代法时要注意同时在本点加上 P_{i-1} 和在前点减去 P_i , 即

$$P_i = P_i + \omega_i; \quad P_{i-1} = P_{i-1} - \omega_i$$

载荷平衡条件是通过修正刚体位移 H_0 来改变压力值间接完成的, 做法是

$$H_0 = H_0 + \alpha \cdot g = \frac{1}{N-1} (P_j + P_{j+1})$$

其中, ω 和 α 均为松弛因子。为了计算稳定起见, 通常刚体位移的修正只是在最粗一级网格上进行, 这样还有利于减少计算量。

4. 迭代方法的选用

在迭代过程中修正压力时, 上述两种方法可以同时在同一问题计算的不同区域上使用。这是因为迭代是减少局部误差的方法, 不论采用何种方法只要全域误差均满足要求即可, 所以可以分别就高压和低压区采用两种迭代方法。另一个问题是如何划分这两种迭代方法适用的区域。因为当某点方程未满足时, 要修正的压力可分为两部分(见式 3-62), 即

压力影响部分
$$A_1 = \left(\frac{1}{h_{i-1/2}} + \frac{1}{h_{i+1/2}} \right) \frac{1}{P_i}$$

膜厚影响部分
$$A_2 = \frac{1}{2} (K_{ii} - K_{i-1,i})$$

当 A_1 较大时 Guass-Seidel 法修正较有效, 而当 A_2 较大时, 由于 P_i 中的膜厚没有修正从而采用 Guass-Seidel 法会使压力与膜厚不能协调变化, 从

而容易发散。通常采用 A_1 和 A_2 的比值来作为划分迭代适用区的参量, 通过计算表明, 当在 $A_1 = 0.1 A_2$ 的区域上采用 Gauss-Seidel 法, 而在 $A_1 < A_2$ 的区域上采用 Jacobi 双极子法效果较好。

5. 松弛因子与网格变换方式

松弛因子的选择常关系到计算是否收敛。在多重网格法的迭代过程中需要选择三个松弛因子, 即: Gauss-Seidel 迭代松弛因子 α , Jacobic 双极子迭代松弛因子 α 和刚体位移修正松弛因子 α 。通常这些松弛因子的取值要靠经验。对前两个松弛因子大致的范围是: $\alpha = 0.3 \sim 1.0$ 和 $\alpha = 0.1 \sim 0.6$ 。计算发现 α 对收敛的影响较大, 特别在重载荷工况下, α 应取小值。但对 α 则没有较确定的范围来决定它。事实上, 如果利用已有的经验公式可以得到一个既简单易行, 又效果较好的取值方法。这是因为通常膜厚与工况参数的关系可以表示成

$$h = G U W$$

式中, G 为剪切弹性模量; E 为材料综合弹性模量; , , 为经验公式指数。如果载荷不平衡, 可以认为当载荷有一增量时对应的膜厚增量为

$$dh = G U W^{-1} dW \tag{3-63}$$

由于 $g = \frac{1}{N-1} (P_j + P_{j+1})$ 为 $-dW$, 所以这时的刚体位移修正量为 dh , 即

$$dh = \frac{dh}{dW} dW = -\alpha dW \tag{3-64}$$

从式(3-63)和(3-64)可以确定松弛因子 α 。

网格变化方式通常是从最高一级逐级降至最低一级, 在每级中迭代 v_1 次。然后在最低一级迭代 v_0 次, 同时修正刚体位移。再逐级回到最高级, 每级迭代 v_2 次。这样的过程称为一个 V 循环。根据作者^[17] 经验是: $v_1 = 2$, $v_0 = 5 \sim 20$, $v_2 = 1$ 。

对于通常的数值算法随节点数增加耗费机时成倍增加。而对于多重网格法来说, 进行同样次数的 V 循环迭代, 时间基本上与节点数成线性关系。

3.4.5 多重网格法解二维弹流问题

经无量纲化后的弹流润滑点接触问题的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{P}{X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{P}{Y} \right) - \frac{\partial}{\partial X} (H) = 0 \tag{3-65}$$

式中:

$$=\frac{\text{珠}H^3}{\text{珹}}=\frac{12_0uR^2}{a^3p_HK_{ex}}$$

其边界条件为:

入口区 $P(X_a,Y)=0$

出口区 $P(X_b,Y)=0\quad \frac{P(X_b,Y)}{X}=0$

端部 $P|_{Y=\pm 1}=0$

膜厚方程 $H(X,Y)=H_0+\frac{X^2+Y^2}{2}+\frac{2}{E}\cdot\cdot\cdot\frac{P(S,T)dSdT}{(X-S)^2+(Y-T)^2}$

密度-压力关系和粘度-压力关系与线接触弹流润滑相同。

载荷方程 $P(X,Y)dXdY=\frac{2}{3}$

以上各式中的参数与线接触问题相比增加了 y 方向的无量纲坐标 $Y=y/b_0$ 。
是 X 和 Y 方向划分的比值,若两方向划分间距相等则 $=1$ 。 K_{ex} 为 x 方向的相对曲率,对于曲率相等的点接触, $K_{ex}=1$ 。以下仅讨论 $=1$ 和 $K_{ex}=1$ 的情况,对于 1 或 $和 K_{ex}=1$ 时的弹流计算读者可参见文献[17]。

雷诺方程的离散形式可写成

$$L_{ij}(P)=(\text{ }_{i-1/2,j}P_{i-1,j}+\text{ }_{i+1/2,j}P_{i+1,j}+\text{ }_{i,j-1/2}P_{i,j-1}+\text{ }_{i,j+1/2}P_{i,j+1}-\text{ }_0P_{ij})/\text{ }^2-(\text{珠}H_{ij}-\text{珠}_{1,j}H_{i-1,j})/\text{ }=0$$

式中, $\text{ }_{i\pm 1/2,j}=\frac{1}{2}(\text{ }_{i,j}+\text{ }_{i\pm 1,j})$; $\text{ }_0=\text{ }_{i-1/2,j}+\text{ }_{i+1/2,j}+\text{ }_{i,j-1/2}+\text{ }_{i,j+1/2}$ 。

膜厚方程和载荷方程也可以按照数值积分方法写成离散形式如下:

膜厚方程

$$H_{ij}=H_0+\frac{X_i^2+Y_j^2}{2}-\frac{1}{\text{ }}\sum_{k=1}^n\sum_{l=1}^nK_{ijkl}P_{kl}$$

式中, K_{ijkl} 为弹性变形刚度系数。

载荷方程

$$\sum_{i=1}^n\sum_{j=1}^nP_{ij}=2/3$$

上面的方程中: $i=1,2,\dots,n, j=1,2,\dots,n_0$ 。其中, n 是节点数。

与线接触情况一样,求解点接触问题也是在低压区用 Gauss-Seidel 迭代法,在高压力区采用 Jacobi 双极子迭代法。Gauss-Seidel 迭代法与线接触相同,而 Jacobi 双极子迭代法因为本点与相邻的其他四个节点压力增量

有关,所以必须求解一个矩阵方程,同时进行一系列压力的修正。至于求解点接触问题的网格间的转换与线接触相似,这里不再赘述。

3.4.6 多重网格积分法

多重网格数值技术不但可用来求解微分方程,而且也可用以计算数值积分。事实上多重网格法计算速度快的主要原因就是引入了多重网格积分法。这样计算膜厚方程中的积分工作量可大大加快,从而提高了弹流润滑数值分析的效率。

在不同时使用多重网格积分法的情况下,计算时间基本上是消耗在积分运算上,它大致上与节点数的平方成正比,即节点数增加一倍,所需计算时间是原来的四倍。如果使用了多重网格积分法,则计算时间基本上与节点数成正比。因此,节点数越多,多重网格积分法的优势就越明显。

当理解了的两层网格积分法后,对多层网格的积分可以类推,因此这里首先介绍线接触问题中两层网格间的积分。

多重网格积分法是把要求在细网格上的积分传递到粗网格上,在粗网格上积分,再把计算结果转移回细网格,在细网格上进行修正,以得到细网格上满足精度要求的积分结果。

假设两层网格中的上层的细网格用小写字母 h 作上标,其节点号数用小写字母 i, j 表示,而下层的粗网格用大写字母 H 作上标,其节点号数用大写字母 I, J 表示。于是,上层网格上的节点号数为 i 或 j 等于 $0, 1, \dots, n$, 而下层网格上的节点号数为 I 或 J 等于 $0, 1, \dots, N$ 。粗网格的间距是细网格的一倍,即有 $n = 2N - 1$ 。

对线接触问题的弹性变形积分公式为

$$w(X) = \int_{X_a}^{X_b} \ln |X - X'| P(X') dX'$$

在已知细网格的节点压力和积分系数后,数值积分的计算式为

$$w_i^h = \sum_{j=0}^n K_{i,j}^{hh} P_j^h \quad (3-66)$$

式中, $K_{i,j}^{hh}$ 使用了两个上标 h , 第一个 h 与第一个下标相对应,说明 i 是细网格上的节点号数,第二个 h 与第二个下标相对应,说明 j 也是细网格上的节点号数。

我们知道细网格的计算量很大,如果按下层粗网格进行数值积分时,则积分为

$$w_I^H = \sum_{J=0}^N K_{I,J}^{HH} P_J^H \quad (3-67)$$

虽然式(3-67)积分工作量比式(3-66)少了很多,但是由于下层网格较粗,其积分结果显然不如上层细网格。因此必须对粗网格的积分进行修正以得到与细网格同样精度的积分值。这包括以下一些步骤:

1. 压力下传

虽然可以直接用对应细网格节点的压力作为粗网格的节点压力,但是为了考虑压力的变化,应当将细网格上的压力插值后传递到粗网格上。插值公式为

$$P_I^H = \frac{1}{32}(-P_{2I-3}^h + 9P_{2I-2}^h + 16P_{2I-1}^h + 9P_{2I}^h - P_{2I+1}^h) \quad (3-68)$$

$I = 2, 3, \dots, N-1$

上式中,左端项为粗网格节点压力,右端均为细网格节点的压力。对 $I=1$ 和 N ,上式修改成

$$P_I^H = \frac{1}{32}(16P_1^h + 18P_3^h - 2P_5^h) \quad (3-69)$$

$$P_N^H = \frac{1}{32}(-P_{n-2}^h + 18P_{n-1}^h + 16P_n^h) \quad (3-70)$$

2. 积分系数下传

$$K_{I,J}^{HH} = K_{2I-1,2J-1}^{hh} \quad (3-71)$$

式中,左端项为粗网格节点积分系数,右端为细网格节点的积分系数。

3. 粗网格积分

$$w_I^H = \sum_{J=0}^N K_{I,J}^{HH} P_J^H \quad (3-72)$$

注意,上式虽然形式上与式(3-67)同,但它的积分系数和压力是从细网格传下来的,而不是在粗网格上生成的。

4. 积分值插值回代

由于在部分细网格上节点的积分值未计算,可以利用已知节点的值进行插值得到。具体做法是对与粗网格节点重合的细网格节点上作映射

$$w_{I-1}^h = w_I^H \quad (3-73)$$

对于不与粗网格节点重合的细网格节点上进行插值可用

$$\rho_{2I}^h = \frac{1}{16}(-w_{I-1}^H + 8w_I^H + 8w_{I+1}^H - w_{I+2}^H) \quad (3-74)$$

对 $i=2$ 或 $n-1$ 的细网格节点可以取相邻两节点的平均值。

5. 细网格修正

对细网格上的积分值的修正应当包括三部分, 它们分别是对积分系数的修正、对映射节点积分值的修正和对插值节点积分值的修正。

1) 对积分系数的修正

对积分系数修正的做法是: 首先计算积分系数的插值, 然后将细网格的积分系数减去插值数值得到修正需要的差值。由于映射积分节点和插值积分节点得到积分值不同, 因此还必须考虑两者的差异。积分系数的插值数值按下式计算

$$\rho_{2I-1, 2J-1}^{hh} = \frac{1}{16}(9K_{I+1, J}^{HH} + 9K_{I-1, J}^{HH} - K_{I+3, J}^{HH} - K_{I-3, J}^{HH}) \quad (3-75)$$

相邻积分节点不适合采用高次插值, 因此可采用内插计算代替, 即

$$\rho_{1, 2J-1}^{hh} = \frac{1}{8}(9K_{2, J}^{HH} - K_{4, J}^{HH}) \quad (3-76)$$

$$\rho_{3, 2J-1}^{hh} = \frac{1}{16}(9K_{1, J}^{HH} + 9K_{3, J}^{HH} - K_{3, J}^{HH} - K_{5, J}^{HH}) \quad (3-77)$$

$$\rho_{5, 2J-1}^{hh} = \frac{1}{16}(9K_{2, J}^{HH} + 9K_{4, J}^{HH} - K_{2, J}^{HH} - K_{6, J}^{HH}) \quad (3-78)$$

对映射节点, 计算积分系数和插值积分系数的差为

$$\rho_{i, j}^{hh} = K_{i, j}^{hh} - \rho_{i, j}^{hh}$$

对插值节点, 计算积分系数和插值积分系数的差为

$$\rho_{i, j}^{hh} = \begin{matrix} 0 & \text{投影节点} \\ K_{i, j}^{hh} - \rho_{i, j}^{hh} & \text{插值节点} \end{matrix}$$

2) 利用积分系数差值对映射节点积分值的修正

$$w_{2I-1}^h = \rho_{I-1}^H + \sum_{j=1}^M \rho_{i, j}^{hh} p_j \quad x \quad (3-79)$$

3) 利用积分系数差值对插值节点积分值的修正

$$w_{2I}^h = \rho_{2I}^h + \sum_{j=1}^M \hat{K}_{i, j}^{hh} p_j \quad x \quad (3-80)$$

上式中, $M = 3 + 2\ln(n)$, M 取整数。

6. 向多重网格推广

对整个多重网格, 执行多重网格积分法的步骤如下:

- (1) 按 $M = 3 + 2\ln(n)$ 计算修正时的求和次数 M ;
- (2) 按式(3-68) ~ 式(3-71) 下传节点参数(压力、积分系数等)至最粗层网格;
- (3) 按式(3-72)求得在最粗层网格上数值积分;
- (4) 按式(3-71)计算上一层网格对应节点的积分系数;
- (5) 按式(3-75) ~ 式(3-78)插值计算上一层网格的积分系数;
- (6) 按式(3-73)映射得到上一层网格对应节点上的积分数值;
- (7) 按式(3-79)对映射的积分数值进行修正;
- (8) 按式(3-74)插值得到上一层网格非对应节点上的积分数值;
- (9) 按式(3-80)对插值的积分数值进行修正;
- (10) 返回第(4)步骤做上一层的计算, 直至回到最细层网格后计算结束。

需要指出, 在采用多重网格积分法时, 必须正确理解对各参数修正的重要性。修正的主要目的是通过较少的粗网格的计算和修正得到与细网格同样精度的积分值。

参 考 文 献

- [1] 温诗铸. 摩擦学原理. 北京: 清华大学出版社, 1990
- [2] 温诗铸, 黄平. 弹性流体动力润滑的计算方法综述. 第五届全国摩擦学学术会议论文集. 武汉: 1992, 198 ~ 204
- [3] 王应龙, 黄亭亭, 温诗铸. 可倾径向轴承变温度静动态性能计算. 北京: 清华大学学报, 1987, 27(增 1): 84 ~ 91
- [4] 温诗铸. 边界元方法在润滑问题中的应用— Rayleigh 阶梯轴承. 润滑与密封, 1982, (3): 10 ~ 16
- [5] Dowson D, Higginson G R. Elasto-hydrodynamic Lubrication. London: Pergamon Press, 1977
- [6] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑. 北京: 清华大学出版社, 1992
- [7] 温诗铸, 朱东. 等温弹性流体动力润滑问题的直接迭代解. 润滑与密封, 1985, (4): 20 ~ 25, 1986, (4): 9 ~ 15
- [8] Zhu Dong, Wen Shizhu. A full numerical solution for the thermoelastohydrodynamic problem in elliptical contacts. Trans. ASME, Journal of Tribology, 1984, 106

(2):246 ~ 254

- [9] Wen Shizhu, Ying Tsineng . A theoretical and experimental study of EHL lubricated with grease . Trans . ASME, Journal of Tribology, 1988, 110(1):38 ~ 43
- [10] Ren Ning, Zhu Dong, Wen Shizhu . Experimental method for quantitative analysis of transient EHL . Tribology International, 1991, 24(4):225 ~ 230
- [11] Huang Ping, Wen Shizhu . Study on oil film and pressure distribution of micro-EHL . Trans . ASME, Journal of Tribology, 1992, 114(1):42 ~ 46
- [12] Yang Peiran, Wen Shi zhu . The behauior of non-Newtonian thermal EHL film in line contact at dynamic loads . Trans . ASME, Journal of Tribology, 1992, 114(1):81 ~ 85
- [13] Liu Jianhai, Wen Shizhu . Fully flooded, starved and parched lubrication at point contact system .Wear, 1992,(159): 135 ~ 140
- [14] Huang Changhua, Wen Shizhu, Huang Ping . Multilevel solution of the elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts in spiroid gears . Trans . ASME, Journal of Tribology, 1993, 115(3):481 ~ 486
- [15] Huang C H, Wen S Z, Huang P . Multilevel solution of the elastohydrodynamic lubrication of elliptical contaets with rotatonal lubricant entrainment . Proc . 1st International Symposium on Tribology, Beijing: 1993, V .1, 124 ~ 131
- [16] Lubrecht A A, ten Narel W E, Bosma R . Multigrid, an alternative method for calculating film thickness and pressure profiles in elastohydrodynamic lubricated line contacts . Trans . ASME Journal of Tribology, 1989, 108(4):551 ~ 556
- [17] 黄平,温诗铸 .多重网格法求解线接触弹流问题 .北京:清华大学学报,1992,32(5):26 ~ 34

第 4 章

典型机械零件的润滑设计

本章介绍一些典型机械零件的润滑设计。首先以滑块问题为例说明各润滑特性参数的计算,然后讨论各类滑动轴承、滚动轴承、齿轮和凸轮机构等的润滑计算^[1]。

4 1 滑块与推力轴承

楔形滑块是润滑设计中最简单的问题,当滑块的几何形状不十分复杂时,常常可以得到解析解。另外,通过对滑块问题的分析不仅有助于了解润滑的基本特性,而且也是推力轴承润滑设计的基础。

4 .1 .1 基本方程

求解无限长滑块问题由于不考虑端泄,雷诺方程简化成一维常微分方程。当膜厚方程已知时,可以求得方程的通解。再代入边界条件和连接条件得到压力分布。利用压力分布可以求得载荷、摩擦力和流量等润滑特性参数。

1 . 雷诺方程

求解滑块问题的雷诺方程为

$$\frac{d}{dx} h^3 \frac{dp}{dx} = 6U \frac{dh}{dx} \quad (4-1)$$

对这一方程积分两次后,其通解可以写成

$$p = \frac{6U}{h^2} dx + C_1 \frac{dx}{h^3} + C_2$$

式中, C_1 和 C_2 为积分常数,由下面的边界条件确定。

2. 边界条件

常用的两种压力边界条件是：

(1) $p|_{x=0} = 0$; $p|_{x=x} = 0$ (x 为出口边界, $x = B$, B 为滑块宽度)

(2) $p|_{x=0} = 0$; $p|_{x=x} = 0$ 和 $-\frac{p}{x}\bigg|_{x=x} = 0$ (x 为待定出口边界, $x < B$)

3. 连接条件

对膜厚函数不连续或其导数不连续时, 以不连续处为分界线分别写出两边压力方程, 这样待定积分常数的个数会相应增加。因此必须在不连续处加上相应的连接条件。设不连续处的坐标为 x^* , 则连接条件是：

(1) 压力连续条件

$$p|_{x=x_{-0}^*} = p|_{x=x_{+0}^*} \quad (4-2)$$

(2) 流量连续条件

$$-\frac{h^3}{12} \frac{dp}{dx} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \bigg|_{x=x_{-0}^*} = -\frac{h^3}{12} \frac{dp}{dx} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \bigg|_{x=x_{+0}^*} \quad (4-3)$$

4.1.2 几种形式的滑块

除了直线滑块外, 其他类型的滑块有曲面滑块、组合滑块和阶梯滑块等。下面给出无限长直线滑块的算例, 如图 4-1 所示。

1. 膜厚方程

设
$$K = \frac{h_1 - h_0}{h_0}$$

有
$$h = h_0 \left(1 + K \frac{x}{B} \right)$$

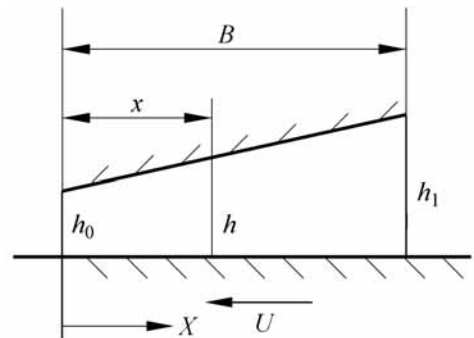


图 4-1 普通滑块

2. 压力分布

由于膜厚 h 和坐标 x 成线性, 因此将膜厚对 x 求导, 得

$$dh = K \frac{h_0}{B} dx$$

将上式代入一维雷诺方程, 并对变量 h 进行积分可得

$$p = - \frac{6U}{K h_0} \frac{B}{h} + \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \frac{1}{h^2} + C$$

式中, $\frac{dp}{dx}$ 为 $\frac{dp}{dx} = 0$ 处即最大压力处的油膜厚度。

利用边界条件 $p|_{h=h_0} = 0$ 和 $p|_{h=h_1} = 0$ 求得

$$\frac{dp}{dx} = \frac{2 h_0 h}{h_0 + h} \qquad C = \frac{1}{h_0 + h}$$

从而

$$p = - \frac{6U}{K h_0} \frac{B}{h} - \frac{1}{h} + \frac{h_0 h}{h_0 + h_1} \frac{1}{h^2} + \frac{1}{h_0 + h_1} \tag{4-4}$$

3 . 载荷

单位长度承载量:

$$\begin{aligned} \frac{W}{L} &= \int_0^B p dx = \frac{B}{h_0} \int_{h_0}^{h_1} p dh \\ &= \frac{6U}{K^2} \frac{B^2}{h^2} \ln \frac{h}{h_0} - \frac{2(h_1 - h_0)}{h_0 + h_1} \\ &= \frac{6U}{K^2} \frac{B^2}{h^2} \ln(K + 1) - \frac{2K}{K + 2} \end{aligned} \tag{4-5}$$

式中, L 为 y 方向长度。

将 W 对 K 求极值, 即令 $\frac{dW}{dK} = 0$, 可以求得对应于最大承载量的 K 值, 得 $K = 1/2$, $\frac{h}{h_0} = 2/3$ 时, W 为最大值。

4 . 压力中心

压力中心就是载荷作用点, 它可通过对原点取矩求得。如图 4-1 所示, 设压力中心与原点的距离为 x_0 。单位长度上的承载量为 W/L , 因此

$$\frac{x_0}{L} \frac{W}{L} = \int_0^B p dx$$

将式(4-2)、式(4-3)代入, 经积分运算后, 得

$$\frac{x_0}{B} = \frac{K(6 + K) - 2(2K + 3)\ln(1 + K)}{2K[(2 + K)\ln(1 + K) - 2K]} \tag{4-6}$$

5 . 摩擦力

表面上的切应力为

$$= \frac{u}{z} = \frac{-p}{x} z - \frac{h}{2} + \frac{U}{h}$$

单位长度的摩擦力为

$$F_{h,0}/L = \int_0^B \tau_{h,0} dx = \int_0^B \left(\pm \frac{p}{x} \frac{h}{2} + \frac{U}{h} \right) dx$$

式中, F_h , τ_h 和 F_0 , τ_0 分别为 $z=h$ 和 $z=0$ 表面上的摩擦力与切应力。

上式第一项积分可用分部积分法, 求得, 即

$$\int_0^B \pm \frac{p}{x} \frac{h}{2} = p \frac{h}{2} \Big|_0^B \hat{=} \int_0^B p \frac{dh}{2} = \frac{h_0 K}{2B} \int_0^B p dx = \hat{=} \frac{h_0 K}{2B} \frac{W}{L}$$

因此可以得到摩擦力为

$$F_{h,0}/L = \frac{UB}{h_0} \frac{\ln(K+1)}{K} \hat{=} \frac{h_0 K}{2B} \frac{W}{L} \tag{4-7}$$

6. 流量

由于无限长滑块不存在端泄流量, 即 $q_y = 0$, 则流量为

$$Q_x = \int_0^L q_x dy = \int_0^L \left(-\frac{h^3}{12} \frac{dp}{dx} + \frac{Uh}{2} \right) dy$$

可以证明, 当 $h=h_0$ 时, $\frac{dp}{dx} = 0$, 故单位长度的流量为

$$\frac{Q_x}{L} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{Uh}{2} dy = Uh_0 \frac{K+1}{K+2} \tag{4-8}$$

由直线构成的滑块还有如图 4-2 和图 4-3 示出的组合滑块和 Rayleigh 阶梯滑块等, 求解雷诺方程时需要在膜厚不连续处引入连接条件如式(4-2)、式(4-3)。

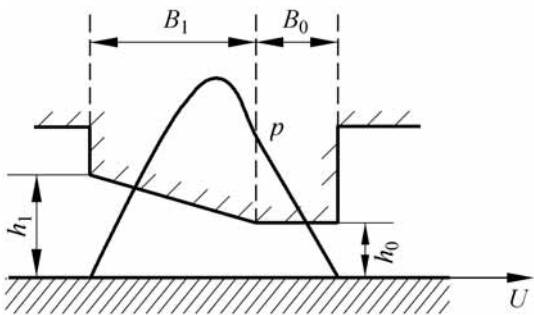


图 4-2 组合滑块

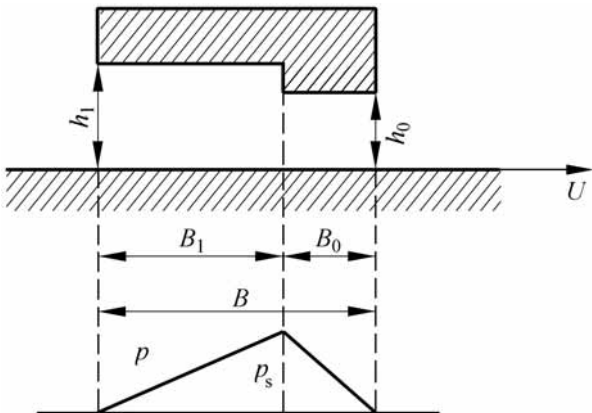


图 4-3 Rayleigh 阶梯轴承

4 .1 .3 有限长滑块

关于有限长滑块的润滑计算需要求解二维的雷诺方程,除少数情况可以采用解析方法之外,还有数值计算方法和电模拟法。数值计算法的要点已在第 3 章讨论过。

电模拟法的依据是:决定电参数关系的微分方程和决定流体润滑参数关系的微分方程基本相同,这样,在按对应关系建立的电模拟装置上,测出各点的电参量即可推算相应的润滑参数。

Kingsbury 1931 年提出用电解槽模拟法求解。电解液内的电压与电流的关系式为

$$\frac{\partial}{\partial x} h_s \frac{E}{x} + \frac{\partial}{\partial y} h_s \frac{E}{y} = \frac{kI}{A} \tag{4-9}$$

式中, E 为电压; I 为电流; k 为电解液的电阻率; h_s 为槽深度; A 为单元液柱顶部面积。

而等粘度计算的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} h^3 \frac{p}{x} + \frac{\partial}{\partial y} h^3 \frac{p}{y} = 6 U \frac{h}{x} \tag{4-10}$$

将式(4-9)与式(4-10)相比较,可找到参数对应关系是 $h_s \text{—} h^3$, $E \text{—} p$, $k A \text{—} 6$, $I \text{—} U \frac{h}{x}$ 。这样就可以根据上述关系设计电解槽装置,使电解液各处的深度模拟油膜厚度;适当配制电解液,使其电阻率模拟润滑油的粘度;控制供给电流,使它模拟滑动速度。因此,测出各点的电压就可得到对应点油膜压力的模拟值。

模拟法可以取足够多的点作为测定对象,求得大量数据,在计算机普遍使用以前,模拟法得到实际应用。当前对于有限长的润滑问题,采用电算技术求得数值解特别简便,并且适用于复杂的几何形状和各种工况下润滑性能计算。例如作者^[2]采用边界元方法计算了有限长阶梯滑块的润滑问题。作者^[3]还对粘塑性流体润滑的滑块因润滑膜滑动而导致失效进行了分析。

4 .1 .4 推力轴承

流体动压润滑的推力轴承主要用于重型机械设备,例如水轮机、立式风扇和泵、大型透平机械,以及船舶推进器等。

推力轴承的承载能力受速度的影响很大。为了形成充分的动压润滑,通常要求平均滑动速度大于 3m/ s,而最高滑动速度受到摩擦功率损失以及

因发热而产生的最大温度的限制,据资料可达到 90 m/s 。推力轴承典型的平均油膜压力为 $3.5 \sim 7\text{ MPa}$,对于一个直径为 800 mm 的推力轴承,可承受载荷 $6 \times 10^5\text{ N}$ 。

为了提高推力轴承的承载能力,应使轴承表面尽可能多的部分构成收敛楔形,因此,通常将轴承表面均分为若干扇形滑块,如图 4-4 所示。滑块之间留作供油油沟,油沟所对应的圆心角占 15%。每个滑块宽度 $B = 0.85 D_m / n$,滑块长度 $L = (D_1 - D_2) / 2$,而轴承的总承载量应为 nW 。这里, D_1 , D_2 和 D_m 分别为推力盘的外径、内径和中径, n 为滑块数。

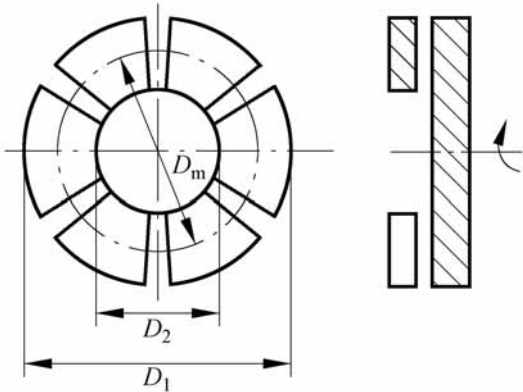


图 4-4 推力轴承

为简便起见,在工程设计中常用长方形代替扇形。当 $K = 1$ 时,按扇形滑块计算的承载量仅比长方形滑块的约大 7%。

影响推力轴承性能的重要因素是温度和滑块变形。粘性发热所造成的温度升高使润滑油的粘度显著下降,在滑块中央的粘度通常只有入口粘度的 20% ~ 40%。精确地考虑

温度影响需要进行变温度的润滑计算。但在工程设计中,也常根据油膜的平均温度来粗略地考虑粘度的变化。

在忽略热传导的前提下,根据润滑膜的热平衡条件可以计算平均温升 T ,即

$$cQ \ T = kH \tag{4-11}$$

其中, ρ 为润滑油密度; c 为润滑油比热容; Q 为流量; H 为摩擦功率损失; 而 k 为半经验常数, $k = 0.6$ 。

依照 T 决定油膜平均温度和润滑油的粘度值。计算时采用反复迭代的方法,直到各项参数相互适应为止。

实践证明:在推力轴承中,由于滑块的安装制造误差,工作中的弹性变形和热变形等因素所造成的间隙变化,往往超过最小油膜厚度的数值,因此,必须考虑这些因素的影响。计算滑块的弹性变形和热变形涉及到求解薄板挠曲的双调和方程,通过数值计算可以得到所需的结果。

从雷诺方程可知:两平行平面之间是不能形成动压油膜的,因此须沿轴承推力面按一块块扇形面积构成楔形。图 4-5 是常见的固定瓦动压推力轴承。其楔形的倾斜角固定不变。在楔形顶部留出平台,用来承受停车后

的轴向载荷。(a)为单向固定瓦,只能单方向形成流体动压膜;(b)为双向固定瓦,在正反方向均可形成动压膜承载。

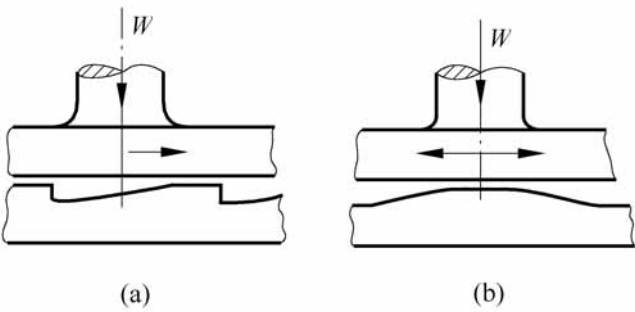


图 4-5 固定瓦动压推力轴承

图 4-6 是两种可倾瓦推力轴承,图(a)为可倾瓦推力轴承,其扇形块的倾斜角能随载荷的改变而自行调整,因此承载性能优越;图(b)为弹性支承推力轴承,其扇形块的支承有较大弹性,因此倾斜角可以在一定范围内随载荷改变而改变。

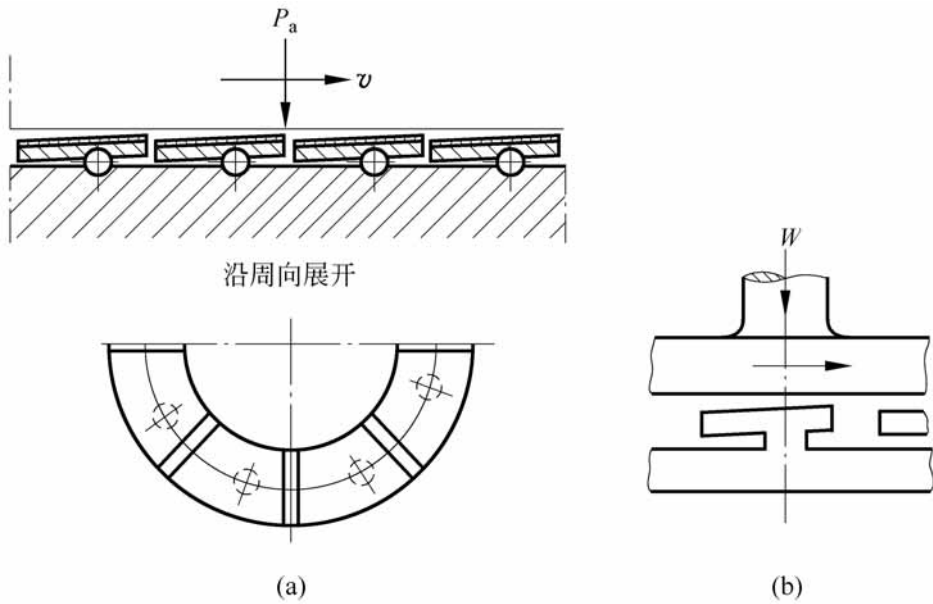


图 4-6 可倾瓦推力轴承

4 2 径向滑动轴承

在流体动压润滑的机械零件中最常见的是径向滑动轴承。通常轴承孔的直径比轴颈直径大千分之二左右,当轴颈处于偏心位置时,两个表面组成收敛楔形。通过轴颈的转动,使润滑膜产生流体动压以支承轴颈上的载荷。

实际轴承的工作情况十分复杂, 由于影响因素很多, 在数学上求解困难, 因此当前的润滑理论都经过不同程度的简化。

4.2.1 轴心位置与间隙形状

轴颈旋转将润滑油带入收敛间隙而产生流体动压, 油膜压力的合力与轴颈上的载荷相平衡, 其平衡位置偏于一侧, 如图 4-7 所示。

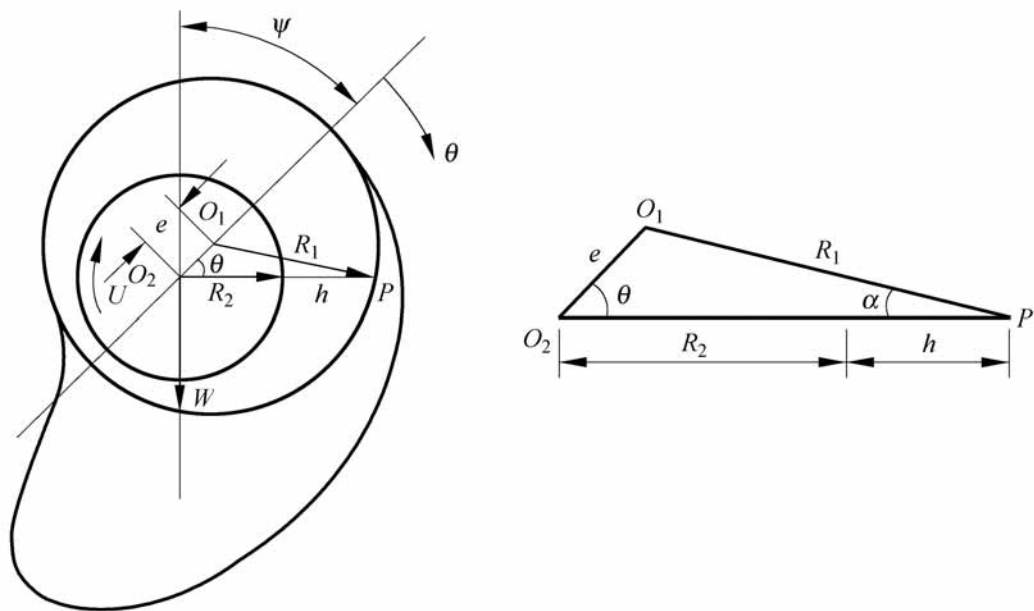


图 4-7 轴心位置

轴心 O_2 的平衡位置通过两个参数可以完全确定, 即偏位角 θ 和偏心率 ϵ 。偏位角 θ 为轴承与轴颈的连心线 O_1O_2 与载荷 W 的作用线之间的夹角。而偏心率 $\epsilon = \frac{e}{c}$, 这里, e 为偏心距, c 为半径间隙 $c = R_1 - R_2$ 。

由图 4-7 可知: 间隙 h 是 θ 角的函数。在 $\triangle O_1O_2P$ 中, 按正弦定律得

$$\frac{e}{\sin \alpha} = \frac{R_1}{\sin \theta} \quad \text{即} \quad \sin \alpha = \frac{e}{R_1} \sin \theta$$

又

$$\cos \alpha = (1 - \sin^2 \alpha)^{1/2} = 1 - \frac{e^2}{2R_1^2} \sin^2 \theta = 1 - \frac{e^2}{2R_1^2} \sin^2 \theta + \dots$$

通常 $\frac{e}{R_1} \ll 1$, 忽略高阶微量可取 $\cos \alpha = 1$ 。

由几何关系 $h + R_2 = e \cos \theta + R_1 \cos \alpha = e \cos \theta + R_1$

$$h = e \cos \theta + c = c(1 + \epsilon \cos \theta) \tag{4-12}$$

式(4-12)表示的轴承的间隙形状为余弦函数, 该表达式的误差仅为 0.1%。

4.2.2 无限短轴承

当轴承沿 y 方向的尺寸远小于沿 x 方向尺寸时, 则 $-\frac{p}{y}$ 远大于 $-\frac{p}{x}$, 此时可近似地令 $-\frac{p}{x} = 0$ 。通常 h 只随 x 变化而与 y 无关, 则雷诺方程变为

$$\frac{d}{dy} h^3 \frac{dp}{dy} = 6U \frac{dh}{dx} \tag{4-13}$$

边界条件为: 当 $y = \pm \frac{L}{2}$ 时, $p = 0$; 当 $y = 0$ 时, 由于对称性 $\frac{dp}{dy} = 0$ 。将方程(4-13)积分两次并代入边界条件后, 求得任何已知间隙形状的压力分布为

$$p = 3U \frac{1}{h^3} \frac{dh}{dx} y^2 - \frac{L^2}{4} \tag{4-14}$$

或

$$p = \frac{3U \sin}{c^2 R(1 + \cos)^3} \frac{L^2}{4} - y^2$$

无限短径向轴承理论对于长径比 $L/D = 0.25$ 的轴承可得到满意的近似结果, 在当今的润滑轴承, 特别是高速轴承中多采用较小的 L/D 值。因此无限短轴承理论有着一定的应用意义。

1. 承载量

如果采用半 Sommerfeld 边界条件, 只考虑收敛间隙即在 0 范围内的油膜压力。将载荷 W 表示为沿连心线方向分量 W_x 和垂直连心线方向的分量 W_y , 则有:

$$W_x = \frac{U L^3}{c^2} \frac{1}{(1 - \epsilon^2)^2}$$
$$W_y = \frac{U L^3}{c^2} \frac{1}{4(1 - \epsilon^2)^{3/2}}$$

则承载量为

$$W = W_x^2 + W_y^2 = \frac{U L^3}{c^2 (1 - \epsilon^2)} \frac{16 \epsilon^2 + (1 - \epsilon^2)}{16(1 - \epsilon^2)^2} \tag{4-15}$$

将承载量无量纲化得到的一个表征轴承承载能力的综合参数称为 Sommerfeld 数, 它的表达式为

$$= \frac{W L}{U} \frac{c^2}{R^2}$$

这样, 式(4-15)变为

$$= \frac{L}{D} \frac{1}{(1 - \epsilon^2)^2} \left(\frac{16}{2} - 1 - \epsilon^2 + 1 \right) \tag{4-16}$$

式(4-16)表明： η 与 L/D 和 ϵ 有关, 即当 L/D 和 ϵ 的数值增加时, η 值也增加, 故承载量 W 增加。但是, 选择过大的 L/D 数值将使轴承的发热和温度增加, 反而使得润滑油的有效粘度降低。而 ϵ 值的增大使 h_{\min} 的数值减小, 它受到必须保持两粗糙表面不相互接触的限制。

2 . 偏位角与轴心轨迹

偏位角的计算公式为

$$\tan \psi = \frac{W_y}{W_x} = \frac{1}{4} \frac{1 - \epsilon^2}{\epsilon^2} \tag{4-17}$$

已知 $\tan \psi = \frac{\sin \psi}{\cos \psi} = \frac{1 - \cos^2 \psi}{\cos \psi}$, 如果近似地取 $\frac{1}{4} = 1$, 则对照以上两式可得

$$\cos \psi = \epsilon = \frac{e}{c}$$

上述方程在极坐标系中的图形为一半圆, 如图 4-8。由此可知: 确定轴心平衡位置的两个参数 ψ 和 e 彼此不是独立的, 随着轴承工作参数的改变, 轴心位置将在 $\psi - e$ 关系描绘的半圆上运动, 所以称它为轨迹圆。

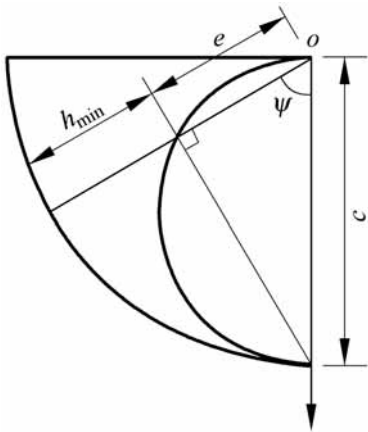


图 4-8 无限短轴承轨迹图

3 . 流量

轴承在运转中润滑油不停地泄漏, 为了保持完整的润滑油膜和轴承冷却, 就必须不断地补充润滑油。补充流量由两部分组成: 一部分是承载油膜起始点和终止点的流量差; 另一部分是压力供油时从轴承供油处附近直接流出的流量。前者是由油膜压力引起的, 称为端泄流量, 是流量的主要部分; 而后者为与供油压力有关的轴向流量, 它对轴承的冷却有一定的影响。

1) 油膜端泄流量

径向轴承圆周方向的单位宽度的流量为

$$q = - \frac{h^3}{12 R} \frac{dp}{dx} + \frac{1}{2} U h$$

由于无限短轴承理论中的 $\frac{dp}{dy} = 0$, 因此

$$q = \frac{1}{2}Uh$$

总流量为

$$Q = \frac{1}{2}UhL$$

由于在起始点 $h = c(1 + \epsilon)$, 终止点 $h = c(1 - \epsilon)$, 所以端泄流量为

$$Q_e = \frac{1}{2}ULc(1 + \epsilon) - \frac{1}{2}ULc(1 - \epsilon) = ULc \tag{4-18}$$

2) 压力供油的轴向流量

润滑油通入轴承通常有三种结构：周向油槽、给油孔、轴向油槽或油腔。供油引起的轴向流量取决于供油压力、润滑油粘度以及供油处结构和几何尺寸, 而与轴的旋转速度无关。各种供油结构的轴向流量计算可参考文献[1]。

4 . 摩擦力与摩擦系数

由无限短轴承理论得 $\frac{dp}{dy} = 0$, 即沿圆周方向不存在由于压力变化引起的切应力, 因而 $\tau = \frac{U}{h}$, 则作用在轴颈上的摩擦力为

$$F = \int_0^{2\pi} \int_0^L \tau dy dx = \frac{2}{c} \frac{URL}{(1 - \epsilon^2)^{1/2}} \tag{4-19}$$

按无限短轴承理论求得的摩擦系数为

$$\mu = \frac{F}{W} = \frac{8 Rc}{L^2} \frac{(1 - \epsilon^2)^{3/2}}{(0.62 \epsilon^2 + 1)^{1/2}} \tag{4-20}$$

4 . 2 . 3 无限长轴承

无限长轴承可以近似地取 $\frac{dp}{dy} = 0$ 即不考虑端泄, 因此雷诺方程成为常微分方程为

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx}$$

积分后得

$$\frac{dp}{dx} = 6U \frac{h - h_0}{h^3} \tag{4-21}$$

其中, $h = h_0$ 处 $\frac{dp}{dx} = 0$ 。式(4-21)可改写成

$$\frac{dp}{dh} = 6UR \frac{h - h_0}{h^3}$$

代入 $h = c(1 + \cos \theta)$ 后积分得

$$p = \frac{6UR}{c^2} \frac{d}{(1 + \cos \theta)^2} - \frac{h_0}{c} \frac{d}{(1 + \cos \theta)^3} + C_1 \tag{4-22}$$

式中, C_1 为积分常数。

通过 Sommerfeld 积分变换可以对雷诺方程求得解析解。Sommerfeld 变换为

$$\cos \theta = \frac{1 + \cos \phi}{1 - \cos \phi} \tag{4-23}$$

由此可得到

$$\cos \theta = \frac{\cos \phi - 1}{1 - \cos \phi} \quad d\theta = \frac{(1 - \cos^2 \phi)^{1/2}}{1 - \cos \phi} d\phi$$

进行变换积分, 式(4-22)中的两个积分分别为

$$\begin{aligned} \frac{d}{(1 + \cos \theta)^2} &= \frac{1}{(1 - \cos^2 \phi)^{3/2}} (-\sin \phi) \\ \frac{d}{(1 + \cos \theta)^3} &= \frac{1}{(1 - \cos^2 \phi)^{5/2}} (-2 \sin \phi + \frac{2}{2} + \frac{2}{4} \sin 2\phi) \end{aligned}$$

则式(4-22)变为

$$p(\phi) = \frac{6UR}{c^2} \frac{-\sin \phi}{(1 - \cos^2 \phi)^{3/2}} - \frac{h_0}{c(1 - \cos^2 \phi)^{5/2}} (-2 \sin \phi + \frac{2}{2} + \frac{2}{4} \sin 2\phi) + C_1 \tag{4-24}$$

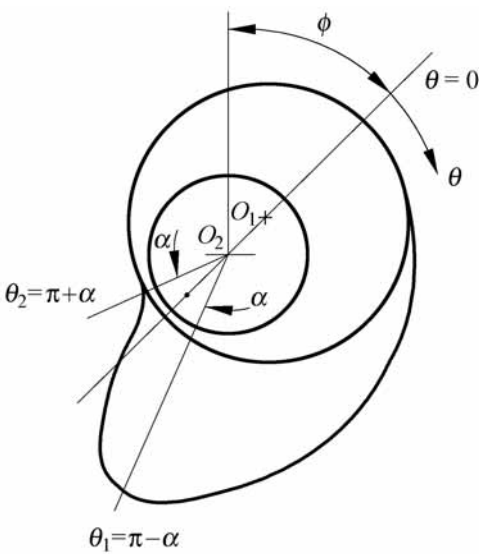


图 4-9 雷诺边界条件

通常采用雷诺边界条件, 即: 油膜起始点 $\phi = 0, p = 0$; 油膜终止点 $\phi = \pi + \alpha, p = 0$ 和 $dp/d\phi = 0$, 如图 4-9 所示。假若油膜压力的最大值在 $\phi = \pi$ 处, 则取油膜终止点的位置 $\phi = \pi + \alpha$ 处, 即可同时满足 $p = 0$ 和 $dp/d\phi = 0$ 条件。

在 $\phi = \pi$ 处, 压力 p 达最大值, 即 $dp/d\phi = 0$, 故此处的油膜厚度为 h_0 , 对应的变换角 $\theta = 0$ 。由式(4-23)的变换关系可得

$$1 - \cos \varphi_1 = 1 - \frac{(\frac{r}{R} + \cos \varphi_1)}{1 + \cos \varphi_1} = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \cos \varphi_1}$$

$$1 + \cos \varphi_1 = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 - \cos \varphi_1} = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \cos \varphi_1}$$

即
$$h = c(1 + \cos \varphi_1) = \frac{c(1 - \frac{r^2}{R^2})}{1 + \cos \varphi_1}$$

然后,将 h 代入式(4-24),则

$$p(\varphi) = \frac{6UR}{c^2(1 - \frac{r^2}{R^2})^{3/2}} \sin \varphi - \frac{(2 + \frac{r^2}{R^2}) - 4 \sin \varphi + \frac{r^2}{R^2} \sin \varphi \cos \varphi}{2(1 + \cos \varphi)} + C_1$$

根据油膜起始点条件:在 $\varphi = 0$ 即 $\varphi = 0$ 时, $p = 0$, 则 $C_1 = 0$ 。再利用油膜终止点条件可求得 φ_2 值,即当 $\varphi = \varphi_2 = \varphi + \pi$ 时, $p = 0$,代入上式后简化得

$$\sin \varphi \cos \varphi + 2(\frac{r}{R} + \cos \varphi) \cos \varphi - (\frac{r}{R} + \cos \varphi) - 2 \sin \varphi = 0 \quad (4-25)$$

由式(4-25)确定 φ_2 值以后,可计算 φ_1 和 φ_2 的数值以及压力分布、承载量和偏位角。经演算载荷分量为

$$W \sin \varphi = \int_0^{\varphi_2} LR p \sin \varphi d\varphi = \frac{6UL(R/c)^2 [(\frac{r}{R} + \cos \varphi) \cos \varphi - \sin \varphi]}{(1 - \frac{r^2}{R^2})^{1/2} (1 + \cos \varphi)}$$

$$W \cos \varphi = \int_0^{\varphi_2} LR p \cos \varphi d\varphi = - \frac{3UL(R/c)^2 (1 + \cos \varphi)^2}{(1 - \frac{r^2}{R^2})(1 + \cos \varphi)}$$

则承载量为

$$W = \sqrt{(W \sin \varphi)^2 + (W \cos \varphi)^2} = \frac{3UL(R/c)^2}{(1 - \frac{r^2}{R^2})^{1/2} (1 + \cos \varphi)} \times \sqrt{\frac{(1 + \cos \varphi)^4}{1 - \frac{r^2}{R^2}} + 4[(\frac{r}{R} + \cos \varphi) \cos \varphi - \sin \varphi]^2} \quad (4-26)$$

偏位角为

$$\tan \varphi = - \frac{2(1 - \frac{r^2}{R^2})^{1/2} [\sin \varphi - (\frac{r}{R} + \cos \varphi) \cos \varphi]}{(1 + \cos \varphi)^2} \quad (4-27)$$

现在讨论无限长轴承中的摩擦力。作用在两表面的切应力为

$$\tau_{h,0} = \pm \frac{dp}{dx} \frac{h}{2} + \frac{U}{h}$$

式中,正号指轴颈表面,即 $z = h$;负号指轴承表面,即 $z = 0$ 。两表面上的摩擦阻力为

$$F_{h,0} = L \int_{h,0} \tau_{h,0} dx = L \int_0^{\varphi_2} \pm \frac{dp}{d\varphi} \frac{h}{2} d\varphi + \int_0^{\varphi_2} \frac{UR}{h} d\varphi$$

应当指出:上式中的第一项为压力流的摩擦力,因而积分的上下限与雷诺边界条件所确定的压力分布范围一致,即从 0 到 $(\frac{r}{R} + \cos \varphi)$ 。第二项为速

度流所产生的摩擦力,采用从 0 到 2 的积分上下限,即假定在整个圆周的间隙中都充满润滑油而不出现气泡和条状流束。

采用分部积分方法积分上式,最后求得

$$F_{h,0} = \pm \frac{c}{2R} W \sin \psi + \frac{2}{c} \frac{U}{(1 - e^2)^{1/2}} \frac{RL}{2} \tag{4-28}$$

$$\mu \frac{R}{c} = \frac{1}{2} \sin \psi + \frac{2}{(1 - e^2)^{1/2}} \frac{1}{2} \tag{4-29}$$

这里, F_h , F_0 分别为作用在轴颈表面和轴承表面的摩擦力; μ 为轴颈表面的摩擦系数。

由图 4-10 可以看出: 轴颈摩擦力 F_h 与轴承摩擦力 F_0 的差值由于外载荷 W 偏心所致。假设轴颈和轴承表面的半径均为 R , 作用在润滑膜上摩擦力矩之差为

$$F_h R - F_0 R = Wc \sin \psi$$

此外, 作用在轴颈和轴承上的载荷偏心所形成的力偶为

$$W e \sin \psi = Wc \sin \psi$$

上述力偶正好与轴颈和轴承摩擦力矩的差值平衡。

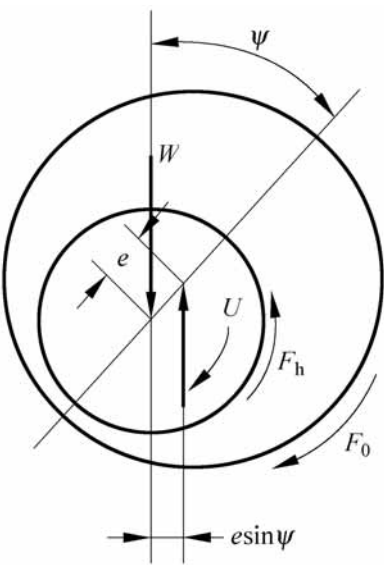


图 4-10 摩擦力

4 3 静压润滑

流体静压润滑的承载油膜是依靠由外界通入压力流体而强制形成的。即使两润滑表面无相对滑动, 也可以实现良好的流体润滑。流体静压润滑具有的优点主要是:

- (1) 承载能力和油膜厚度与滑动速度无关;
- (2) 非常强的油膜刚度, 因而可以获得很高的支承精度;
- (3) 较低的摩擦系数, 以消除静摩擦力影响。

静压润滑的主要缺点是: 结构复杂, 并需要配置压力油的供给系统, 它往往影响静压润滑轴承的工作寿命和可靠性。

将无相对滑动速度的条件代入雷诺方程, 得到求解静压润滑问题的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0 \tag{4-30}$$

如果在此基础上,再考虑等膜厚、不可压缩或等粘度等条件,上面的雷诺方程还可以进一步简化。

4.3.1 静压推力盘

如图 4-11 所示单油腔圆形推力盘。外径为 R , 圆盘中心开设半径为 R_0 的油腔, 润滑油以供油压力 p_r 送入油腔, 而油腔深度足以保证腔内的油全部处于油腔压力 p_r 作用之下。

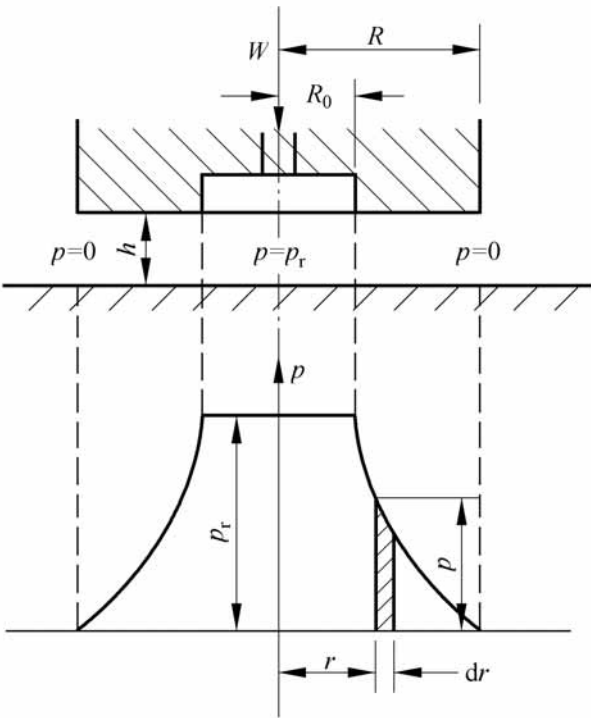


图 4-11 圆形推力盘

1. 雷诺方程

对于不可压缩和等粘度润滑剂, 以及等膜厚的推力盘, 求解润滑膜压力的雷诺方程为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 0$$

考虑到问题的轴对称性, 可以将这一方程写成圆柱坐标形式, 即压力与角度 无关, 方程最后简化为:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 0$$

2 . 压力分布、承载量和流量

求解雷诺方程,并代入压力边界条件可以得到压力分布。再作相应的运算就可以确定承载量和流量等。结果如下:

当 $R_0 = r = R$ 时,

$$p = \frac{p_r}{\ln R/R_0} \ln \frac{R}{r} \tag{4-31}$$

$$Q = \frac{h^3 p_r}{6} \frac{1}{\ln(R/R_0)} \tag{4-32}$$

$$W = \frac{p_r}{2} \frac{R^2 - R_0^2}{\ln(R/R_0)} = \frac{3 R^2 Q}{h^3} \left(1 - \frac{R_0^2}{R^2} \right) \tag{4-33}$$

上式表明: 静压润滑的承载量 W 与油腔压力 p_r 和轴承尺寸有关,而与油膜厚度 h 无关。

4.3.2 静压径向轴承

如图 4-12 为四油腔静压径向轴承,四个节流器 C_1, C_2, C_3 和 C_4 由同一高压泵供油,因而供油压力均为 p_s ,经节流器后油压降低。轴颈所受载荷 W 由四个油腔压力 p_{r1}, p_{r2}, p_{r3} 和 p_{r4} 所产生压力分布的矢量和来平衡。如果轴颈因载荷变化而偏移向某个油腔例如油腔 3 时,则油腔 1 附近的间隙增大,流量增加,由于节流器 C_1 的调节作用使得油腔压力 p_{r1} 降低。相反地,在油腔 3 附近由于间隙减小,流量降低,通过节流器 C_3 的调节作用使得油腔压力 p_{r3} 升高。这样,轴颈由两侧油腔压力的变化而达到新的平衡位置。

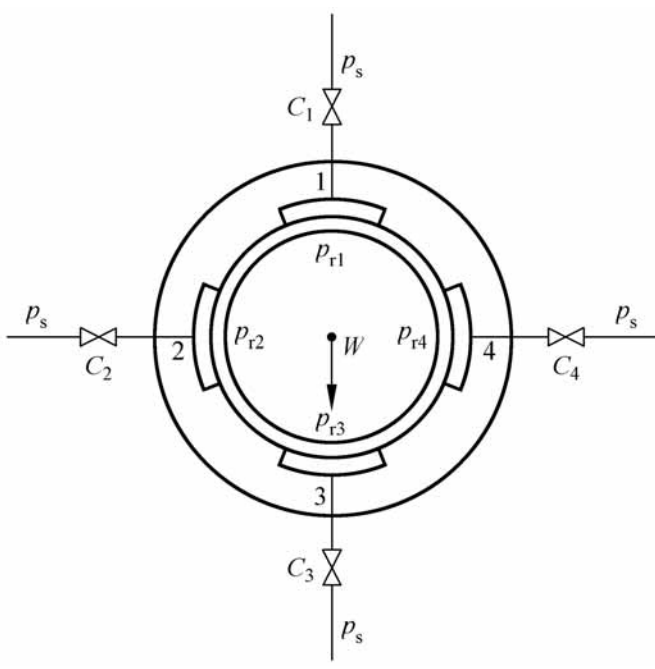


图 4-12 静压径向轴承

4.3.3 轴承刚度与节流器

静压轴承的正常工作条件应是油膜压力的总和必须与载荷平衡,同时,为了保持油膜压力分布,供给油腔的流量应该等于经过轴承支承面溢出的流量。这样,当轴承的结构尺寸和油腔压力 p_r 一定时,静压轴承的承载量就被确定。如果外载荷超过这一确定数值而油腔压力又不随载荷改变时,则在过载条件下油膜将破裂,因而这种轴承毫无刚度可言。这样,为了使静压轴承能适应载荷的变化,并具有足够的油膜刚度,就必须在润滑油供给系统中加入流量控制装置,用以调整油腔中的压力。

图 4-13 表示典型的静压轴承润滑剂供应系统。最简单的供油方法是采用图 4-13(a)所示的恒流系统。在这种系统中,流量控制装置是高压的定量泵,它以恒定的流量向油腔供油,而不受油腔压力大小的影响。当载荷增加后,油膜厚度随之减小,由于流量保持不变,所以油腔压力升高,使油膜压力的总和与载荷建立平衡。

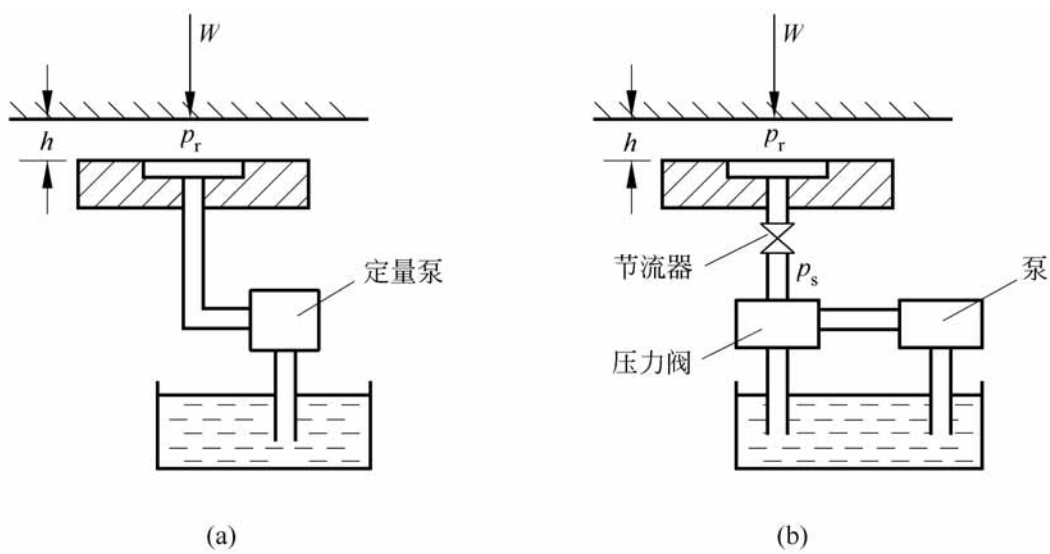


图 4-13 静压润滑系统
(a) 恒流系统; (b) 恒压系统

然而,最常见的静压轴承是采用如图 4-13(b)所示的恒压系统。从油泵经压力阀得到恒定的压力,而不受供油流量的影响。再在压力控制阀与油腔之间设置节流器,用来控制进入油腔的流量和油腔压力,以适应载荷的变化。

节流器的作用实质上是产生流动阻力以增加润滑系统的刚度和稳定性。它们的结构形式繁多,但是功能基本相同。如图 4-13(b)所示,当载荷

增加时,油膜厚度减小,从油腔中流出的流量随之减少,而通过节流器的流量取决于它两端的压力差,当流量减少时,节流器两端的压力差也就减小。于是,如果供油压力 p_s 保持恒定,则油腔压力 p_r 就升高,从而使得承载能力提高。

对于多油腔静压轴承,为保证正常工作,必须分别调节各油腔的压力,以适应各自的不同载荷。在恒流系统中,每个油腔应当独立地由一个定量泵供油,显然,这在实用上和经济上都是不可取的。而在恒压系统中,每个油腔配置一个节流器,就可以实现在同一个高压泵供油条件下分别调节各油腔的压力。

下面就图 4-11 所示的单油腔圆形推力盘为例讨论各种流量控制装置的油膜刚度。

1) 定量泵

轴承刚度是油膜抵抗载荷变动的能力,也就是产生单位油膜厚度变化所需的载荷变动量。刚度系数 K 定义为

$$K = - \frac{dW}{dh}$$

由式(4-33)单油腔圆形推力盘的载荷为

$$W = \frac{3R^2Q}{h^3} \left(1 - \frac{R_0}{R} \right)^2$$

对于恒流系统,由定量泵流入轴承的流量 Q 恒定不变,由上式可得

$$K = \frac{3W}{h} \quad (4-34)$$

由此可知:恒流系统的静压轴承刚度与膜厚的四次方成反比,所以具有较大的数值。

2) 毛细管节流器

毛细管节流器是长度远大于孔径的细长管道,如注射针管、环形管、螺旋槽等都属于此类。润滑剂通过直径为 d 、长度为 l 的毛细管流入油腔,其流量可用 Poiseuille 公式表示

$$Q = \frac{d^4 p}{128 l} \quad (4-35)$$

式中, p 为毛细管两端的压力差, $p = p_s - p_r$ 。显然,由式(4-35)给出的流入流量应与式(4-32)的轴承流出流量相等,即

$$\frac{d^4 p}{128 l} = \frac{h^3 p_r}{6} \frac{1}{\ln(R/R_0)}$$

即

$$\frac{p}{p_r} = \frac{64 l h^3}{3 d^4} \frac{1}{\ln(R / R_0)} \tag{4 -36}$$

通常选取 $\frac{p}{p_r} = \frac{1}{2}$ ，相当于 $\frac{p}{p_s} = \frac{1}{3}$ 。根据式(4 -36)即可确定毛细管节流器的几何参数。

在恒压系统中采用毛细管节流时,圆形推力盘的油膜刚度为

$$K = \frac{3 W}{h} \frac{h^3 Q k_c}{p_r + h^3 Q k_c} \tag{4 -37}$$

这里,节流系数 $k_c = \frac{128 l}{d^4}$, 式(4 -37)表明:用毛细管节流的轴承刚度低于恒流系统的轴承刚度。

3) 薄壁小孔节流器

这种节流器是采用在薄板上开设孔径大于薄板厚度的小孔来控制流量,设小孔直径为 d , 则通过流量为

$$Q = \frac{d^2}{4} \quad 2 p_{c_d} \tag{4 -38}$$

式中, c_d 为流量系数; ρ 为流体密度; p 为小孔两端的压力差, $p = p_s - p_r$ 。

然后,根据通过节流器的流量与轴承流量相等的条件可以得到

$$\frac{d^2}{4} \quad 2 p_{c_d} = \frac{h^3 p_r}{6} \frac{1}{\ln(R / R_0)} \tag{4 -39}$$

由上式可进行节流器的参数计算。

分析表明:薄壁小孔节流的轴承刚度略高于毛细管节流,但是小孔节流的轴承刚度值与流体粘度有关,也就是说刚度将受到温度的影响。

4) 反馈控制阀

如果设计特殊功能的控制阀可以巨大地改变静压轴承的刚度性能,例如通过测量的信号反馈控制流入油腔的流量和油腔压力,有可能实现静压轴承油膜厚度不随载荷而变化,即油膜刚度值达无限大,甚至使油膜厚度随载荷的增加而增加。

4.4 挤压膜轴承

如果载荷沿膜厚方向交替变化,支承面之间的润滑剂就会受到挤压作用。当载荷交替变化的速度适当时,支承面间的润滑剂来不及全部都挤出而形成挤压膜润滑。这种挤压膜能承受很大的载荷,例如航空发动机活塞

销轴承的载荷为 35MPa,剪床或冲床曲轴销轴承的载荷达到 55MPa。

在分析挤压膜润滑时,假定支承面之间无相对滑动,润滑剂的粘度为常数。这样雷诺方程变为

$$\frac{1}{x} h^3 \frac{dp}{dx} + \frac{1}{y} h^3 \frac{dp}{dy} = 12 \frac{dh}{dt} \quad (4-40)$$

求解这一方程即可确定载荷与膜厚变化的关系。

4.4.1 矩形板挤压

如图 4-14 表示两块无限长矩形板在载荷 W 作用下相互靠近,间隙中充满粘性润滑剂在两板之间形成挤压润滑。

此时,雷诺方程(4-40)应为

$$\frac{d}{dx} h^3 \frac{dp}{dx} = 12 \frac{dh}{dt}$$

由于 h 不是 x 的函数,上式经两次积分,并代入边界条件

$$\left. \frac{dp}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \text{和} \quad p|_{x=\pm B/2} = 0$$

求得压力分布为

$$p = \frac{6}{h^3} \frac{dh}{dt} x^2 - \frac{B^2}{4} \quad (4-41)$$

式(4-41)表明:压力按抛物线分布,

最大压力为 $p_{\max} = -\frac{3B^2}{2h^3} \frac{dh}{dt}$ 。单位

长度上的承载量为

$$\frac{W}{L} = \int_{-B/2}^{B/2} p dx = -\frac{B^3}{h^3} \frac{dh}{dt} \quad (4-42)$$

如图,当载荷使膜厚逐渐变薄时, $\frac{dh}{dt}$ 为负值,由上式知:润滑膜压力为正而具有承载能力。而当载荷反向时,膜厚增大则挤压效应消失。如果继续向间隙补充润滑剂,则当载荷再向下时,又将形成挤压润滑。

对于有限长矩形板的挤压润滑,其承载量公式为

$$\frac{W}{L} = -\frac{B^3}{h^3} \frac{dh}{dt} \quad (4-43)$$

端泄系数 的数值取决于 B/L 比值。

有限长矩形板膜厚由 h_1 减小到 h_2 所经历的时间 t 为

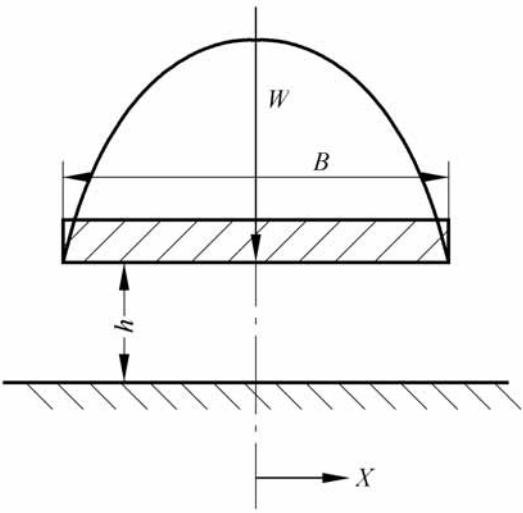


图 4-14 矩形板挤压

$$t = - \int_{h_1}^{h_2} \frac{B^3 L}{W} \frac{1}{h^3} dh = - \frac{B^3 L}{2W} \left(\frac{1}{h_2^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \quad (4-44)$$

4.4.2 圆盘挤压

为了分析半径为 a 的圆盘挤压润滑, 将方程 (4-40) 变换为极坐标形式, 即

$$-\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r h^3 \frac{dp}{dr} \right) + \frac{1}{r} \frac{d}{dt} \left(h^3 \right) = 12 \frac{dh}{dt} \quad (4-45)$$

由于对称性, $\frac{dp}{dr} = 0$, 且 h 与 r 无关, 故

$$\frac{d}{dr} \left(r h^3 \frac{dp}{dr} \right) = \frac{12}{h^3} r \frac{dh}{dt}$$

上式积分后, 代入边界条件: $\left. \frac{dp}{dr} \right|_{r=0} = 0$; $p|_{r=a} = 0$, 则得

$$p = - \frac{3}{h^3} \left(r^2 - a^2 \right) \frac{dh}{dt} \quad (4-46)$$

承载量为

$$W = \int_0^a 2 p r dr = - \frac{3}{2} \frac{a^4}{h^3} \frac{dh}{dt} \quad (4-47)$$

从而求出膜厚由 h_1 降到 h_2 所需的时间

$$t = \frac{3}{4W} \frac{a^4}{h_2^2} - \frac{1}{h_1^2} \quad (4-48)$$

对于椭圆盘挤压, 若 a 和 b 表示椭圆的长半轴和短半轴, 可以求得承载量公式为

$$W = - \frac{3}{h^3} \frac{a^3 b^3}{a^2 + b^2} \frac{dh}{dt} \quad (4-49)$$

4.4.3 径向轴承挤压

如图 4-15 所示, 径向轴承在载荷 W 作用下形成挤压润滑时, 轴心移动速度应为 $\frac{de}{dt} = c \frac{d}{dt}$, 而膜厚变化率依各点位置而不同, 即

$$\frac{dh}{dt} = c \cos \theta \frac{d}{dt}$$

显然, 在 $-\frac{\pi}{2} < \theta < \frac{\pi}{2}$ 范围内, $\frac{dh}{dt}$ 为负值。

对于无限长轴承, $\frac{p}{y} = 0$, 且 $x = R$, 则方程(4-40)变为

$$\frac{d}{d} (1 + \cos)^3 \frac{dp}{d} = 12 \frac{R^2}{c^2} \cos \frac{d}{dt}$$

将上式积分, 并代入 Sommerfeld 边界

条件: 当 $\theta = 0$ 时, $p = 0$; 当 $\theta = \pi$ 时, $\frac{dp}{d\theta} = 0$ 。

求得压力分布为

$$p = 6 \frac{R^2}{c^2} \frac{1}{(1 + \cos)^2} - \frac{1}{(1 + \cos)^2} \frac{d}{dt}$$

由于压力分布对称于 $\theta = \pi$, 所以挤压膜承载量为

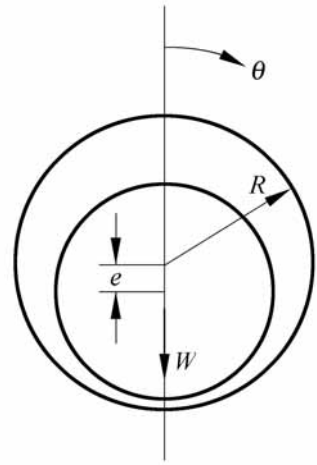


图 4-15 径向轴承的挤压

$$\frac{W}{L} = 2 \int_0^\pi p R \cos \theta d\theta = \frac{R^3}{c^2} \frac{12}{(1 - e^2)^{3/2}} \frac{d}{dt} \quad (4-50)$$

由式(4-50)求得偏心率由 e_1 增加到 e_2 所经历的时间 t 为

$$t = \frac{12}{W c^2} \frac{L R^3}{(1 - e_2^2)^{1/2}} - \frac{1}{(1 - e_1^2)^{1/2}} \quad (4-51)$$

应当指出: 式(4-50)和式(4-51)是对于 360° 全周轴承采用 Sommerfeld 边界条件得出的。如果对于全周轴承采用半 Sommerfeld 条件, 或者对于 180° 部分轴承的挤压膜润滑, 压力分布的边界条件应为: $\theta = \pm \pi/2$ 时, $p = 0$ 。此时, 按照无限长轴承理论可得

$$\frac{W}{L} = \frac{12}{c^2} \frac{R^3}{1 - e^2} + \frac{2}{(1 - e^2)^{3/2}} \arctan \frac{1 + e}{1 - e} \frac{d}{dt} \quad (4-52)$$

$$t = \frac{24}{W c^2} \frac{L R^3}{(1 - e_2^2)^{1/2}} \arctan \frac{1 + e_2}{1 - e_2} - \frac{1}{(1 - e_1^2)^{1/2}} \arctan \frac{1 + e_1}{1 - e_1} \quad (4-53)$$

采用同样的方法分析半球面轴承的挤压问题, 其结果是

$$W = \frac{6}{c^2} \frac{R^4}{3} \ln(1 - e) + \frac{1}{2} \frac{1}{(1 - e)^2} - \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \quad (4-54)$$

$$t = \frac{3}{W c^2} \frac{R^4}{1 - e_2} + \frac{1 + e_1}{2} \ln(1 - e_1) - \frac{1 + e_2}{2} \ln(1 - e_2) \quad (4-55)$$

4 5 动载轴承

前面所讨论的是载荷大小和方向都不变化的稳定载荷轴承,在给定的工况参数下,径向轴承的轴心或者推力轴承的推力盘就处于一个确定的位置并保持不变。所以这类轴承所包含的参数与时间无关。

实际上许多轴承所承受的载荷大小、方向或者旋转速度等参数是随时间而变化的,这种轴承统称为非稳定载荷轴承或动载荷轴承。显然,动载荷轴承的轴心或推力盘的位置将依照一定的轨迹而运动,如果工况参数是周期性函数,则轴心运动轨迹是一条复杂的封闭曲线。

典型的动载荷轴承如内燃机的曲轴、连杆、活塞销等轴承,它们所受载荷的大小和方向均为周期性变化。具有不平衡质量的转子的支持轴承承受着大小基本不变的旋转载荷。而稳定载荷轴承在启动、停车过程中以及受到振动冲击作用时,都属于动载荷轴承。

动载荷轴承就其工作原理可分为两类。第一类是轴颈不绕自身的中心转动即无相对滑动,而轴颈中心在载荷作用下沿一定的轨迹运动。此时,轴颈和轴承表面主要是沿油膜厚度方向运动,油膜压力由挤压效应产生。另一类动载荷轴承是同时存在轴颈绕自身中心转动和轴颈中心的运动。因此,油膜压力包括两种来源:轴颈转动产生的动压效应和轴心运动产生的挤压效应。

应用于液体润滑计算的雷诺方程的普遍形式是分析动载荷轴承的基本方程,可以写成

$$-\frac{1}{x} \frac{h^3}{x} \frac{p}{x} + \frac{1}{y} \frac{h^3}{y} \frac{p}{y} = 6U \frac{h}{x} + 12V_0 \quad (4-56)$$

式中, $V_0 = w_h - w_b$ 。方程(4-56)的右端第一项表示动压效应,第二项代表挤压效应。将雷诺方程应用于稳定载荷轴承时,可以忽略挤压效应的作用,即令 $w_h - w_b = 0$ 。

由于油膜中压力分布与轴心位移之间的复杂关系,在分析动载荷轴承的承载量时,不能简单地将动压效应和挤压效应所产生的承载力叠加。因此,动载荷轴承的润滑计算相当复杂,只有极简单的情况才能得到解析解。

动载荷轴承计算的另一特点是分析过程与稳定载荷轴承恰恰相反。前几章分析稳定载荷轴承时,根据给定的几何条件直接求解雷诺方程得到压力分布,进而确定轴承载荷的大小和方向。而在动载荷轴承计算中,已知载

荷大小和方向随时间的变化情况,要求确定轴心几何位置和运动轨迹,所以是逆解雷诺方程。

由式(4-56)计算动载荷轴承的轴心轨迹在数学上属于初值问题。根据给定的轴心初始位置,通常采用步进方法逐点确定轴心运动轨迹。

4.5.1 动载荷径向轴承的雷诺方程

图 4-16 表示动载荷径向轴承的运动关系。轴颈除去围绕自身中心以角速度 ω 旋转之外,在动载荷 W 作用下轴心还按照一定的轨迹运动。如果选取 $\phi=0$ 为参考坐标轴,将轴心的运动分解到沿连心线方向和垂直连心线方向,则轴心运动的速度分量分别为: $c \frac{d}{dt}$ 和 $e \frac{d(\psi+\phi)}{dt}$ 。这里, ψ 为载荷位置角, ϕ 为偏位角。

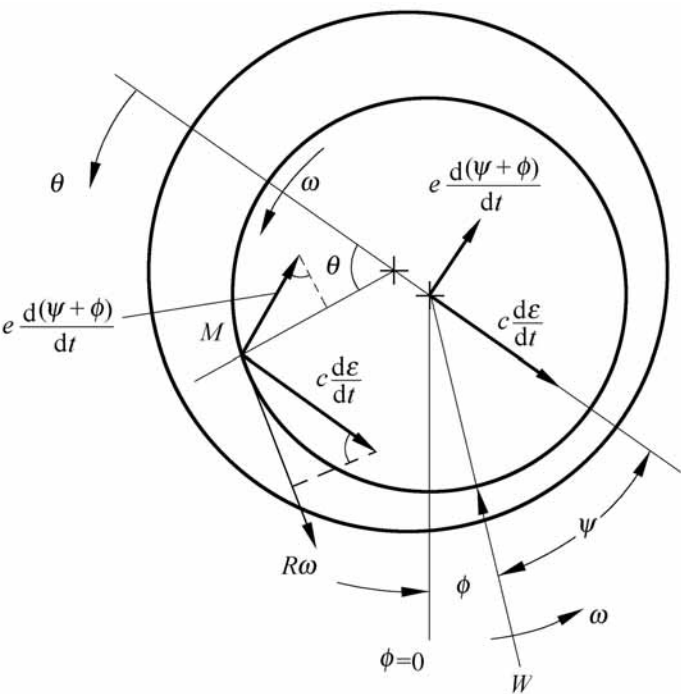


图 4-16 动载轴承的运动

这样,轴颈表面上各点相对于轴承表面存在切向速度和法向速度。设轴颈表面上坐标角为 θ 的任意点 M 的切向速度为 U 和法向速度为 V_0 , 则

$$U = R\omega + c \frac{d}{dt} \sin \theta - e \frac{d(\psi+\phi)}{dt} \cos \theta$$
$$V_0 = c \frac{d}{dt} \cos \theta + e \frac{d(\psi+\phi)}{dt} \sin \theta$$

将 U 和 V_0 的表达式代入方程(4-56), 考虑到 $\epsilon \ll R$ 和 $\epsilon \ll R \sin 2\cos \theta$,

以及 $x = R$, $h = c(1 + \cos \theta)$ 。即可得到用于分析动载荷径向轴承的雷诺方程

$$-\frac{h^3}{12} \frac{dp}{dy} + R^2 \frac{h^3}{12} \frac{dp}{dy} = 6 R^2 \left(-2 \omega_L - 2 \frac{d}{dt} \frac{dh}{d\theta} + 2c \frac{d}{dt} \cos \theta \right) \quad (4-57)$$

式中, $\omega_L = \frac{d}{dt}$ 为所加载荷 W 的旋转角速度。方程(4-57)右端第一项含 $\frac{dh}{d\theta}$, 它表示收敛油膜所起动压效应, 而含 $\frac{d}{dt}$ 的项表示径向运动产生的挤压效应。

为了得到方程(4-57)的解析解, 通常应用无限长或无限短近似计算。

对于无限长轴承, 令 $\frac{dp}{dy} = 0$ 。方程(4-57)经积分后代入 Sommerfeld 边界条件, 即当 $\theta = 0$ 和 $\theta = 2\pi$ 时, $p = 0$, 则得

$$p = 6 \frac{R^2}{c} \frac{2 + \cos \theta}{(1 + \cos \theta)^2} \frac{\sin \theta}{2 + \cos^2 \theta} - 2 \omega_L - 2 \frac{d}{dt} + \frac{1}{(1 + \cos \theta)^2} - \frac{1}{(1 + \cos^2 \theta)^2} \frac{d}{dt} \quad (4-58)$$

可以看出: 当 $\omega_L = \frac{d}{dt} = \frac{d}{dt} = 0$ 时, 式(4-58)与稳定载荷轴承的 Sommerfeld 解析解相同。

将式(4-58)沿着连心线和垂直连心线方向积分, 求得承载能力

$$\begin{aligned} \frac{S \sin \theta}{12 \cos^2 \theta} &= \frac{1}{(2 + \cos^2 \theta)(1 - \cos^2 \theta)^{1/2}} - 2 \omega_L - 2 \frac{d}{dt} \\ \frac{S \cos \theta}{12 \cos^2 \theta} &= \frac{1}{(1 - \cos^2 \theta)^{3/2}} \frac{1}{d\theta} \frac{d}{dt} \end{aligned} \quad (4-59)$$

式中, $S = \frac{p}{N} \frac{c}{R}^2$, 其中, N 为轴颈的转速 (r/s), 而 $p = \frac{W}{LD}$ 。 S 为表示承载能力的无量纲参数, 有些文献常称 S 为 Sommerfeld 数。当 $\omega_L = \frac{d}{dt} = \frac{d}{dt} = 0$ 时, 方程(4-59)与稳定载荷轴承的 Sommerfeld 解相同。

对于无限短轴承, 由于 $\frac{dp}{dy} = 0$, 由式(4-57)直接积分求得压力分布, 即

$$p = 6 \frac{R^2}{c} \frac{L}{D} \frac{y}{R} \frac{1}{(1 + \cos \theta)^3} \times \left(-2 \omega_L - 2 \frac{d}{dt} \sin \theta - \frac{d}{dt} \cos \theta \right) \quad (4-60)$$

将式(4-60)积分求得无限短动载荷轴承的承载量,即

$$\begin{aligned}\frac{S\sin}{4^2} &= \frac{L}{D} \frac{1}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \frac{1}{\epsilon} - 2\epsilon - 2\frac{d}{dt} \\ \frac{S\cos}{4^2} &= \frac{L}{D} \frac{1+2\epsilon^2}{(1-\epsilon^2)^{5/2}} \frac{1}{\epsilon} \frac{d}{dt}\end{aligned}\quad (4-61)$$

用于无限长轴承的式(4-59)和用于无限短轴承的式(4-61)给出了载荷和运动参数之间的关系,所以是动载荷轴承计算的基本方程。当轴心的运动参数 $\frac{d}{dt}$ 和 $\frac{d}{dt}$ 为已知量,而要求计算轴承载荷时,式(4-59)和式(4-61)变为代数方程,计算并无困难。然而,动载荷轴承计算提出的问题是载荷为已知量,而要求计算轴心运动轨迹和最大偏心距。这样就必须求解包含 S 和 ϵ 的微分方程,特别是当 S 和 ϵ 为时间 t 的函数时,要积分式(4-59)或者式(4-61)求得解析解都十分困难。

4.5.2 简单动载荷轴承计算

本节将讨论简单形式的动载荷径向轴承的计算及其润滑特性^[4]。

1. 突加载荷的轴承

如前所述,稳定载荷轴承的轴心平衡位置相对于轴承是固定的。当轴心处于平衡位置时再突加一个稳定的载荷,此时,由于突加载荷的作用,轴心将在平衡位置附近的一个封闭轨迹上循环运动。轨迹曲线取决于轴心的初始位置和稳定载荷的大小。

由于是方向不变的载荷,所以 $\epsilon = \frac{d}{dt} = 0$ 。根据无限长轴承计算式(4-59)可得

$$\begin{aligned}\frac{S\sin}{12^2} &= \frac{1}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)^{1/2}} \frac{1}{\epsilon} - \frac{2}{\epsilon} \frac{d}{dt} \\ \frac{S\cos}{12^2} &= \frac{1}{(1-\epsilon^2)^{3/2}} \frac{1}{\epsilon} \frac{d}{dt}\end{aligned}$$

该两式确定了 S 和 ϵ 的关系,在消去 $\frac{d}{dt}$ 以后进行积分,将求得径向轴承在突加载荷作用下轴心运动轨迹,即

$$\sin = \frac{12^2}{5(1-\epsilon^2)^{1/2}} \frac{1}{S} + K \frac{(1-\epsilon^2)^{3/4}}{\epsilon} \quad (4-62)$$

式(4-62)描述一族轨迹曲线, 常数 K 值由轴心的初始位置决定, 而轴心轨迹取决于 K 值。

通常将按稳定载荷所确定的轴心位置称为轨迹的极, 记作 ϵ_0 和 ψ_0 。从式(4-59), 令 $\frac{d\epsilon}{dt} = \frac{d\psi}{dt} = 0$, 即可以求得极的数值, 即

$$\frac{S}{12\epsilon^2} = \frac{0}{(2 + \frac{2}{\epsilon})(1 - \frac{2}{\epsilon})^{1/2}} \quad \epsilon_0 = \frac{2}{3}$$

对于无限短轴承, 采用同样方法从方程组(4-61)求解轴心轨迹和极。其轨迹方程为

$$\sin \psi = \frac{\epsilon^2}{S(1 - \epsilon^2)^{3/2}} \frac{L}{D}^2 - K^2 \frac{(1 - \epsilon^2)^{3/2}}{D} \tag{4-63}$$
$$\frac{S}{2\epsilon^2} \frac{D}{L}^2 = \frac{0}{(1 - \frac{2}{\epsilon})^{3/2}} \quad \epsilon_0 = \frac{2}{3}$$

图 4-17 给出由式(4-62)和式(4-63)所描述的曲线族, 其轨迹的极为 $\epsilon_0 = 0.7$ 。这些曲线有两个极限状态: 一是轨迹为一点, 即轴心稳定地处于极的位置; 另一是轨迹为圆, 它对应于初始位置为 $\epsilon = 1$ 的情况。

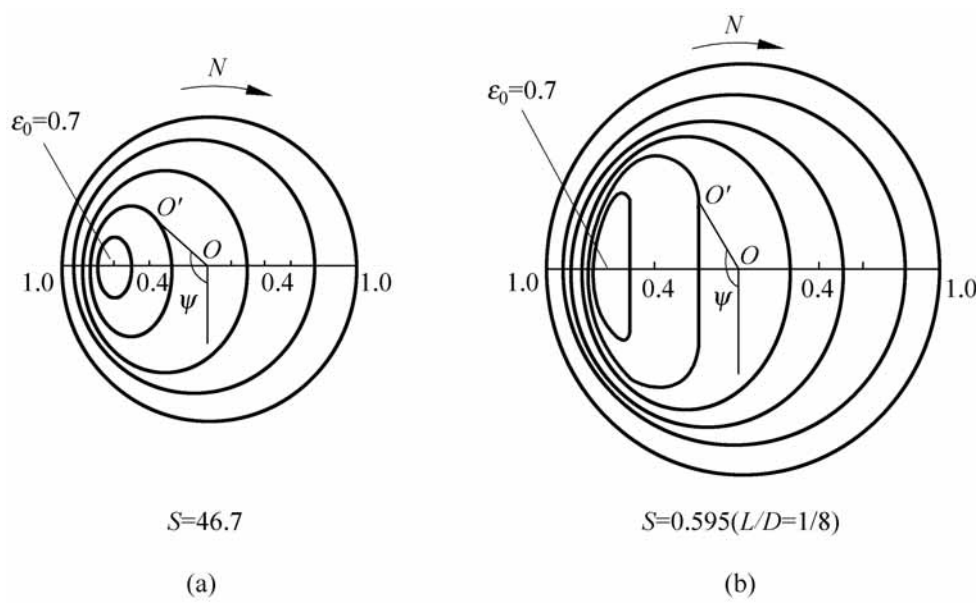


图 4-17 突加载荷的轴心轨迹
(a) 无限长轴承; (b) 无限短轴承

应当指出: 上述分析所基于的物理模型是无阻尼的自由振动系统。实际上, 由于润滑膜的阻尼作用, 轴心在运转中将逐渐地趋于极的位置并达到稳定状态。

2. 旋转载荷的轴承

现在分析另一种典型的动载荷轴承,即作用的载荷大小恒定而载荷以不变的角速度旋转的轴承。如果轴承工作处于稳定状态,可以假设轴心运动轨迹的相位和幅值是恒定值,即 $\frac{d}{dt} = \frac{d}{dt} = 0$ 。由无限长轴承的方程组可得

$$\frac{S}{12\epsilon^2} = \frac{1}{(2 + \epsilon^2)(1 - \epsilon^2)^{1/2}} \left(1 - 2\frac{\epsilon}{L} \right) \tag{4-64}$$
$$= \frac{1}{2}$$

可以证明:式(4-64)所包含的承载能力由两部分组成:一是在定向载荷作用下,轴颈以 ω 自转时的承载量;另一是轴颈不自转而载荷以 ω_L 旋转时的承载量。两者相位差为 180° ,根据代数相加就可得到式(4-64)给出的总承载量。

式(4-64)还表明:旋转载荷轴承的承载能力取决于 ϵ 与 L 的相对值。当 $L = 0$ 即 $\omega_L/\omega = 0$ 时,为稳定载荷轴承,此时 S 值最大。而当 $L = 2$ 时, S 值为零,这一结论表明轴承出现半频涡动时的剧烈振动。

4.5.3 一般动载荷轴承计算

一般条件下的动载荷轴承所受载荷的大小和方向都随时间而变化,而轴颈的转速有时也是时间的函数。对于这种轴承,要根据载荷和转速变化情况求解轴心运动轨迹,即便是采用数值方法计算也是相当复杂的。

如前所述,求解轴心运动属于初值问题。从轴心的初始位置开始,将各瞬时载荷视作一个稳定载荷,从而求出相对应的轴心位置,再把这些瞬时轴心连接起来就得到轴心运动轨迹。

这里,简略地介绍几种求解动载荷轴承方法的要点。

1. 无限短轴承算法

1962年Milne提出应用无限短轴承理论计算圆轴承轴心运动轨迹的方法。其主要特点是根据直接积分方程(4-57)求得压力分布式(4-60)。经整理,式(4-60)变为

$$p = \frac{6\epsilon c}{h^3} y^2 - \frac{L^2}{4} \frac{d}{dt} \cos - \frac{1}{2} - \epsilon - \frac{d}{dt} \sin \tag{4-65}$$

如图 4-16, 将上式积分可以求得沿连心线方向和垂直连心线方向的载荷分量 W 和 W_a 。在计算该积分值时, 必须已知在圆周方向的油膜边界, 好在无限短轴承的解本身已经给出了这一边界条件。根据边界上存在 $p=0$, 由式(4-65)求得

油膜起始点 $\theta_1 = \arctan \frac{2 \frac{d}{dt}}{-2 L - 2 \frac{d}{dt}}$

油膜终止点 $\theta_2 = \theta_1 +$

由此可知: 为了确定 θ_1, θ_2 , 就必须已知 $\frac{d}{dt}, \frac{d}{dt}$ 。而 $\frac{d}{dt}, \frac{d}{dt}$ 又取决于 θ_1, θ_2 和 W, W_a 等的数值。根据推导, 可得出它们之间的关系为

$$\frac{d}{dt} = \frac{k(I_2 W + I_3 W_a)}{I_1 I_3 - I_2^2}$$
$$\frac{d}{dt} = \frac{1}{2} - L - \frac{k(I_1 W + I_2 W_a)}{I_1 I_3 - I_2^2}$$

这里, k 为与轴承参数和初始位置相关的常数; I_1, I_2, I_3 为包含 θ_1 和 θ_2 并以 θ_1 和 θ_2 为上下限的积分式。

这样, 求解 $\frac{d}{dt}$ 和 $\frac{d}{dt}$ 的数值需要将以上的关系式联立迭代。

轴心运动轨迹计算的顺序可以是: 先将时间划分成间隔, 使每一间隔时间很短, 可以近似认为在各间隔时间内 $\frac{d}{dt}$ 和 $\frac{d}{dt}$ 保持为常数, 即轴心为等速运动。根据给定的轴承载荷变化情况确定各个时间的载荷分量 W 和 W_a , 再通过数值计算求解上述关系式得到对应于各个时间的 $\frac{d}{dt}$ 和 $\frac{d}{dt}$ 数值。随后, 从轴心的初始位置开始, 由第一个时间间隔的 $\frac{d}{dt}$ 和 $\frac{d}{dt}$, 依照等速运动规律即可确定轴心在第二个时间间隔开始时的位置。然后, 再由第二个时间间隔的 $\frac{d}{dt}$ 和 $\frac{d}{dt}$ 确定第三个时间间隔开始的位置。以此类推, 逐点步进即可求得轴心轨迹曲线。

2. 油膜压力叠加法

1957 年 Hahm 提出将动载荷轴承油膜压力视为动压效应和挤压效应产生压力的叠加。先将用于动载荷轴承的雷诺方程无量纲化。若令

$$Y = \frac{2y}{L} = \frac{2R}{L}^2$$

$$P = \frac{p}{-2L - 2\frac{d}{dt}} \frac{c}{R}^2$$

$$Q = \frac{2\frac{d}{dt}}{-2L - 2\frac{d}{dt}}$$

则式(4-57)变为无量纲形式

$$-(1 + \cos)^3 \frac{P}{Y^2} + (1 + \cos)^3 \frac{P}{Y^2} = -6 \sin + 6Q \cos \quad (4-66)$$

方程(4-66)为线性偏微分方程,右端各项的解可以叠加。于是

$$P = P_1 + QP_2 \quad (4-67)$$

其中 P_1, P_2 分别满足下列方程

$$-(1 + \cos)^3 \frac{P_1}{Y^2} + (1 + \cos)^3 \frac{P_1}{Y^2} = -6 \sin$$

$$-(1 + \cos)^3 \frac{P_2}{Y^2} + (1 + \cos)^3 \frac{P_2}{Y^2} = 6 \cos$$

由以上两方程根据相同的边界条件求得 P_1 和 P_2 后,即可由式(4-67)求得 P 。这里 P 是以参数 Q 表示的满足式(4-66)的解。

在油膜承载区内对 P 进行积分,从而建立载荷分量 W, W_a 与 $\frac{d}{dt}, \frac{d}{dt}$ 之间的关系。这样,根据已知的载荷变化可以计算各瞬时的运动速度 $\frac{d}{dt}$ 和 $\frac{d}{dt}$ 。随后采用上述步进方法即可确定轴心轨迹曲线。

3. 油膜承载力叠加法

为了克服动载荷雷诺方程求通解的困难,1949年 Holland 提出简化计算方法。其要点是:对轴颈的旋转运动和挤压运动分开计算,按各自的边界条件分别求解。然后,将旋转运动产生的承载力与挤压运动的承载力矢量相加,并与外载荷平衡,从而建立载荷与轴心运动速度的关系。

如图 4-18 所示,由于根据不同的边界条件计算压力分布,忽略了相互作用和负压影响,所以 Holland 方法实际上是一种简化计算。

由式(4-57), 纯旋转运动时的雷诺方程为

$$\begin{aligned} & - (1 + \cos \theta)^3 \frac{dp}{dy} + R^2 \frac{d}{dy} (1 + \cos \theta)^3 \frac{dp}{dy} \\ & = - \frac{6 R^2}{c^2} \omega - 2 \frac{d}{dt} \sin \theta \end{aligned} \tag{4-68}$$

纯挤压运动时的雷诺方程为

$$- (1 + \cos \theta)^3 \frac{dp}{dy} + R^2 \frac{d}{dy} (1 + \cos \theta)^3 \frac{dp}{dy} = \frac{12 R^2}{C} \frac{d}{dt} \cos \theta \tag{4-69}$$

根据以上两方程分别求得纯旋转运动承载 F_d 和纯挤压运动承载力 F_e 合成

后与外载荷 W 平衡, 即可建立载荷与 $\frac{d}{dt}$

和 $\frac{d}{dt}$ 的关系, 进而采用步进法计算轴心运动轨迹。

应当指出, 动载轴承的润滑设计是流体润滑中十分复杂的问题, 即使是如上各式所述的光滑表面等温润滑计算也是相当困难的。然而, 由于计算机数值计算技术的发展, 使得考虑各种影响因素的动载轴承润滑计算成为可能。例如王晓力^[5]在博士论文中针对内燃机曲轴轴承提出了考虑表面形貌和热效应的动载轴承计算。

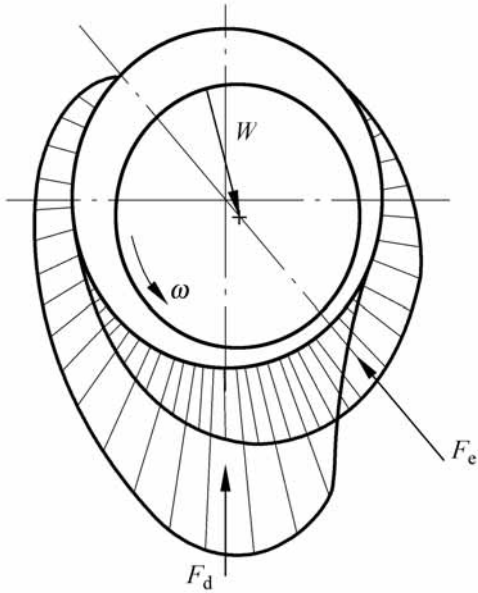


图 4-18 旋转与挤压油膜力

4.6 气体轴承

以气体主要是空气作为润滑剂的轴承可以实现极高速度的运转, 滑动速度可达 100m/ s 或更高; 并可获得极低的摩擦系数和发热, 例如直径 $D = 34\text{mm}$, 长度 $L = 40\text{mm}$ 的动压空气轴承在转速 $n = 21000\text{r/ min}$ 时, 温升约为 3 , 摩擦功率仅 7.35W(0.01 马力)。在一些工况条件下, 例如高低温工作环境、原子能工业以及纺织和食品加工设备等的轴承, 特别适宜采用气体润滑, 可避免润滑油污染。但是, 由于气体润滑的承载能力较低, 以及轴

承的制造精度要求较 , 因而限制了它们更广泛的应用。

与液体润滑相同, 气体轴承也有动压润滑和静压润滑两类。由于气体动压润滑所得到的承载量极低, 目前主要使用气体静压轴承。

4.6.1 气体轴承的基本方程

气体润滑的主要特征表现为气体的可压缩性, 因此必须将气体的密度作为变量来处理, 即采用变密度的雷诺方程。由第 2 章得

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (h) + 2 \frac{\partial}{\partial t} (h) \quad (4-70)$$

气体的粘度值很低, 例如在 20 时空气的粘度约比锭子油的粘度低 4000 倍, 因此在一般工况条件下的摩擦功率损失可以略而不计。此外, 气体的粘度随温度和压力的升高而增加。所以, 气体润滑的热效应问题只有在很高的速度时才显得重要, 通常的气体润滑计算是按照等温状态进行的, 取粘度为常数值。

气体的密度随温度和压力而变化, 气体状态方程式为

$$p = \rho R T$$

其中, T 为绝对温度; R 为气体常数, 对于一定的气体其值不变。

对于通常的气体润滑问题, 可以把气体润滑视为等温过程, 其误差不超过百分之几。此时, 状态方程变为

$$p = k \quad (4-71)$$

k 为比例常数。此外, 对于气体润滑过程非常迅速使热量来不及传递时, 还可以把这种过程视为绝热的。绝热过程的气体状态方程为

$$p = k^n \quad (4-72)$$

其中, n 为气体的比热比, 它和气体分子中的原子数有关。对于空气, $n = 1.4$ 。

对于等温过程的气体润滑, 将方程(4-71)代入雷诺方程得到

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} p \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} p \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (ph) + 2 \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad (4-73)$$

方程(4-73)是气体润滑计算的基本方程。

对于动压润滑来说, 液体润滑剂在收敛或发散间隙中的压力可以大于或小于环境压力, 润滑膜压力与环境压力无关。而在气体润滑中, 气膜压力总是大于环境压力的, 这是由于周围的气体可以自由地进入间隙的缘故。所以, 气体润滑的承载能力随环境压力的升高而增加, 在雷诺方程中必须采

用绝对压力。

在气体润滑中,表面的加工精度是影响润滑性能的重要因素。通常气膜厚度与表面粗糙度具有相同的数量级,表面微观形状影响气膜压力的数值。而表面的椭圆度和波纹度将引起气体的交替膨胀和压缩,导致气膜压力的降低和升高,因而改变压力分布和流动情况。

气体润滑压力分布的边界条件较为简单,而气体的粘度又基本上不变,这使得润滑计算趋于简化。但是,由于雷诺方程中包含密度这一变量,它的数值取决于润滑中气体所处的状态,即使是采用最简单的等温过程,气体润滑的微分方程也是非线性的,这就造成数学处理上的困难。

气体轴承由于润滑介质是可压缩流体使轴承转子系统运动稳定性降低。气体静压轴承通常不开设油腔,因为油腔容纳气体后常常导致气膜共振。

常用的节流器形式有小孔式、狭缝式和多孔质式等。小孔式节流使流出的气体向四周扩散,周围的压力随与孔的距离增大而下降。这样,孔与孔之间的气体压力较低,从而降低了承载能力。如果采用若干条狭缝组成节流装置,将使轴承的承载能力和刚度大大增加。作为其极端情况,可采用由金属小颗粒烧结而成的多孔质材料作为节流装置,气体经颗粒间的空隙流到轴承表面,将获得更高的承载能力和稳定性。

4.6.2 气体轴承的类型

气体润滑轴承的气膜厚度很薄,因此气体轴承制造要求十分精确。气体轴承的主要缺点是承载量和稳定性较低,为提高承载量和运动稳定性设计了许多种结构,这些结构原则上也可以应用于液体润滑轴承。

如图 4-19 所示,平面动压径向轴承的展开面为平面,只形成一个楔形间隙,无需开设供气装置。这种轴承的结构简单,但稳定性较差。当轴瓦采

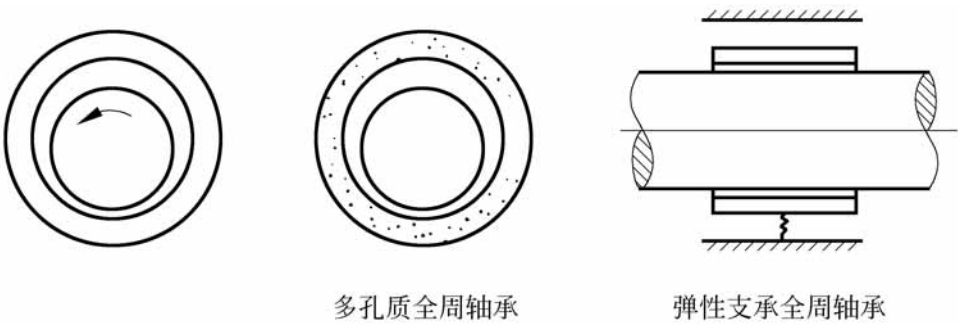


图 4-19 平面动压径向轴承

用多孔质材料时,可使稳定性能得到改善。在轴瓦外加上弹性膜片支承可以提高轴承的稳定性。

图 4-20 是多楔动压径向轴承。轴承面是由几段不同的圆弧表面组成,每个圆弧分别构成楔形间隙。典型的多楔轴承是可倾瓦轴承,它由数个瓦块组成。瓦块的倾角可随载荷大小而自动改变,其稳定性好,但结构复杂。瓦块也可以采用多孔质材料。此外,多叶形轴承和混合式也都属于多楔轴承。

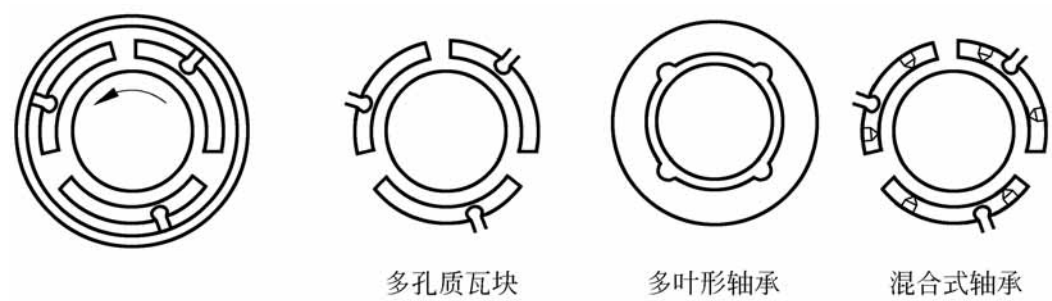


图 4-20 多楔径向轴承

带槽的动压气体轴承即在轴颈或轴承表面制出多条沟槽。借助轴颈的旋转将气体压入槽内产生压力承载,如图 4-21。这类轴承承载能力和稳定性均较好,广泛用于小型高速旋转机械中。沟槽可做成人字、一字或螺旋状。也常用在球面和锥面的推力轴承中。

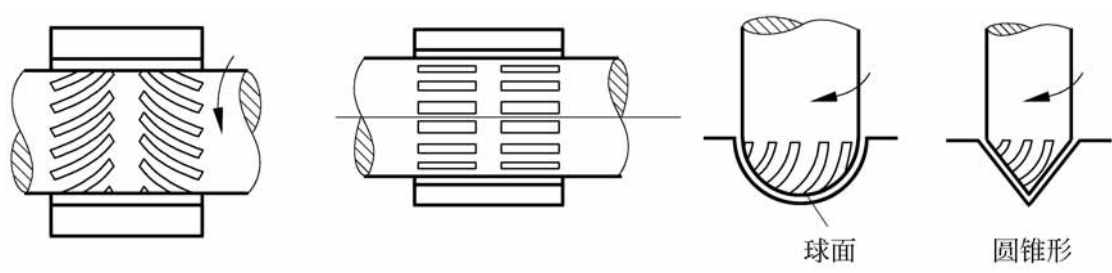


图 4-21 带槽气体轴承

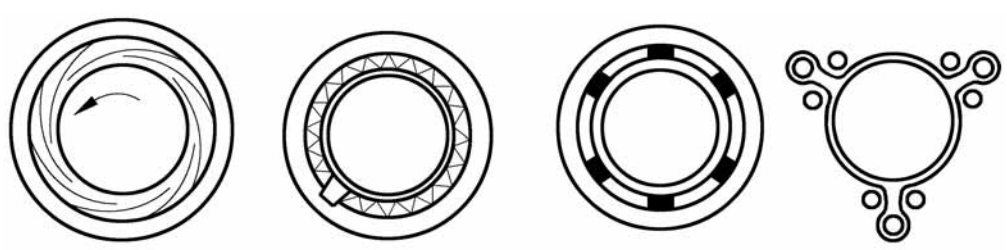


图 4-22 挠性面径向轴承

图 4-22 中的挠性面径向轴承可用在超高速旋转机械中。轴承表面由具有弹性的挠性面构成。挠性面一般由金属箔带根据需要做成不同形状。它的稳定性好,对微小的尺寸变化和不对中有较好的适应能力。

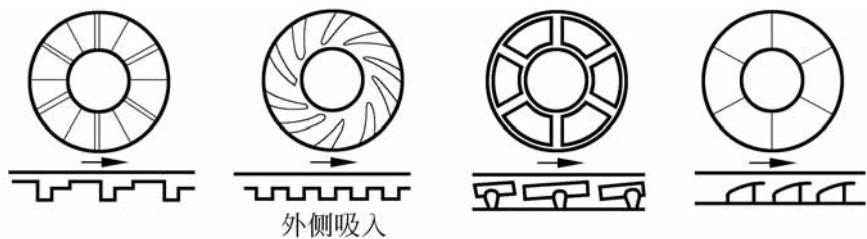


图 4-23 推力气体轴承

图 4-23 给出的是动压推力气体轴承结构。推力轴承也有阶梯式、带槽式、可倾瓦式和挠性面等形式。阶梯轴承结构简单、稳定性好,但承载能力较低。带槽轴承承载能力较高,但稳定性稍差。可倾瓦轴承和挠性面轴承精度较高,但结构复杂。它们各有特点,可根据实际需要选用。

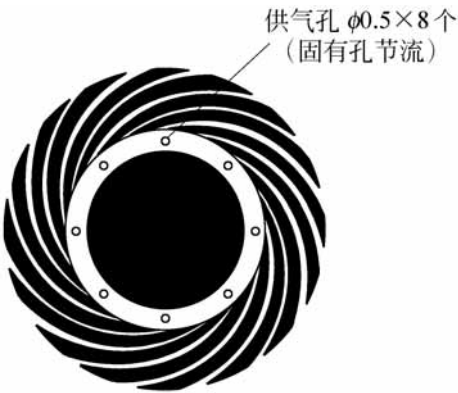


图 4-24 起浮供气的推力轴承

图 4-24 是起浮供气的推力轴承,在推力盘的螺旋槽内对称地开有数个供气孔,通入压缩气体产生附加的静压作用,在启动过程中避免表面擦伤。

图 4-25 给出了两种可倾瓦动压径向轴承的起浮供气结构。在开始工作时,由于自重等原因,动压轴承会出现偏载,造成一边接触,使轴承启动困难。采用外部供气使轴颈悬浮起来,称为起浮供气,起浮供气一般从其支点轴导入。

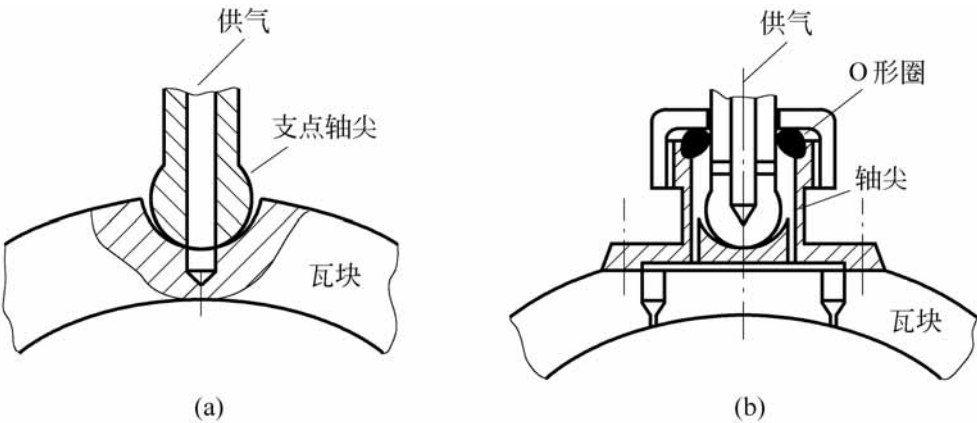


图 4-25 可倾瓦动压径向轴承的起浮供气结构

气体静压轴承的承载能力受轴承结构影响强大。例如作者^[6]曾对小孔节流的静压空气轴承的结构进行比较。图 4-26 给出实验中采用的推力轴承。圆锥式轴承的转子和定子的锥角分别为 100° 和 90° ；节流小孔直径 $0.4 \sim 1\text{mm}$ ，共 6 孔均布，小孔方向设计成平行于转子轴线(B 型)和倾斜 44° (A 型)两种。平面式轴承的定子端部具有 $2^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 的斜角，用以控制流量使承载量提高。

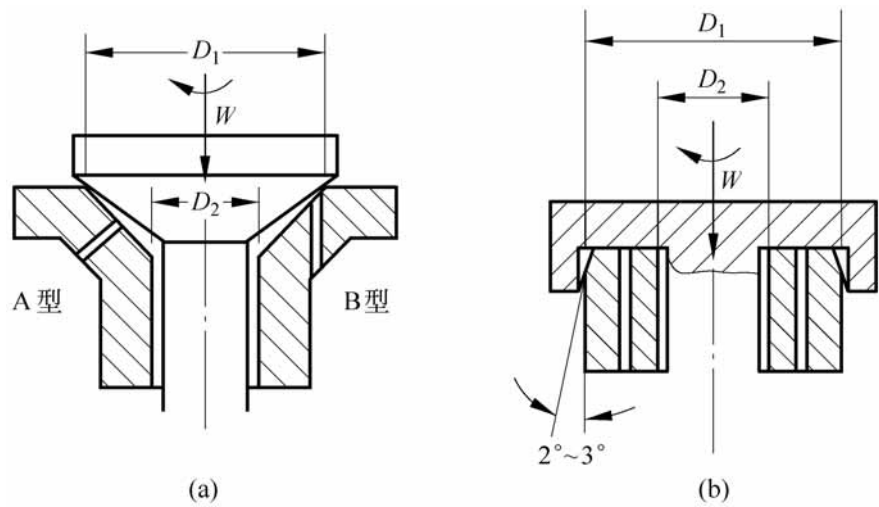


图 4-26 气体静压推力轴承
(a) 圆锥式；(b) 平面式

实验表明：在相同的承载面积条件下，圆锥式轴承的承载能力比平面式的高，供气压力越高差距越大，例如 $p_s = 0.6\text{MPa}$ 时，圆锥式 B 型的承载量为平面式轴承的 2.17 倍。

4.7 滚动轴承

如前所述,20 世纪 70 年代发展成熟的弹流润滑理论,为点线接触机械零件的润滑设计提供了理论基础,并在工程设计得到实施。然而,弹流润滑理论的应用还处于发展阶段。这不仅因为现今各种弹流润滑公式本身存在一定的条件性,而且还由于这类机械零件的接触状况处于相当复杂的变化过程,因而分析中必须采用的简化处理,使计算结果带有局限性。下面以几种典型的点线接触零件为例,扼要说明全膜弹流润滑理论的应用。

实践证明:高速精密滚动轴承的滚动体与滚道之间可以保持一定厚度的弹流油膜,例如陀螺电机轴承、航空发动机主轴轴承、精密机床主轴轴承等。同时,滚动轴承形成全膜弹流润滑时,接触疲劳寿命至少可以超过按美

国减摩轴承制造商协会 AFBMA 规定的计算值的一倍。

为要进行滚动轴承的弹流润滑计算,必须预先确定滚动体与座圈之间的运动关系和力的作用。然而,滚动轴承的动力学分析十分复杂,而且轴承内部各元件的运动情况又与所处的润滑状态密切相关。Dowson 等人^[9]对滚子轴承的分析表明,按照刚性等粘度润滑理论分析时,滚子与座圈之间存在相当大的滑动。如果采用弹流润滑理论进行分析,则证明弹流油膜可以传递滚子与座圈之间的作用力而不产生明显的滑动。所以弹流润滑下的滚动轴承其内部运动关系可视为纯滚动。

图 4-27 表示滚子轴承的情况。根据几何和运动关系可以推导出当量曲率半径、平均速度和载荷的表达式。

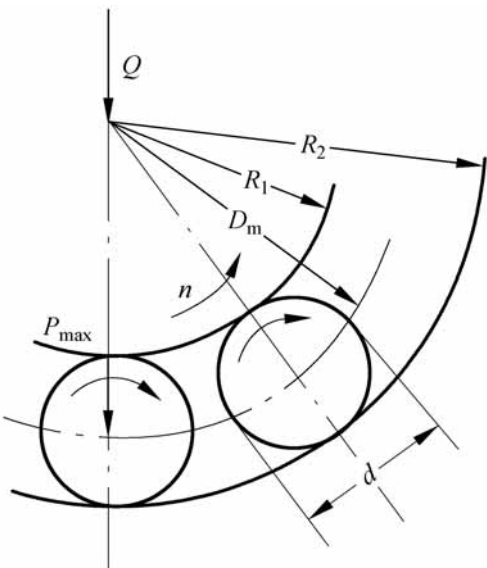


图 4-27 滚子轴承

1 . 当量曲率半径 R

设内圈滚道的半径为 R_1 、外圈滚道的半径为 R_2 、滚子的直径为 $d=2r$, 并令 $d=D_m$, D_m 为平均直径, 则对于滚子与内圈滚道的接触点

$$R = \frac{R_1 r}{R_1 + r} = \frac{\frac{D_m}{2} - \frac{d}{2}}{\frac{D_m}{2} - \frac{d}{2} + \frac{d}{2}} = \frac{d}{2}(1 - \frac{d}{D_m})$$

对于滚子与外圈滚道的接触点

$$R = \frac{R_2 r}{R_2 - r} = \frac{\frac{D_m}{2} + \frac{d}{2}}{\frac{D_m}{2} + \frac{d}{2} - \frac{d}{2}} = \frac{d}{2}(1 + \frac{d}{D_m})$$

2 . 表面平均速度 U

若 n 为轴承内圈的转速。根据滚子与滚道之间作纯滚动的条件, 可以推得它们的运动关系。

滚子自转转速

$$n_0 = \frac{1 + 2s}{2s(1 + s)} n$$

滚子公转转速

$$n_c = \frac{1}{2(1 + s)}n$$

式中,

$$s = \frac{r}{R_1} = \frac{1}{1 - \dots}$$

这样,接触点的表面平均速度为

$$U = \frac{1}{30}(n - n_c) \frac{D_m}{2} - \frac{d}{2} = \frac{n}{30} \frac{d}{4} \frac{1 - \dots^2}{\dots}$$

3 . 单位宽度上的载荷 W/ L

滚动轴承中各个滚动体所受的载荷不同,为了计算最小油膜厚度,需要求出受力最大的滚动体承受的载荷。而载荷在滚动轴承中的分布规律与轴承部件的变形情况相关。Dowson 等人对于几何形状精确的滚子轴承的分析表明:如果轴承的滚子总数为 z , 轴承的总载荷为 Q , 则滚子所受的最大载荷为

$$P_{\max} = \frac{4Q}{z}$$

若滚子的有效接触长度为 l , 于是单位宽度上的载荷为

$$\frac{W}{L} = \frac{4Q}{zl}$$

将以上各关系式代入第 3 章中 Dowson-Higginson 线接触弹流膜厚公式(3 -44), 即求得滚子轴承最小油膜厚度如下:

在滚子与内圈滚道之间

$$h_{\min} = 0.336 \frac{d}{2} (1 - \dots)^{1.13} \dots^{0.54} \dots^{0.7} \frac{1}{E^{0.03}} \frac{zl}{4Q} \dots^{0.13} \tag{4 -74}$$

在滚子与外圈滚道之间

$$h_{\min} = 0.336 \frac{d}{2} (1 + \dots)^{1.13} \dots^{0.54} \dots^{0.7} \frac{1}{E^{0.03}} \frac{zl}{4Q} \dots^{0.13} \tag{4 -75}$$

通常滚动体与外圈滚道之间的油膜厚度将大于与内圈滚道之间的油膜厚度,所以一般只需要计算滚动体与内圈滚道的油膜厚度。

对于球轴承,钢球与座圈是点接触,根据轴承的几何和运动关系,采用点接触弹流膜厚公式也可以计算出最小油膜厚度。

应当指出,滚动轴承在实际工作中各滚动体的运动和受力状况是不断变化的,因此并不是完全处于全膜润滑状态。^{[7][8]}

4 8 齿轮传动

齿轮润滑问题的重要性以及人们对这一问题的重视推动了弹流润滑理论的产生和迅速发展。自从 1916 年 Martin 首先把雷诺方程用来分析齿轮润滑问题以来,经过数十年不断地完善,现代润滑理论已经能够比较接近实际地处理一些齿轮润滑问题。因而美国齿轮制造者协会 AGMA 建议把弹流油膜厚度计算作为齿轮传动设计的一个重要部分。

应当指出,当前的弹流润滑计算公式是对稳定状态建立的,也就是说各个物理量不随时间而变化。然而,齿轮啮合是相当复杂的运动过程,其接触几何、表面速度和载荷都随时间而变化,因而油膜厚度也是变化的。如果考虑到轮齿的每个啮合循环所需的时间远远大于润滑油流经 Hertz 接触区的时间,对于齿轮的润滑计算就可以按照准稳定状态来处理。这就是说轮齿沿啮合线上的任一接触点的润滑情况可以用两个当量圆柱的接触情况来模拟,而它的弹流油膜厚度可以根据此点接触时的瞬时曲率半径、相对于接触点的表面速度和载荷等来确定,并与这些参数的变化率无关。这样,由稳态条件推导的弹流润滑计算公式仍然可以适用。

4 8 . 1 渐开线齿轮传动

首先讨论一对渐开线齿轮在啮合循环中的油膜厚度变化,如图 4 -28 所示。

若渐开线齿轮中心距为 $a = r_1 + r_2$, 速比 $i = r_2 / r_1 > 1$, 则节圆半径为

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{a}{i + 1} \\ r_2 &= \frac{ai}{i + 1} \end{aligned}$$

当轮齿在 K 点啮合时,根据渐开线齿轮的性质,两个当量圆柱的中心分别在 N_1 和 N_2 点。它们的中心距为 $N_1 N_2 =$

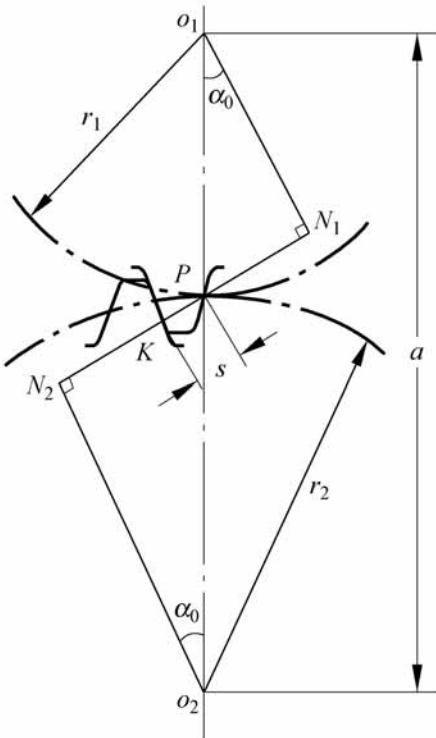


图 4 -28 渐开线齿轮

$(r_1 + r_2) \sin \phi$, 其中 ϕ 为啮合角, 对于标准齿轮, $\phi = \phi_0 = 20^\circ$ 。

两个当量圆柱的半径分别为

$$R_1 = r_1 \sin \phi + s$$

$$R_2 = r_2 \sin \phi - s$$

则当量曲率半径 R 为

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{(r_1 \sin \phi + s)(r_2 \sin \phi - s)}{(r_1 + r_2) \sin \phi} \quad (4-76)$$

两表面相对于接触点 K 的速度为

$$u = \frac{r_1}{30} (r_1 \sin \phi + s)$$

$$u_2 = \frac{r_2}{30} (r_2 \sin \phi - s)$$

所以, 两个当量圆柱的平均速度为

$$U = \frac{1}{2} (u_1 + u_2) = \frac{r_2}{30} r_2 \sin \phi + \frac{s}{2} (1 - i) \quad (4-77)$$

以上 s 为接触点至节点的距离。渐开线齿轮的啮合线与两个基圆的公切线相重合, 而接触线的长度主要决定于模数或者径节。一对轮齿实际的接触范围可以用 s 值的变化范围来表示。设 h_1 和 h_2 分别为两齿轮的齿顶高, 则 s 值的变化范围将是

$$- \left((r_2 + h_2)^2 - r_2^2 \cos^2 \phi - r_2 \sin \phi \right)$$

变化到

$$+ \left((r_1 + h_1)^2 - r_1^2 \cos^2 \phi - r_1 \sin \phi \right)$$

Dowson 和 Higginson^[9] 将第 3 章线接触弹流润滑公式 (3-42), 式 (4-76) 和式 (4-77) 代入计算出齿轮在啮合循环中油膜厚度的变化情况如图 4-29 所示。

所采用的计算参数为: 中心距 $a = 0.3\text{m}$, 大齿轮转速 $n_2 = 1000\text{r/min}$, 传动比 $i = 5$, 载荷 $W/L = 0.4 \times 10^6\text{N/m}$, 润滑油粘度 $\eta_0 = 0.075\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。图中标出了两种径节 $D_p = 5$ 和 10, 相当于模数 $m = 5.08$ 和 2.54mm。同时还标出了两种齿顶高, 即标准齿顶高和按英国规范 B.S.S.436 计算的齿顶高。标准齿顶高等于径节的倒数。

图 4-29 表明: 在等温条件下, 当小齿轮齿顶与大齿轮齿根相接触时油膜最厚, 而当大齿轮齿顶与小齿轮齿根接触时的油膜厚度最薄, 节点啮合时的油膜厚度居中。此外, Martin 提出的不考虑表面弹性变形和粘压效应的

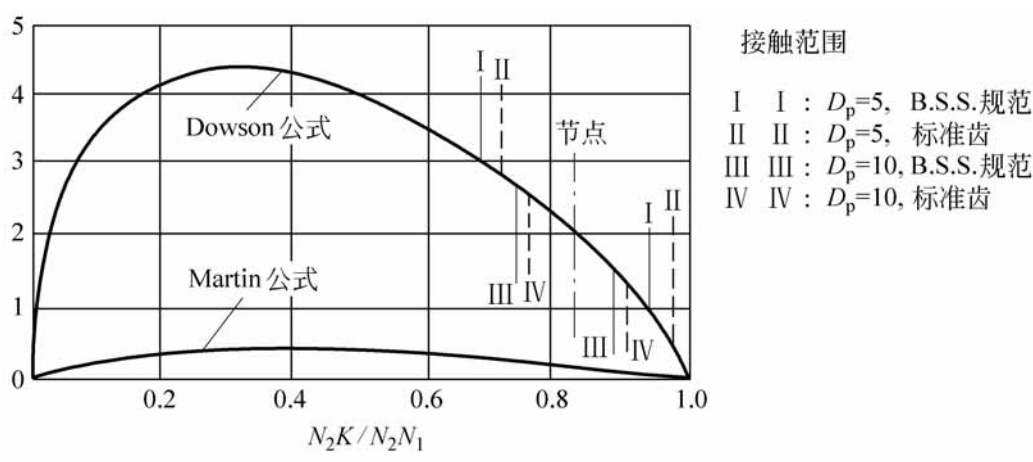


图 4-29 齿轮啮合循环中的膜厚变化

润滑公式的计算结果与实际相差十分悬殊。

节点啮合的油膜厚度对于齿轮润滑而言具有一定的代表性,这是由于节点啮合时齿面为纯滚动,计算方法简单,用等温弹流计算可以得到较高的精度。所以在齿轴传动的润滑设计中,通常以节点啮合时的油膜厚度为依据。

1974 年 Akin 应用第 3 章中 Dowson-Higginson 公式(3-44)分析各种渐开线齿轮的润滑问题,提出了节点啮合的油膜厚度计算公式。

1. 当量曲率半径 R

根据几何模拟关系,两轮齿接触时的当量曲率半径为

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}$$

式中, R_1, R_2 为两轮齿在节点处渐开线的曲率半径,“ + ”号为外啮合、“ - ”号为内啮合。

由齿轮啮合原理推得各种渐开线齿轮节点啮合的当量曲率半径如下:

直齿圆柱齿轮
$$R = a \sin \alpha_n \frac{i}{(i \pm 1)^2}$$

斜齿圆柱齿轮
$$R = \frac{a \sin \alpha_n}{\cos^2 \beta_m} \frac{i}{(i \pm 1)^2}$$

直齿圆锥齿轮
$$R = L_m \sin \alpha_n \frac{i}{i^2 + 1}$$

弧齿圆锥齿轮
$$R = \frac{L_m \sin \alpha_n}{\cos^2 \beta_m} \frac{i}{i^2 + 1}$$

以上各式中, α_n 为法面啮合角: β_m 为节圆螺旋角; L_m 为圆锥齿轮齿宽中点处

的节锥长； β_m 为弧齿圆锥齿轮齿宽中点处的节圆螺旋角, 参见图 4-30。

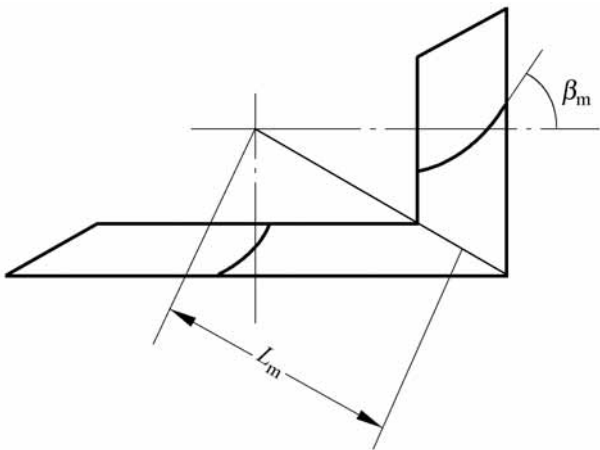


图 4-30 圆锥齿轮

2 . 表面平均速度 U

根据在法面上相对于节点的表面速度求得平均速度为

直齿圆柱齿轮
$$U = \frac{n_1}{30} \frac{a}{i \pm 1} \sin \alpha_n$$

斜齿圆柱齿轮
$$U = \frac{n_1}{30} \frac{a}{i \pm 1} \frac{\sin \alpha_n}{\cos \beta_n}$$

直齿圆锥齿轮
$$U = \frac{n_1}{30} \frac{L_m}{i} \sin \alpha_n$$

弧齿圆锥齿轮
$$U = \frac{n_1}{30} \frac{L_m}{i} \frac{\sin \alpha_n}{\cos \beta_m}$$

以上各式中的 n 为小齿轮每分钟转数。

3 . 单位接触宽度上的载荷 W/ L

如果以 F_t 表示节点啮合时的圆周力, b 为轮齿宽度, β_b 为基圆螺旋角, 则各种齿轮在单位接触宽度上的载荷分别为

直齿圆柱和直齿圆锥齿轮
$$\frac{W}{L} = \frac{F_t}{b \cos \alpha_n}$$

斜齿圆柱齿轮
$$\frac{W}{L} = \frac{F_t \cos \beta_b}{b \cos \alpha_n \cos \beta_n}$$

弧齿圆锥齿轮
$$\frac{W}{L} = \frac{F_t \cos \beta_b}{b \cos \alpha_n \cos \beta_m}$$

最后, 将以上推导出的当量曲率半径 R 、平均速度 U 和单位接触宽度

上的载荷 W/L 代入式 (3-44), 推导出各种齿轮在节点啮合时最小油膜厚度的公式, 即

对于直齿圆柱和斜齿圆柱齿轮

$$h_{\min} = \frac{2.65^{0.54}}{E^{0.03} (W/L)^{0.13}} \frac{n_0^{0.7}}{30} \times \frac{(a \sin n)^{1.13}}{\cos^{1.56}} \times \frac{l^{0.43}}{(i \pm 1)^{1.56}} \tag{4-78}$$

对于直齿圆锥和弧齿圆锥齿轮

$$h_{\min} = \frac{2.65^{0.54}}{E^{0.03} (W/L)^{0.13}} \frac{n_0^{0.7}}{30} \times \frac{(L_m \sin n)^{1.13}}{\cos^{1.56}} \times \frac{l^{0.27}}{(i^2 \pm 1)^{0.43}} \tag{4-79}$$

应当指出, 当今齿轮的润滑计算还不完备, 以上计算方法除渐开线直齿齿轮之外, 都是非常简化的。大多数齿轮的轮齿, 特别是空间齿轮的轮齿是由三维共轭曲面构成的非 Hertz 接触, 不仅接触区形状不规则, 而且滑动方向有时不与接触区主平面重合, 甚至还存在绕接触区法线的转动, 因此, 直线按套用经典的弹流润滑膜厚公式将产生很大误差。为此, 我们对于非 Hertz 接触润滑^{[10]/[11]} 和弧齿圆锥齿轮的弹流润滑^[12] 进行了初步探讨。

4.8.2 圆弧齿轮传动

齿轮传动的良好润滑条件不仅与齿形参数有关, 而且还取决于齿廓曲线。

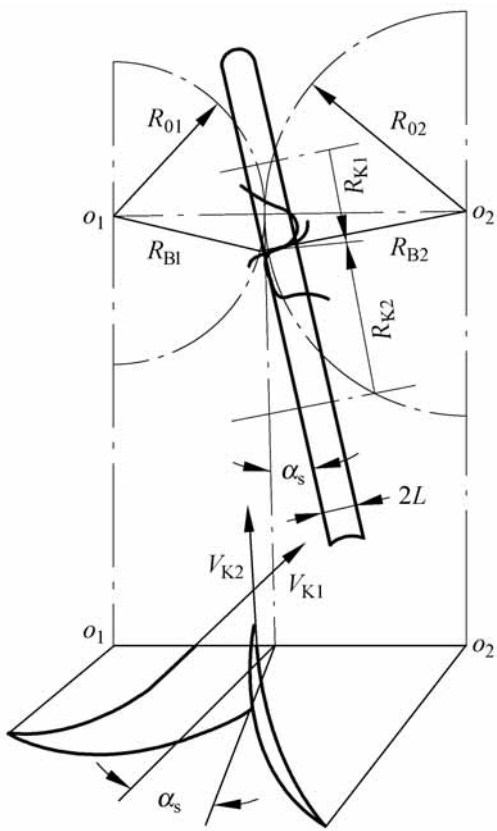


图 4-31 圆弧齿轮传动

依照齿面相对运动的特点, 圆弧齿轮对于建立轮齿间油膜润滑的条件极为有利, 为渐开线齿轮所不及, 特别是在高速传动中, 其优越性更为显著。

图 4-31 给出了圆弧齿轮的啮合情况。

在啮合过程中, 圆弧齿轮的轮齿相当于两个圆弧面柱体的对滚, 相互运动和几何关系都比较复杂, 对于圆弧齿轮的润滑设计问题, 目前尚无系统而深入的研究。刘莹等人^[13] 曾就圆弧齿轮的弹流润滑问题提出了如下的简化计算方法, 可供工程设计时参考。

如图 4-31 两齿轮的节圆半径为 R_{01} 和 R_{02} 、端面压力角为 α_s 、接触点移距为 l 。由于在端面上凸齿齿廓的圆弧半

径(一般取为 l)要比凹齿的圆弧半径略小,因而理论上圆弧齿轮的啮合应是点接触。但是经过磨合以后,轮齿接触部位迅速扩大到占整个齿高的 60% ~ 80% 以上,这样,圆弧齿轮的啮合实际上可以处理为两个圆弧面柱体的线接触。柱体的半径为 R_{K1} 和 R_{K2} ,宽度为 $2L$,圆弧面半径为 l 。

根据圆弧齿轮的啮合原理可以推导出与接触迹相切的两共轭齿面的法曲率半径 R_{K1} 和 R_{K2} ,即圆弧面柱体的半径分别为

$$R_{K1} = \frac{R_{B1}^2 + R_0^2 \cot^2 s}{R_0 \sin s + l} \quad 1 + \frac{\cos s}{\cot s}^2$$
$$R_{K2} = \frac{R_{B2}^2 + R_0^2 \cot^2 s}{R_0 \sin s - l} \quad 1 + \frac{\cos s}{\cot s}^2$$

其中, s 为螺旋角; R_{B1} 、 R_{B2} 为接触迹所在圆柱的半径,由图 4-31 的几何关系可得

$$R_{B1} = l \cos^2 s + (R_0 + l \sin s)^2$$
$$R_{B2} = l \cos^2 s + (R_0 - l \sin s)^2$$

沿齿高方向的接触宽为 $2L$ 一般选取

$$L = l(\sin s - \cos s) = Km_n(\sin s - \cos s)$$

K 为系数,通常 $K=1.4$; m_n 为齿轮法面模数; α 为工艺角。

两圆弧面柱体的对滚速度即啮合点沿接触迹的线速度 V_{K1} 和 V_{K2} 为

$$V_{K1} = V_0 \left(1 + \cot^2 s \right) + \frac{l}{R_0}^2 + \frac{2l \sin s}{R_0} = V_0 \left(\cot^2 s + \frac{R_{B1}}{R_0} \right)^2$$
$$V_{K2} = V_0 \left(1 + \cot^2 s \right) + \frac{l}{R_0}^2 - \frac{2l \sin s}{R_0} = V_0 \left(\cot^2 s + \frac{R_{B2}}{R_0} \right)^2$$

式中, V_0 为节圆的线速度。

作用在轮齿上的法向力 F_n 与圆周力 F_t 的关系为

$$F_n = \frac{F_t}{\cos s} \quad 1 + \frac{\cos s}{\cot s}^2$$

所以,单位宽度上的载荷为 $F_n/2L$ 。

这样,相当于圆弧齿轮啮合的两个圆弧面柱体的几何尺寸、运动速度和载荷可以由以上各式求出。然后,根据圆弧面柱体的几何和运动特点,近似地引用弹流润滑公式(3-42),并结合圆弧齿轮的情况进行简化处理,即可得到弹流润滑最小油膜厚度的计算公式,对于钢制圆弧齿轮采用矿物油润滑时,最小油膜公式为

$$h_{\min} = 0.8663^{0.7} \frac{2L^{0.13}}{F_n} (V_{K1} + V_{K2}) - \frac{L^2}{2l} \frac{V_{K1}}{R_{K1}} - \frac{V_{K2}}{R_{K2}}^{0.7} \times$$
$$\frac{R_{K1} R_{K2}}{R_{K1} + R_{K2}} - \frac{L(R_{K2} - R_{K1})}{2l(R_{K1} + R_{K2})}^{0.43} \tag{4-80}$$

在近似计算时,上式中两个方括号里的后面一项都可以忽略不计,并且取 $R_{B1} = R_{01}$ 和 $R_{B2} = R_{02}$, 则上式进一步简化为

$$h_{\min} = 0.8663^{0.7} \frac{2L^{0.13}}{F_n} \frac{2V_0^{0.7}}{\sin s} \times$$
$$\frac{1 + \cot^2 s}{\frac{1}{R_{01}^2} - \frac{1}{R_{02}^2} l + \frac{1}{R_{01}} + \frac{1}{R_{02}} \sin s} \left(1 + \frac{\cos s}{\cot s} \right)^{0.43} \tag{4-81}$$

4 9 凸轮机构

凸轮及其从动件是以滑动为主的点线接触摩擦副。同时,凸轮表面的接触应力很高,例如内燃机中的凸轮其最大接触应力一般在 0.7 ~ 1.4GPa。所以,以往普遍认为凸轮及其从动件之间处于混合润滑状态。然而,随着弹流润滑理论的发展,人们了解到凸轮与从动件之间能够形成弹流润滑,并把油膜厚度作为判断凸轮磨损性能的指标,以及设计凸轮轮廓形线的依据。

在凸轮机构的工作循环中,接触点的曲率半径、速度和载荷都是变化的,因而油膜厚度也将相应地变化。与齿轮传动的情况相同,在工程设计中,凸轮机构的弹流润滑计算可以按准稳定状态处理。

这里介绍应用较广泛的凸轮挺柱机构的弹流润滑计算,其他类型的凸轮机构其处理方法类似。

Deschler 和 Wittmann 对于凸轮与挺柱的弹流润滑进行了简化分析。他们根据线接触弹流润滑公式(3-42),并考虑到凸轮机构通常采用钢材制造和矿物油润滑,其 E 和 μ 的数值变化不大,可以取为常数,而 W/L 对于 h_{\min} 的影响很小,可以忽略不计。这样,式(3-42)简化为

$$h_{\min} = 1.6 \times 10^{-5} \sqrt[0]{UR} \tag{4-82}$$

图 4-32 为凸轮挺柱机构的示意图。

假设挺柱仅沿垂直方向作升降运动而不绕自身轴线旋转,于是挺柱表面在接触点 K 处沿切线(水平)方向的绝对速度 $u_2 = 0$ 。而凸轮表面在接触

点 K 处沿切线(水平)方向的绝对速度为

$$u_1 = (\omega(r_0 + s)) = (\omega(l + r_c))$$

这里, ω 为凸轮旋转角速度; r_0 为凸轮基圆半径; s 为挺柱升程; l 为接触点处凸轮曲率中心 c 到凸轮中心的垂直距离; r_c 为接触点处凸轮形线的曲率半径。

显然,在工作过程中,接触点 K 在不断的移动。而形成流体动压的有效速度或卷吸速度应当是两个表面相对于接触点的运动速度。接触点 K 本身沿切线方向的绝对速度等于凸轮形线瞬时曲率中心 c 沿切线方向的速度,即 $u_k = \omega l$ 。所以,卷吸速度 U 为

$$U = \frac{1}{2}[(u_1 - u_k) + (u_2 - u_k)] = \frac{\omega}{2}[2l - (r_0 + s)]$$

又知接触点处的当量曲率半径 $R = \frac{r_0 + s}{2}$ 。将以上关系代入简化公式(4-82),即可求得在 K 点接触时凸轮与挺柱之间的最小油膜厚度

$$h_{\min} = 1.6 \times 10^{-5} \frac{\omega^2}{2} (r_0 + s) \times \left| 2 \frac{r_0 + s}{2} - \frac{r_0 + s}{2} \right| \tag{4-83}$$

令无量纲几何参数 $N = l / (r_0 + s)$, 它表示凸轮形线的几何关系,被称为凸轮弹流润滑特性数,由式(4-83)可以得出:当 $N = 0$ 或 $N = 0.5$ 时,得 $h_{\min} = 0$ 。而在 $0 < N < 0.5$ 范围内,当 $N = 0.25$ 时, h_{\min} 为极大值,以 h_r 表示。润滑特性数 N 与相对膜厚 h_{\min} / h_r 之间的关系曲线,如图 4-33 所示。

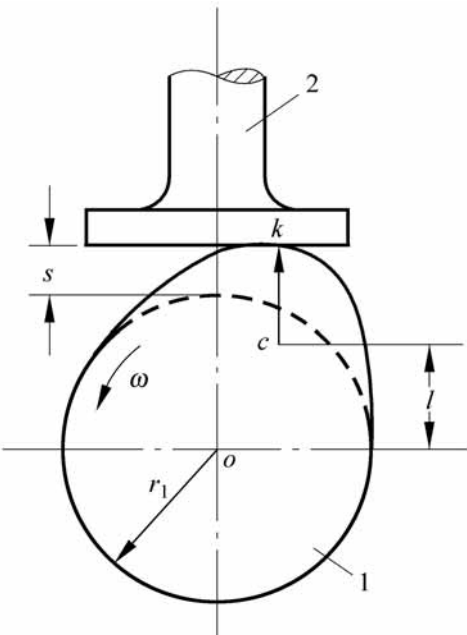


图 4-32 凸轮与挺柱

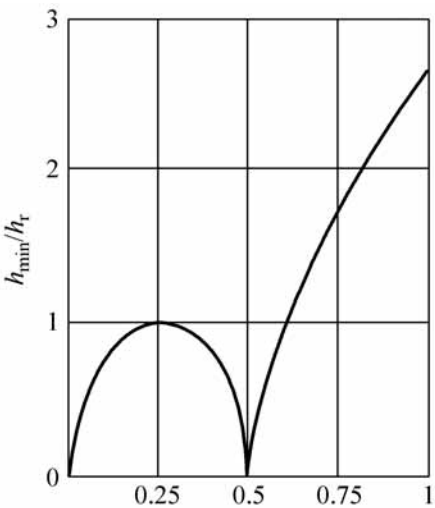


图 4-33 h_{\min} / h_r 与 N 的关系

由图可知：凸轮形线所确定的薄油膜厚度区域处于 $0 < N < 0.5$ 范围内。而当 $N > 0.5$ 时,油膜厚度将随着 N 值的增加而增加。因此,为使凸轮的磨损量降低,就应避开 $0 < N < 0.5$ 的区域,即选择较大的 N 值。但是增大 N 值往往受到凸轮设计中其他因素的限制。

利用式(4-83)可以确定凸轮工作循环中各个转角位置时的 h_{min} 数值以及它的变化情况,进而分析凸轮表面的磨损分布和评价凸轮轮廓形线。

4.10 弹流润滑状态图

4.10.1 线接触问题的润滑状态图

有关接触摩擦副的润滑问题,人们提出了从刚性等粘度润滑到弹性变粘度润滑各种不同的理论,因而相应地得出各种不同的油膜厚度计算公式。然而,这些公式都有各自的适用范围。如果超出一定的参数范围来使用,必将产生较大的误差。

为了工程计算的方便,有必要划分各种润滑状态区和标明各种润滑公式的适用范围,为此,人们采用一组统一的无量纲参数,把各种润滑状态下的油膜厚度用图线或公式表示在同一张图上。这种线图常称为弹流润滑状态图或油膜厚度图。这里介绍 1977 年 Hooke 根据 Johnson 的研究进一步改进而编制的润滑状态图。

在有关接触润滑的各种油膜厚度计算公式中,所采用的无量纲参数共有十多组,而每组由 3 或 4 个参数所组成,各个参数的物理意义和表达形式也不相同。从数学上分析,若要表示油膜厚度与其他物理量之间的关系,只需要 3 个无量纲参数就够了。Johnson 在分析的基础上归纳了 3 个具有明确物理意义的无量纲参数,用这 3 个统一的无量纲参数可以表示接触润滑的各种膜厚公式。这 3 个无量纲参数为

(1) 膜厚参数 h

$$h = \frac{h_{min} W}{\sigma_0 U R L} \tag{4-84}$$

它表示实际最小油膜厚度与刚性润滑理论算得的油膜厚度相比较的大小。

(2) 粘性参数 g_v

$$g_v = \frac{\sigma_0^2 W^3}{\sigma_0 U R^2 L^3}^{\frac{1}{2}} \tag{4-85}$$

它表示润滑剂的粘度随压力变化的大小。

(3) 弹性参数 g_e

$$g_e = \frac{W^2}{0UERL^2}^{\frac{1}{2}}$$

(4-86)

它表示表面弹性变形的大小。

如果上述参数用 Dowson 提出的无量纲参数 (参见第 2 章 2.4 节) 来表示, 则它们之间的关系式为

$$h_f = \frac{H^*W^*}{U^*}$$

$$g_v = \frac{G^*W^{*3/2}}{U^{*1/2}}$$

$$g_e = \frac{W^*}{U^{*1/2}}$$

图 4-34 是 Hooke 提出的线接触弹流润滑状态图。图中纵坐标为粘性参数 g_v , 横坐标为弹性参数 g_e , 并绘出通过计算求得的无量纲膜厚参数 h_f 的等值曲线, 同时, 以 4 条直线为界将整个图面划分成 4 个润滑状态区, 给出了各区所适用的线接触润滑油膜厚度计算公式。

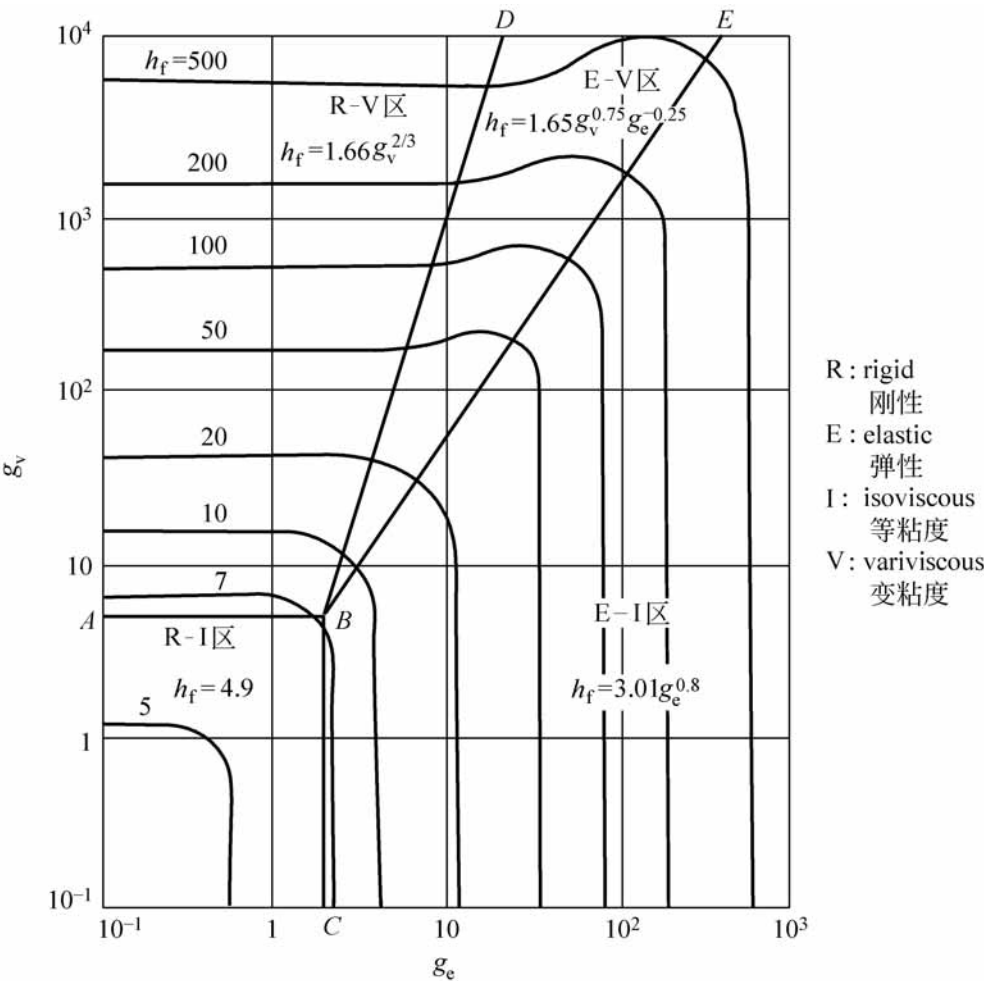


图 4-34 线接触弹流润滑状态图

如图所示, 汇交于 B 点的四条直线的方程式为

$$\begin{aligned} AB: g_v &= 5 & BD: g_v^{-1/3} g_e &= 1 \\ BC: g_e &= 2 & BE: g_v g_e^{-7/5} &= 2 \end{aligned}$$

这四个润滑状态区的情况如下:

1) 刚性-等粘度(R-I)区

在此区域内, 由于 g_v 和 g_e 数值都很小, 也就是说压力使粘度无明显的变化, 表面弹性变形甚微, 因此粘压效应和弹性变形均可忽略不计。这种状态符合高速轻载时采用任何润滑剂的金属接触副的润滑条件。此时, 可以根据 Martin 刚性等粘度润滑公式计算油膜厚度, 即

$$h_f = 4.9 \quad \text{即} \quad h_{\min} = \frac{{}_0URL}{W} \quad (4-87)$$

可见, 在刚性-等粘度区内, h_f 为定值, 与 g_v 和 g_e 的大小无关。

2) 刚性-变粘度(R-V)区

在这一区内, g_e 仍然保持较低的数值, 即表面弹性变形很小, 可近似地按刚性处理。而 g_v 值较高, 粘压效应成为不可忽视的因素, 这种状态符合于中等载荷时润滑剂的粘压效应比表面弹性变形影响更显著的金属接触副。此时, 油膜厚度可按照 Blok 公式计算

$$h_f = 1.66 g_v^{2/3} \quad (4-88)$$

如果采用 Dowson 无量纲参数来表示 Blok 公式, 则得

$$H_{\min}^* = 1.66 (G^* U^*)^{2/3}$$

Blok 公式写成有量纲形式, 即

$$h_{\min} = 1.66 ({}_0U)^{2/3} R^{1/3} \quad (4-89)$$

3) 弹性-等粘度(E-I)区

该区 g_v 的数值较低, 因此可认为粘度保持不变。而 g_e 的数值较高说明表面弹性变形对润滑起着主要作用。这种状态符合于表面变形显著而粘压效应相对影响很小的润滑条件, 例如采用任何润滑剂的橡胶接触副或者用水润滑的金属接触副等等。

对于这种润滑状态, 油膜厚度的计算可采用 Herrebrugh 公式。Hooke 根据数值计算的结果将该式修改为

$$h_f = 3.01 g_e^{0.8} \quad (4-90)$$

当采用 Dowson 无量纲参数时, Herrebrugh 公式为

$$H_{\min}^* = 2.32 \frac{U^{*0.6}}{W^{*0.2}}$$

该公式的无量纲形式为

$$h_{\min} = \frac{2.32({}_0UR)^{0.6}L^{0.2}}{E^{0.4}W^{0.2}} \quad (4-91)$$

4) 弹性-变粘度(E-V)区

对于这种润滑状态, 由于 g_v 和 g_e 的数值都很高, 因而粘压效应和弹性变形对于油膜厚度具有综合影响。这种润滑状态符合重载荷条件下采用大多数润滑剂的金属接触副, 油膜厚度根据 Dowson-Higginson 公式计算, 即

$$h_e = 2.65 g_v^{0.54} g_e^{0.06}$$

参照其他学者得到的弹流润滑计算结果, 通常将上式修正为

$$h_e = 1.65 g_v^{0.75} g_e^{0.25} \quad (4-92)$$

计算表明: 在各润滑状态区以内, 按上述各膜厚公式的计算值和由图线查得的数值相差一般不大于 10% ~ 20%。而在两个润滑区的交界线附近误差较大, 最大误差不超过 30%。

在工程实际应用中, 根据工况条件算出粘性参数 g_v 和弹性参数 g_e 的数值, 再由这两个坐标值由图 4-34 确定对应的点。这样, 就可以直接查出膜厚参数 h_e 或者根据该点所在润滑区相适应的公式计算油膜厚度。

4.10.2 点接触问题的润滑状态图

点接触弹流润滑理论的应用与线接触弹流相类似。对于不同的润滑区域应采用不同的油膜厚度公式, 因而在计算前必须先利用润滑状态图确定实际机械所处的润滑区域,

1979 年 Hamrock 和 Dowson 提出了椭圆接触的润滑状态图, 采用四个无量纲参数, 即

$$\text{膜厚参数} \quad h_e = \frac{{}_2^2 h_{\min} W^2}{{}_0 U^2 R_x^3} = \frac{H_{\min}^* W^{*2}}{U^{*2}} \quad (4-93)$$

$$\text{粘性参数} \quad g_v = \frac{W^3}{{}_2^2 U^2 R_x^4} = \frac{G^* W^{*3}}{U^{*2}} \quad (4-94)$$

$$\text{弹性参数} \quad g_e = \frac{W^4}{{}_3^3 U^3 E R_x^5}^{2/3} = \frac{W^{*8/3}}{U^{*2}} \quad (4-95)$$

$$\text{椭圆率} \quad k = \frac{a}{b} = 1.03 \frac{R_y}{R_x}^{0.64} \quad (4-96)$$

采用上述无量纲参数, 椭圆接触问题的 4 个润滑状态区的最小油膜厚度计算公式为

1) 刚性-等粘度润滑状态

$$h_k = 128 \frac{R_y}{R_x} {}^2 0.131 \tan^{-1} \frac{R_y}{2R_x} + 1.683 {}^2$$
$$\frac{1}{\eta} = 1 + \frac{2R_x}{3R_y}$$

(4-97)

2) 刚性-变粘度润滑状态

$$h_k = 1.66 g_v^{2/3} (1 - e^{-0.68k})$$

(4-98)

3) 弹性-等粘度润滑状态

$$h_k = 8.70 g_v^{0.67} (1 - 0.85^{-0.31k})$$

(4-99)

4) 弹性-变粘度润滑状态

$$h_k = 3.42 g_v^{0.49} g_e^{0.17} (1 - e^{-0.68k})$$

(4-100)

图 4-35 和图 4-36 分别为 $k=1$ 和 $k=3$ 时椭圆接触润滑状态图。图中划分为 4 个润滑状态区域。椭圆接触的润滑状态图的应用与线接触润滑状态图相同, 首先根据机械零件的工作条件确定参数 g_v 、 g_e 和 k 的数值, 然后由图上查出所处的润滑状态区, 最后选用相应的公式计算最小油膜厚度。

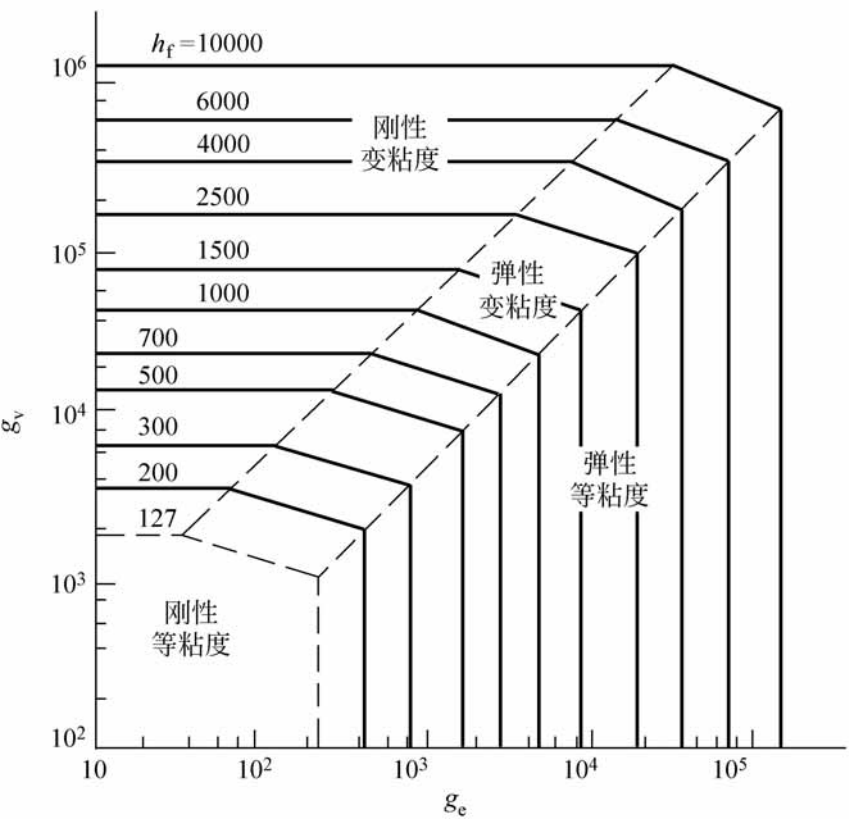


图 4-35 $k=1$ 椭圆接触润滑状态图

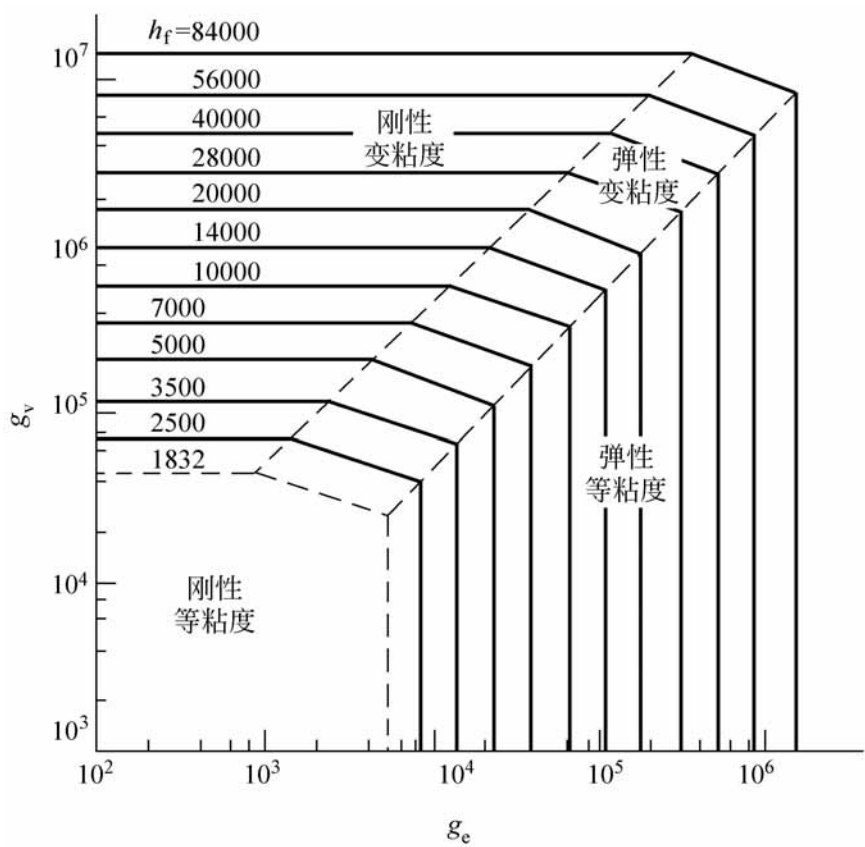


图 4-36 $k=3$ 椭圆接触润滑状态图

参 考 文 献

- [1] 温诗铸. 摩擦学原理. 北京:清华大学出版社, 1990
- [2] 温诗铸. 边界元方程在润滑问题中的应用: Rayleigh 阶梯轴承. 润滑与密封, 1982, (3): 10 ~ 16
- [3] 黄平, 温诗铸. 粘-塑性流体润滑失效研究——滑动问题. 自然科学进展, 1995, 5 (4): 435 ~ 439
- [4] Pinkus O, Sternlicht B 著. 西安交通大学轴承研究小组译. 流体动力润滑理论. 北京:机械工业出版社, 1980
- [5] 王晓力. 计入表面形貌效应的内燃机主轴承热流体动力润滑分析: [博士学位论文]. 北京:清华大学精密仪器与机械学系, 1999
- [6] 温诗铸, 吴崑, 于德潜. 静压空气轴承的试验与分析. 机械工程学报, 1962, 10 (3): 1 ~ 16
- [7] 邵凤常, 温诗铸. 谐波齿轮传动柔性滚动轴承润滑状态的测量. 润滑与密封, 1991, (4): 6 ~ 10

-
- [8] 刘健海,温诗铸.分析滚动轴承部分油膜润滑状态的两种计算模型.摩擦学学报, 1992, 12(2):116~211
- [9] Dowson D, Higginson G R. Elasto-hydrodynamic Lubrication. London: Pergamon Press. 1977
- [10] Huang C H, Wen S Z. Elastohydrodynamic lubrication of long elliptical contacts under heavy load. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 1993, 6(2):145~152
- [11] Huang C H, Wen S Z, Huang P et al. . Multilevel solution of the elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts with rotational lubricant entrainment. Proc. 1st International Symposium on Tribology. Beijing, 1993, Vol. 1, 124~131
- [12] Huang C H, Wen S Z, Huang P. Multilevel Solution of the elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts in spiroid gears. Trans ASME, Journal of Tribology, 1993, 115(3):481~486
- [13] 刘莹.圆弧齿轮的弹性流体动力润滑计算.见:周仲荣,谢友柏主编.摩擦学设计.成都:西南交通大学出版社,2000.108~111

第 5 章

特殊流体介质润滑

通常使用的润滑剂主要是润滑油或润滑脂。但是在某些特殊场合必须采用一些特殊流体介质作为润滑剂。这一章,我们将集中介绍几种特殊润滑剂的润滑机理和理论,主要包括:磁流体润滑、微极流体润滑、液晶润滑和水润滑中的双电层效应等内容。

5 1 磁流体润滑

磁流体材料的出现可追溯到 18 世纪。人们曾发现铁磁颗粒可以分散于液态溶媒中。1938 年,Elmore 用化学方法制成了含粒度达 20nm 的 Fe_3O_4 胶体溶液的铁磁流体。20 世纪 40 年代,已有人用含微米级粒度的铁磁流体作为密封。这时的粒度较大,可以认为是磁流体技术的萌芽阶段。磁流体技术的发展还是在 60 年代中叶。通过从宏观流体力学、电磁学以及微观热力学、量子力学等两大方面进行广泛和深入的研究,人们对磁流体的认识进一步深入,促使磁流体在机械、印刷、选矿、声光电元器件和医疗等领域得到逐渐广泛的应用。

5 .1 .1 磁流体的组成与分类

磁流体为液态分散体物质,它是一种对磁场敏感、可流动的液态磁性材料,由基液(如油、水等)、分散质(磁性固体颗粒)以及包覆在分散质表面的分散剂等三部分组成。根据磁性颗粒的粒度大小,磁流体分为:悬浊液、胶体溶液或真溶液。悬浊液和胶体溶液都是以强磁性微细粉末(如 Fe 、 Fe_3O_4 等)分散在液相中构成的。真溶液是一种顺磁性盐(如 MnCl_2 , $\text{Mn}(\text{NO}_3)_2$ 等)的饱和水溶液。

分散质为铁磁性物质的亦称铁磁流体 (ferrofluid)。在本节讨论中, 未特别说明的均指为铁磁流体。通常使用水、油类 (如煤油、酯、醚等有机溶液); 有时也用液态金属或合金 (如 Hg, K, Na 等) 作为磁流体的载液或基液。基液为水的称为水基磁流体, 为油的称油基磁流体。

磁流体的性能主要与分散质的种类和浓度有关, 而磁流体的液体性质主要与基液的种类与浓度有关。磁流体的应用取决于它的磁性能、粘滞性和稳定性。为制得稳定的磁流体, 一方面要获得极微细的分散质颗粒; 另一方面要用表面活性剂进行分散质颗粒表面处理, 以使它们在重力、离心力和磁场作用下不发生沉淀、凝聚和偏析。

某些顺磁性盐分散于水中可形成真溶液体系的磁流体。这种磁流体的稳定性能好, 但磁性能很差, 因而其应用受到很大限制, 因为人们使用磁流体的目的正是为了充分发挥磁流体的磁效应。虽然悬浊液磁流体的磁性能较好, 但其稳定性很差, 容易产生沉淀和凝聚, 也限制了它的使用范围。因此, 目前人们研究较多、应用较广的是胶体溶液铁磁流体。

5 .1 .2 磁流体的性质

铁磁流体的基本组成部分是基液载体和悬浮的铁磁颗粒, 通常假定它是均匀的两相混合物。作为流体主要的性质有密度和粘度, 由于它是一种受磁场控制的流体, 所以它的磁化性能也很重要。

1 . 磁流体的密度

磁流体的质量和体积是基液和固体颗粒之总和, 即

$$\begin{aligned} V_f &= V_c + V_p \\ m_f &= m_c + m_p \end{aligned}$$

式中: V_f , V_c 和 V_p 分别是磁流体的总体积、基液体积和固体颗粒体积; m_f , m_c 和 m_p 分别是磁流体总质量、基液质量和固体颗粒质量。

可以得到铁磁流体的密度为

$$\begin{aligned} \rho_f &= \frac{m_c + m_p}{V_c + V_p} = \frac{V_c}{V_c + V_p} \rho_c + \frac{V_p}{V_c + V_p} \rho_p \\ &= (1 - \phi) \rho_c + \phi \rho_p \end{aligned} \tag{5-1}$$

式中, ϕ 称为体积分数, 即

$$\phi = \frac{V_p}{V_c + V_p}$$

2 . 磁流体的粘度

可以将磁流体内的固相磁性颗粒看作是一个个小环形电流。这些小环形电流在外磁场的作用下受到使其磁矩与外磁场方向一致的力矩。外磁场对磁流体粘度的影响可用下式表示

$$\eta_H = \eta_0 + \eta_{\text{附加}}$$
 (5-2)

式中： η_H 为磁流体粘度， η_0 为外磁场为 0 时的磁流体粘度， $\eta_{\text{附加}}$ 为外磁场产生的附加粘度。

若 μ_0 是真空导磁力， M 为磁化强度， H 为在 x 和 y 方向上的磁场强度， ω 为流体旋涡速度，则附加粘度与上述参数间的关系为

$$\eta_{\text{附加}} = \mu_0 M \times H$$
 (5-3)

可以看出：当外磁场矢量垂直于涡旋矢量时，磁场使铁磁流体的粘度增加。而当外磁场矢量平行于涡旋矢量时，磁场不改变铁磁流体的粘度。

磁场对流动方向不同的磁流体也有不同的影响。图 5-1 中给出了分别平行于磁场和垂直于磁场流动的铁磁流体的附加粘度随施加磁场强度的影响曲线。可以看出：平行于磁场流动时，磁流体的粘度增加较多。

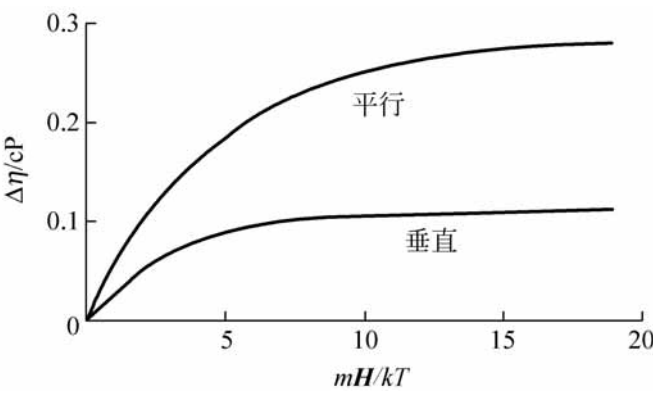


图 5-1 磁场强度对不同流动方向的铁磁流体粘度的影响

在润滑计算中,为了计算简单起见,一般不考虑因磁场引起的磁流体粘度的变化。

3 . 磁流体的磁化强度

磁流体归类于超顺磁流体。但由于它遵循顺磁性物质的基本理论,因此仍可以使用 Langevin 的经典理论来研究磁流体的磁化问题。

设每一磁性颗粒的体积为 V_{pl} , 这些磁性颗粒都是偶极子, 则单位体积的磁性颗粒内的磁矩 L_m 与磁场强度 H 和磁化强度 M 之间的关系为

$$\frac{\mathbf{L}_m}{V_{pl}} = \mu \mathbf{M} \times \mathbf{H} \tag{5-4}$$

4 . 磁流体的稳定性

磁流体的稳定性包括热稳定性和胶体稳定性。热稳定性是指磁流体中的铁磁颗粒随温度增加继续保留在工作间隙内的性能。对于长期保持在高温下工作的磁流体, 通常使用高分子合成润滑油作为基液。图 5 -2 中给出了 A,B,C,D,E,F 共 6 种不同润滑油基液的磁流体在 175 下凝固所需的时间, 它显示了磁流体的相对热稳定性。显然, 凝固时间越长, 磁流体的热稳定性就越好。

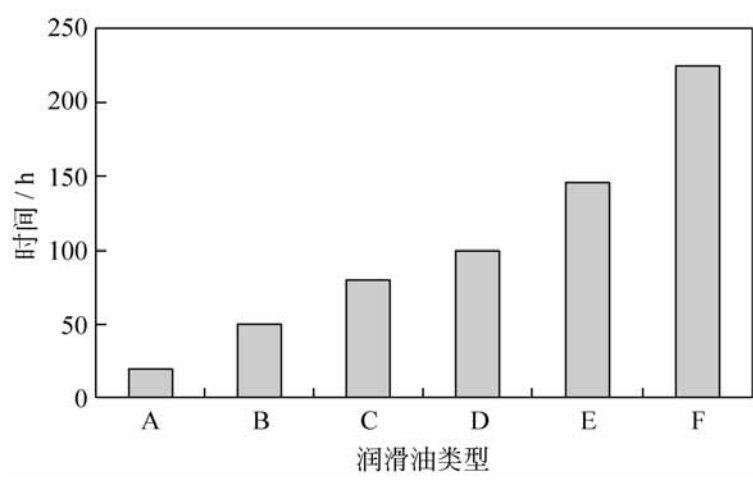


图 5-2 磁流体的热稳定性

磁流体的胶体稳定性是指磁流体的铁磁颗粒在有梯度的磁场中保持悬浮在基液中而不发生沉淀或偏析的能力。一般将磁流体放置在固定磁场强度中保持一定的时间, 然后测定仍悬浮在胶体中的百分比。百分比越大则稳定性越高。

在忽略重力的作用下, 颗粒数量沿高度方向的梯度为

$$\frac{dn}{dz} = - \frac{D^3 M_s n}{24 kT} \frac{dH}{dz} \tag{5-5}$$

式中: n 是颗粒数量; z 是高度; D 是连包覆层在内的颗粒尺寸; M_s 是饱和磁化强度; k 是热力学系数; T 是温度; H 是磁场强度。

磁流体在磁场中的稳定性的判据为

$$\frac{1}{n} \frac{dn}{dz} \ll 1 \tag{5-6}$$

由于颗粒直径的上限是饱和磁化强度和所加磁场的梯度函数, 颗粒直

径应当在图 5-3 中所对应的磁化强度曲线之下才能保证稳定性。磁流体的颗粒直径越小稳定性越高。

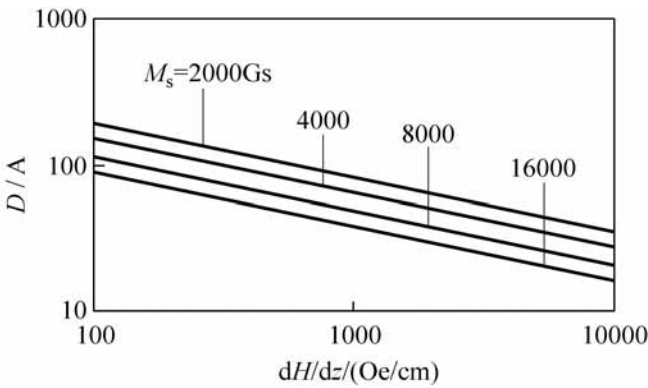


图 5-3 磁流体在磁场中的稳定性

最后,在表 5-1 中给出了几种常用的磁流体的主要物理特性。

表 5-1 几种常用铁磁流体的主要物理特性

基 液	材料 代号	饱和 磁化 强度 / A/ m	密度/ g/ cm ³	粘度/ 10 ⁻³ Pa · s	冰点 /	沸点 (133.3 Pa 下) /	起始 磁化率	表面 张力 / 10 ⁻³ N m	导热率 / 10 ⁻² W (m ·)	比热容 / kJ (kg ·)	膨胀 系数 / 10 ⁻⁴ · ⁻¹
二酯基	D01	2 51	1 .185	75	- 37	148 .9	0 .5				
烃基	H01	2 51	1 .05	3	4 .4	76 .7	0 .4	28	14 .6	1 .72	2 .78
	H02	5 .02	1 .25	6	7	76 .7	0 .8	28	14 .6	1 .84	2 .67
碳氟基	F01	1 .26	2 .05	2500	- 34 .4	182 .2	0 .2	18	8 .4	1 .97	3 .28
酯基	E01	7 .54	1 .40	35	- 63 .2	40	1 .0	21	13	3 .73	2 .5
	E02	5 .02	1 .30	30	- 56 .7	148 .9	0 .8	26	13	3 .73	2 .5
	E03	2 .51	1 .15	14	- 56 .7	148 .9	0 .4	26	13	3 .73	2 .5
水基	A01	2 .51	1 .18	7	0	25 .6	0 .6	26	58 .6	4 .2	1 .61
	A02	5 .02	1 .38	100	0	25 .6	1 .2	26	58 .6	4 .2	1 .56
聚苯醚基	V01	1 .26	2 .05	7500	10	260	0 .2				

注：表中粘度适用于剪切率 > 10s⁻¹，膨胀系数适用于平均温度 25 ~ 93 。

5 .1 .3 磁流体润滑的基本方程

磁流体润滑的 Reynolds 方程也是从流体力学的基本方程推导得到的，包括连续方程、平衡方程等。

简化后的连续方程为

$$\frac{u}{x} + \frac{v}{y} + \frac{w}{z} = 0$$

在采用了与第 2 章油润滑同样的假设后, 经简化的 Navier-Stokes 方程为

$$\begin{aligned} \frac{p}{x} &= \frac{1}{z} \int_0^H \frac{u}{z} + \frac{1}{x} \int_0^{H_x} \mu M_x dH_x \\ \frac{p}{y} &= \frac{1}{z} \int_0^H \frac{v}{z} + \frac{1}{y} \int_0^{H_y} \mu M_y dH_y \end{aligned} \tag{5-7}$$

式中: μ 是真空导磁力, M_x 和 M_y 在 x 和 y 方向上的磁化强度; H_x 和 H_y 是在 x 和 y 方向上的磁场强度; η 为磁流体的粘度。如果认为磁流体各向同性, 且磁场强度各向相等时, 式(5-7)中的积分可统一表示为

$$p_M = \int_0^H \mu M dH \tag{5-8}$$

其中, p_M 成为磁场产生的诱导压力。则式(5-7)变为

$$\begin{aligned} \frac{p}{x} - p_M &= \frac{1}{z} \int_0^H \frac{u}{z} \\ \frac{p}{y} - p_M &= \frac{1}{z} \int_0^H \frac{v}{z} \end{aligned} \tag{5-9}$$

记 $p = p - p_M$ 称为等效压力。

采用第 2 章类似的推导方法, 可得到关于磁流体润滑的普遍形式雷诺方程为

$$\frac{1}{x} \frac{h^3}{\eta} \frac{p}{x} + \frac{1}{y} \frac{h^3}{\eta} \frac{p}{y} = 6 \frac{(U h)}{x} + \frac{(V h)}{y} + 2 (w_h - w_0) \tag{5-10}$$

式中: $U = U_0 + U_h, V = V_0 + V_h$

需要指出: 式(5-10)中的压力 p 是流体动压力, 并不是总压力, 所以其求解的边界条件仍然可按通常的雷诺边界条件给出(参见第 2 章)。然而, 与一般的流体动压润滑不同的是: 磁流体润滑的承载能力除流体动压力之外, 还有磁力场的作用, 而且磁力场是作用于整个润滑区域上。因此, 磁流体润滑求解载荷的方程与一般流体润滑问题的积分区域不同。

磁流体载荷平衡方程为

$$W = \int p dx dy + \int p_M dx dy \tag{5-11}$$

式中, W 是载荷, h_0 是雷诺方程的有效润滑区域, 而 h 是润滑区全域。

从式(5-11)可知, 在同样的载荷作用下, 由于磁流体的磁力承担了部分载荷, 因此流体动压相应会减少。或者说同样厚度的磁流体润滑膜的承载能力要比普通流体润滑膜大。

5.1.4 各种因素对磁流体弹流润滑膜厚的影响

下面摘引作者的研究生汪仁友^[1]的一些计算结果来介绍磁场强度和体积分数对磁流体弹流润滑特性的影响。

1) 磁感应强度对最小膜厚的影响

图 5-4 表明, 当外界磁场加大后, 由于磁流体中磁性颗粒的磁力影响, 最小膜厚有所增加。在膜厚较小时增加得较快, 当膜厚大到一定程度后, 增加量趋于平缓。

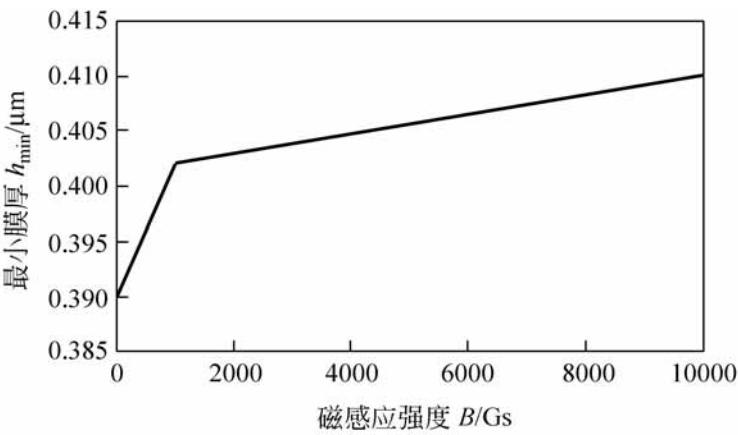


图 5-4 磁感应强度对最小油膜厚度的影响

2) 体积分数 对最小膜厚的影响

图 5-5 给出了体积分数对最小膜厚的影响曲线。

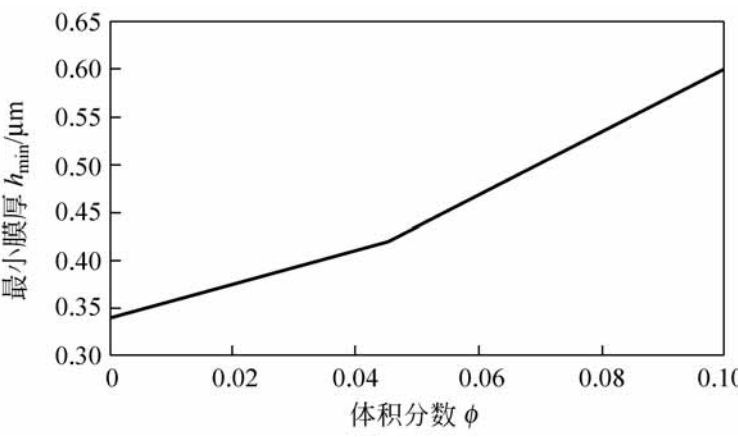


图 5-5 体积分数对最小油膜厚度的影响

从图中可以看出, 体积分数对最小膜厚的影响在一定范围内基本上是线性的。即磁流体的磁性颗粒的体积分数越大, 磁流体的成膜能力也越大。但是, 由于磁流体有一定的饱和度, 因此实际上体积分数不可能过大。

5 2 微极流体润滑

在润滑理论中最基本的假设就是润滑剂是均匀连续介质, 即不考虑其内部的微观结构。但是, 人们认识到在某些条件下, 例如对具有长链状分子聚合物的润滑剂或是带有固体颗粒的润滑剂等进行润滑分析, 这一假设不完全符合实际情况。这里讨论的一种子集流体称为微极流体 (micropolar fluids), 它是由具有单独质量和速度颗粒组成的群体结构。

微极流体模型忽略了微单元的变形, 保持颗粒的微运动, 因此, 仍然可以利用连续介质理论。但是, 由于考虑颗粒的长度, 因此在流体的运动分析中应加入流体颗粒的转动项, 这样, 采用微极流体模型的润滑剂, 具有显著的非牛顿流体的特性。

1982 年 Singh 和 Sinha^[2] 推导了微极流体三维问题的雷诺方程。本节以他们的推导为基础, 介绍微极流体润滑基本理论和一些计算结果。

5.2.1 微极流体的基本方程

1. 微极流体力学基本方程

微极流体润滑基本方程是在流体不可压缩的条件下推出的。在直角坐标系下, 微极流体三维定常流体力学方程的表达式为

$$\begin{aligned} & \frac{u}{x} + \frac{v}{y} + \frac{w}{z} = 0 \quad (5-12) \\ & \frac{1}{2}(2\mu + \gamma) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial^3}{\partial y^3} - \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \frac{\partial p}{\partial x} \\ & = u \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial y} + u \frac{\partial u}{\partial z} \\ & \frac{1}{2}(2\mu + \gamma) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial^3}{\partial z^3} - \frac{\partial^3}{\partial x^3} - \frac{\partial p}{\partial y} \\ & = v \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + v \frac{\partial v}{\partial z} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{2}(2\mu + \eta) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{\partial}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial z} p \\
= & \quad w \frac{\partial w}{\partial x} + w \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \\
& \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} - 2\omega_1 \\
= & \quad J \left(u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \right) \\
& \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} - 2\omega_2 \\
= & \quad J \left(u \frac{\partial^2}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2}{\partial y^2} + w \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \\
& \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} - 2\omega_3 \\
= & \quad J \left(u \frac{\partial^3}{\partial x^3} + v \frac{\partial^3}{\partial y^3} + w \frac{\partial^3}{\partial z^3} \right)
\end{aligned} \tag{5-13}$$

以上各式中: u, v, w 分别是微极流体在 x, y, z 方向上的流速; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ 分别是微极流体在 x, y, z 方向上的转动角速度; μ 是牛顿流体的粘度; η 是微极流体的旋转粘度; ρ 是密度; J 是微极流体的惯性系数; γ 是微极流体材料常数。方程(5-12)是流体质量连续方程, 由于流体是不可压缩的, 因此式中的密度 ρ 已约去。式(5-13)含有 3 个线动量方程和 3 个角动量守恒方程。由于微极流体分子具有一定的特征长度 l , 所以上面的方程除了包含 3 个平移的动量方程外, 还加入了 3 个转动的动量方程。

2. 微极流体润滑的雷诺方程

首先, 将上面的变量无量纲化:

$$X = x/a; \quad Y = y/b; \quad Z = z/h$$

$$\bar{u} = u/U; \quad \bar{v} = v/U; \quad \bar{w} = w/U$$

$$\bar{p} = p/hU; \quad P = \rho h^2/(\mu + \eta/2)Ua$$

$$\omega_1 = \omega'_1/a; \quad \omega_2 = \omega'_2/b; \quad \omega_3 = \omega'_3/a; \quad \omega_4 = \omega'_4/a$$

$$\bar{L} = h/h; \quad L = h/l; \quad l = (\eta/4\mu)^{1/2}; \quad N = [l/(2\mu + \eta)]^{1/2}$$

式中: a, b 是 x, y 方向的特征长度; h 是膜厚; h_0 最小膜厚; U 是固体表面的滑动速度; l 是微极流体的特征长度。上式中还有两个综合参数, L 是无量纲特征长度, N 是耦合系数。

根据推导雷诺方程时采用的假设,即层流、无体积力作用、膜厚与长宽方向相比很薄、界面无滑动、表面光滑且无孔隙等,再通过量纲分析可以得到

$$Re = 2 h U / (2 \mu + \alpha) n^{-1}; \quad Re = j U h / 4 \mu l^2 n^{-1}$$

$$\begin{aligned} \frac{u}{x} n^{-1} &= \frac{u}{z}; \quad \frac{v}{y} n^{-1} = \frac{v}{z} \\ w n^{-1} &= u; \quad w n^{-1} = v; \quad \theta_1 n^{-1} = 1; \quad \theta_2 n^{-1} = 1; \quad \theta_3 n^{-1} = 1 \\ O(1); \quad \theta_4 &= O(1) \end{aligned}$$

对式(5-13)中的这些量进行比较,略去小量,其无量纲形式可以简化为

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{Z}^2} - 2 N^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{Z}} - \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial \bar{X}} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{Z}^2} + 2 N^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{Z}} - \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial \bar{Y}} &= 0 \\ \frac{\partial P}{\partial \bar{Z}} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{Z}^2} - \frac{N^2 L^2}{2(1 - N^2)^2} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{Z}} - \frac{N^2 L^2}{(1 - N^2)^2} \bar{u} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{Z}^2} + \frac{N^2 L^2}{2(1 - N^2)^2} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{Z}} - \frac{N^2 L^2}{(1 - N^2)^2} \bar{u} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{Z}^2} - \frac{N^2 L^2}{(1 - N^2)^2} \bar{u} &= 0 \end{aligned} \tag{5-14}$$

从式(5-14)的第三式可知, $p = p(x, y)$ 。利用式(5-14)第六式和边界条件可得: $\theta_3 = 0$ 。将方程(5-14)还原成有量纲形式,把其中的第三式和第六式代入其他各式,可得:

$$\begin{aligned} \mu + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ \mu + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - 2 \theta_1 + \frac{\partial v}{\partial z} &= 0 \\ \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} - 2 \theta_2 + \frac{\partial u}{\partial z} &= 0 \end{aligned} \tag{5-15}$$

当给定边界条件后,就可以对具体的润滑问题推导出相应的流速表达式。一般润滑问题的流速具有下面的边界条件:

$$\begin{aligned} \text{当 } z = 0 \text{ 时} \quad u &= U_{11}, v = U_{12}, \theta_1 = 0, \theta_2 = 0 \\ \text{当 } z = h \text{ 时} \quad u &= U_{21}, v = U_{22}, \theta_1 = 0, \theta_2 = 0 \end{aligned}$$

可以验证: 方程(5-15)在上述速度边界条件下具有如下的解:

$$\begin{aligned}
 u &= \frac{1}{x} - \frac{p}{2} \frac{z^2}{y} + A_{11} z - \frac{2N^2}{m} [A_{21} \sinh(mz) + A_{31} \cosh(mz)] + A_{41} \\
 v &= \frac{1}{y} - \frac{p}{2} \frac{z^2}{x} + A_{12} z - \frac{2N^2}{m} [A_{22} \sinh(mz) + A_{32} \cosh(mz)] + A_{42} \\
 \frac{1}{z} &= -\frac{1}{2} - \frac{p}{z} + A_{12} - A_{22} \cosh(mz) + A_{32} \sinh(mz) \\
 \frac{2}{z} &= -\frac{1}{2} - \frac{p}{z} + A_{11} - A_{21} \cosh(mz) + A_{31} \sinh(mz) \quad (5-16)
 \end{aligned}$$

在式(5-16)中:

$$\begin{aligned}
 A_{1j} &= \frac{1}{A_5} (U_{2j} - U_{1j}) \sinh(mh) - \frac{h}{2} \frac{p}{x_j} h \sinh(mh) + \\
 &\quad \frac{2N^2}{m} (1 - \cosh(mh)) \\
 A_{2j} &= \frac{1}{A_5} (U_{2j} - U_{1j}) \frac{1 - \cosh(mh)}{2} - \frac{h}{2} \frac{p}{x_j} \times \\
 &\quad \frac{h}{2} (\cosh(mh) - 1) + h - \frac{2N^2}{m} \sinh(mh) \\
 A_{3j} &= \frac{A_{1j}}{2} \\
 A_{4j} &= U_{1j} + \frac{2N^2}{m} A_{3j} \\
 A_5 &= \frac{h}{\sinh(mh)} - \frac{2N^2}{mh} (\cosh(mh) - 1)
 \end{aligned}$$

这里, 下标 j 取 1 和 2, $x_1 = x$, $x_2 = y$, $m = N/l$, 而 $\mu_+ / 2$ 是微极流体的粘度。

通过对流速公式(5-16)的积分, 可以进一步得到流量表达式:

$$\begin{aligned}
 q_x &= \int_0^h u dz = \frac{h}{2} (U_{11} + U_{21}) - \frac{f(N, l, h)}{12} \frac{p}{x} \\
 q_y &= \int_0^h v dz = \frac{h}{2} (U_{12} + U_{22}) - \frac{f(N, l, h)}{12} \frac{p}{y} \quad (5-17)
 \end{aligned}$$

这里

$$f(N, l, h) = h^3 + 12l^2 h - 6Nlh^2 \coth \frac{Nh}{2l}$$

将式(5-17)代入流量连续方程(5-12), 最终得到求解微极流体的普遍雷诺方程为

$$\begin{aligned} &-\frac{1}{x} \frac{f(N, l, h)}{12} \frac{dp}{dx} + \frac{1}{y} \frac{f(N, l, h)}{12} \frac{dp}{dy} = \frac{1}{2} \frac{1}{x} [(U_{11} + U_{21}) h] + \\ &\frac{1}{2} \frac{1}{y} [(U_{12} + U_{22}) h] - U_{21} \frac{h}{x} - U_{22} \frac{h}{y} + V_h - V_0 \end{aligned} \tag{5-18}$$

可以看到,考虑微极流体润滑时,相当于对经典雷诺方程的粘度项加以修正。当微极流体的长度 l 趋于 0 ($L \rightarrow \infty$) 时,由于 $f(N, l, h) \propto h^3$, 且 $\mu \propto 1/L$, 因此方程(5-18)将还原成经典的雷诺方程。

另外需要指出,在 Singh 和 Sinha 的推导过程中,采用了流体不可压缩的假设,因此从严格意义上来说,式(5-18)只能用于不可压缩流体的润滑问题。虽然在式(5-18)中,流体的密度 ρ 是可以约去的,但是为了与经典雷诺方程加以比较,这里仍保留了密度 ρ 。

5.2.2 微极流体参数对润滑性能的影响

1. 对压力和载荷的影响

图 5-6 和图 5-7 给出偏心率 $\epsilon = 0.5$ 及不同长径比 B/D 下,径向滑动轴承的无量纲压力分布和载荷。令轴承间隙 c 与微极流体特征长度 l 的比值为无量纲特征长度 L , 这里取其平方 $L^2 = (c/l)^2 = 12$, 耦合系数的平方为 $N^2 = 1/3$ 。

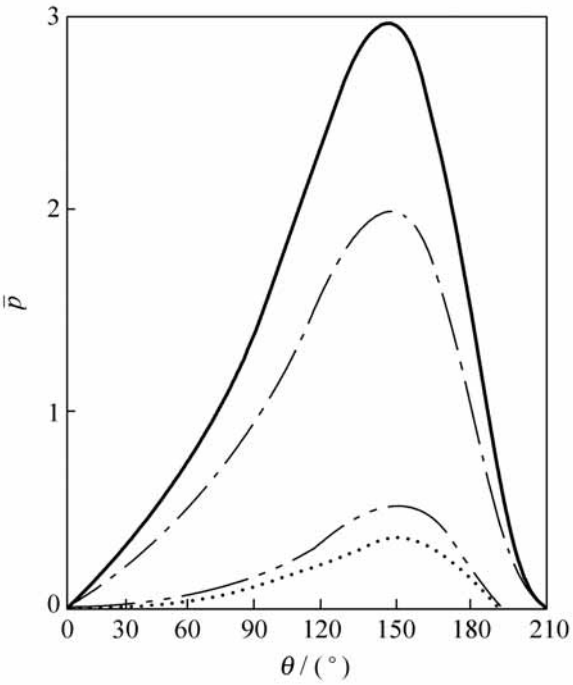


图 5-6 无量纲压力分布

$B/D = 1.0$: ——微极流体; - · - 牛顿流体
 $B/D = 1/10$: ----微极流体; ——牛顿流体

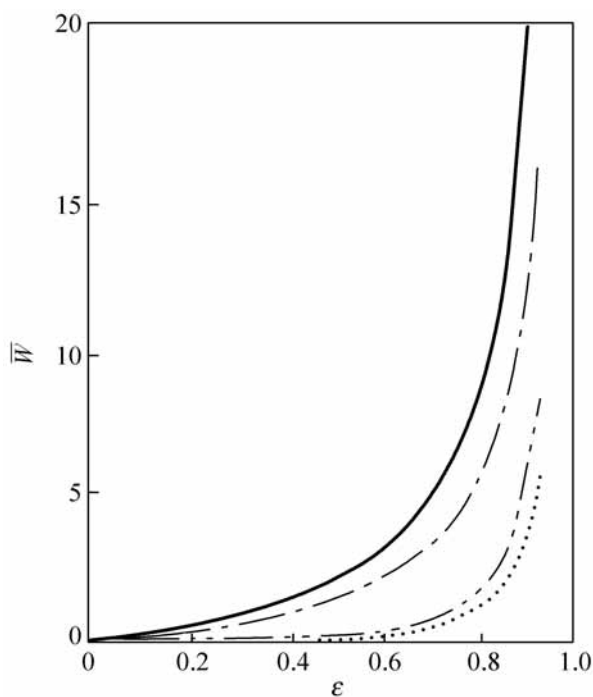


图 5-7 无量纲载荷 W

$B/D = 1.0$: ——微极流体; - - - - 牛顿流体
 $B/D = 1/10$: - · - · - 微极流体; ——牛顿流体

从图中可以看出：同样工况条件下，微极流体的流体压力和载荷都较牛顿流体润滑有一定增加。

2. 微极流体主要参数的影响

微极流体模型中有两个主要参数，即耦合系数 N 和特征长度 l 或无量纲特征长度 L 。下面根据径向滑动轴承的解对这两个参数的影响进行讨论。

图 5-8、图 5-9 和图 5-10 分别给出了无量纲载荷、无量纲摩擦力和摩擦系数随微极流体的无量纲特征长度 L 和耦合系数 N 的变化趋势。其中，耦合系数 N 作为参变量。

从图 5-8 可以看出：(1) 耦合系数越小无量纲载荷就越大，因此轴承的承载能力也就越大；(2) 无量纲特征长度 L 越小即微极流体的特征长度 l 越大，载荷越偏离牛顿流体润滑时的载荷，这说明微极流体的特征长度对润滑剂的非牛顿特性的影响很大。当轴承的间隙 c 接近微极流体的特征长度 l (即 $L = 1$) 时，承载力上升得很快。特别是耦合系数较小时，偏离牛顿流体的解更远。而当 L 很大即微极流体趋于理想流体，此时解也趋近牛顿流体的解。

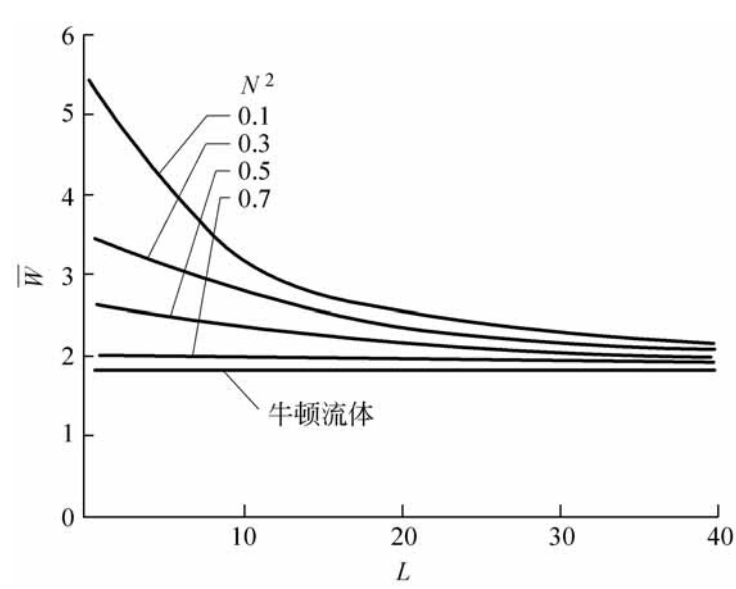


图 5-8 无量纲载荷随无量纲特征长度的变化

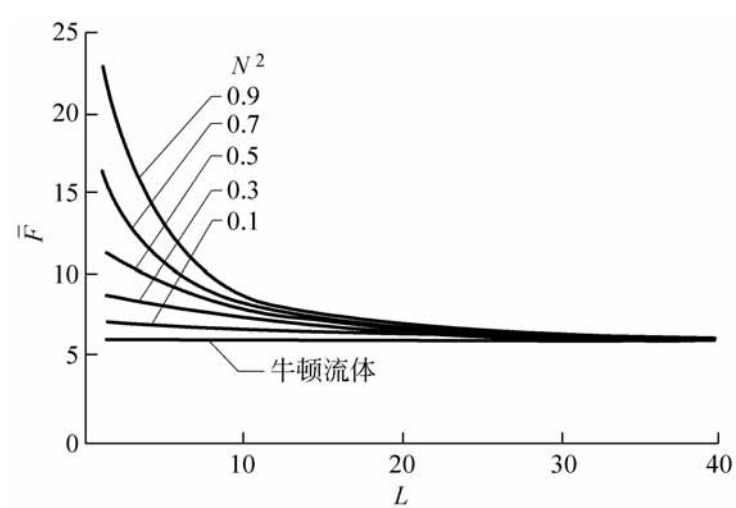


图 5-9 无量纲摩擦力随无量纲特征长度的变化

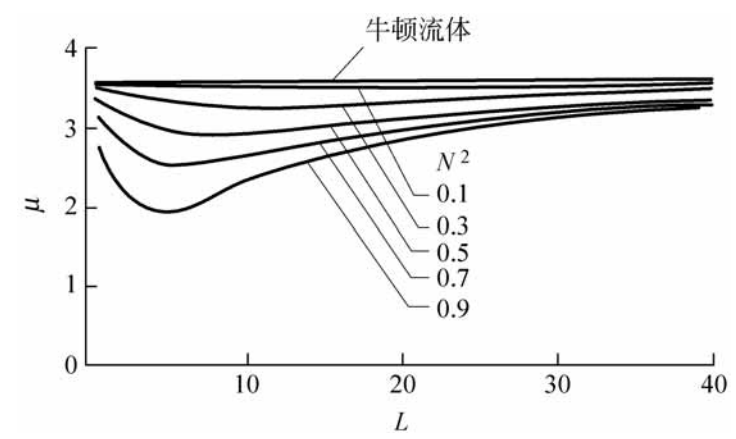


图 5-10 摩擦系数随无量纲特征长度的变化

图 5-9 给出的无量纲摩擦力随耦合系数减小和无量纲特征长度增加而趋于牛顿流体解。从图 5-10 给出的摩擦系数可以发现:微极流体的无量纲特征长度在 $1 \sim 10$ 之间,摩擦系数有一最小值。这是由于在此点之前载荷的增加比摩擦力增加要快,因此导致摩擦系数不断下降。当无量纲微极流体长度大于此点之后,摩擦力的增加比载荷增加要快,从而引起摩擦系数上升。但是,微极流体的摩擦系数始终小于牛顿流体的摩擦系数。并随着耦合系数 N 的减小不断趋于牛顿流体的摩擦系数。

5.3 液晶润滑

液晶态(liquid crystal)是介于固体和液体之间的物态,被认为是在物质通常具有的固、液、气等三态之外的所谓第四态。液晶态分子排列成一维或二维长程有序。液晶润滑剂的分子在垂直于表面的方向上表现固体特性,阻止表面间的直接接触,因而具有较强的承载能力。而在滑动剪切方向上,液晶表现为低粘度的液体,可有效地降低摩擦系数。

液晶的润滑行为不同于一般的牛顿流体,其摩擦系数与速度、粘度、载荷的关系不能组合成 Streibeck 曲线。与牛顿流体相比,在高载荷、低速度条件下,层状液晶可维持较低的摩擦系数。其摩擦系数几乎不随速度变化,且比牛顿流体的最小值还要小。在利用液晶润滑时,还要求它的摩擦学性能对环境具有稳定性(特别是对湿度)。一般来说极性化合物通常是不稳定的,而二烷基衍生物稳定性较好。

液晶润滑剂的结构对其摩擦学性能有很大的影响。一些向列和近晶液晶分子的结构可分为两部分:(1)烷基基团是液晶分子的柔性部分;(2)氰基、苯基基团是液晶分子的刚性部分。其类型有:CB 液晶(4,4'-烷基氨基联苯),ECB 液晶(4,4'-烷氧基氰基联苯)和 CPC 液晶(对烷基环己基氰基苯)。其中,CB 的刚性最低,CPC 的刚性最高。研究表明:CB 液晶的摩擦系数最小为 0.035,CPC 的最大为 0.045,ECB 居中为 0.04。可见,液晶分子的刚性部分的刚性越强,摩擦系数越低。

关于液晶分子在表面上的定向排列遵照著名的 FCK 规则:油品分子在高能量的表面平行排列,而在低能量的表面垂直于表面排列。一般情况下,液晶分子主要是平行于表面排列。当表面用活性剂进行处理后,使用液晶化合物可以获得更低的摩擦系数。这是由于表面活性剂的存在,诱导液晶分子垂直于表面排列,使得剪切发生在烷基链之间。

5 3 .1 液晶化合物分类

虽然在物理性质上,液晶表现为液体,但它却具有有序介质的性质。液晶可分为两类:溶致液晶和温致液晶。

1 . 溶致液晶(lyotropic liquid crystal)及其摩擦学性能

溶致液晶是一种特殊的溶液,在一定的浓度范围内表现晶体特性,其结构见图 5-11。

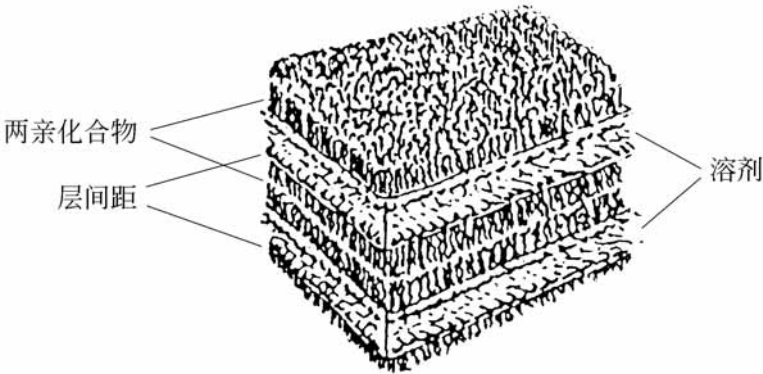


图 5-11 溶致液晶的结构

溶致液晶由长链分子和溶剂(一般为水)构成,其长链分子主要是皂类或清冷剂类化合物。非水溶剂溶致液晶可作为润滑剂使用。它的优点有:具有低剪切强度的层状结构,在与层状结构垂直的方向具有类似固体结构的刚性和承载能力,对疏水和亲水添加剂具有兼容性。其缺点是晶状结构的温度适应范围窄和流动不稳定性。

为了利用溶致液晶进行有效的润滑,可以通过液晶结构的分子设计改善其温度适应范围。例如,在三乙醇胶长链酸脂液晶体系中,使用烷基磺酸可使其热稳定性大幅度增强;采用丙三醇溶剂可使其无向性转换温度成倍提高。

对溶致液晶进行化学修饰可以改善其结构稳定性。在液晶结构的极性端引入聚合物,可以增强刚性和抗波动稳定性。在烷链甲基间引入长链烃,可以增强抗剪切稳定性,使大部分的剪切能量可以就地耗散,不至于扰乱液晶的有序结构。通过化学修饰方法还可以使液晶在边界润滑条件下具有更低的摩擦系数和较高的承载能力。例如在三乙醇胺烷基苯磺酸酯液晶体系中,引入苯乙烯聚合物和十六碳烯聚合物,可使其球盘摩擦试验的摩擦系数由 0 .06 ~ 0 .08 降至 0 .03 ~ 0 .04,而承载能力提高 5 倍。

由于溶致液晶合成方便,价格较为低廉,因此是一种有广泛应用前景的合成润滑剂,特别是作为金属加工润滑液。

2 . 温致液晶(thermotropic liquid crystal)及其摩擦学性能

温致液晶为无向性固体。与溶致液晶相比,温致液晶在摩擦学中的研究和应用更为广泛,其结构见图 5-12。

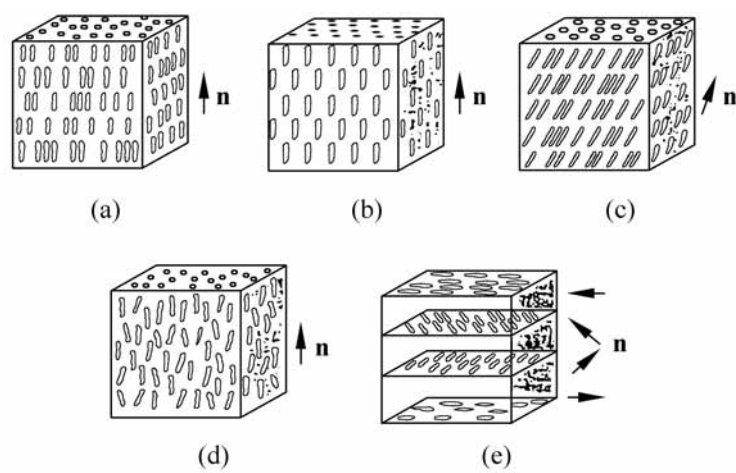


图 5-12 温致液晶的分类与结构

(a) 近晶型 A; (b) 近晶型 B; (c) 近晶型 C; (d) 向列型; (e) 胆甾型

温致液晶在一定的温度范围内表现出晶体特性,具有以下几种不同的结构:

- (1) 近晶结构,其微结构在层内定向;
- (2) 向列结构,其微结构在一个方向上定向;
- (3) 胆甾体结构,其微结构沿螺旋定向。

对一系列温致液晶化合物或其共熔混合物在室温下的摩擦学性能进行考察发现,绝大多数液晶化合物都具有较低的摩擦系数。

温度是影响液晶润滑性能的重要因素,如图 5-13,图中 MS20 为航空润滑油。在无向性转变温度 T_{IN} 之前液晶可以进行有效的润滑,摩擦系数不随温度变化。但超过 T_{IN} 之后,液晶分子定向结构受到扰乱,其润滑性能逐渐降低。在超过 $T_{IN} + 20$ 之后,液晶仍具有一定的减摩作用,这可能是摩擦剪切作用诱导液晶分子局部有序排列所致。而通常润滑油没有这种转变的特性。另外,研究还表明:当液晶 MBBA 的膜厚小于 100nm 时,就观察不到液晶无向性结构转变,这可能是表面能对液晶膜的有序结构具有限定作用。通过不同液晶化合物的混合得到低共熔点混合物,可以拓宽其液晶态温度范围。

液晶化合物的定向结构可受到外界场如电场、磁场等的影响,进而改变

其摩擦学性。如在外界直流或交流电场的作用下,液晶摩擦系数的降低可达 25%。但这种降低作用受到无向性转化温度 T_{IN} 的影响。当超过 T_{IN} 之后,虽然温度对液晶本身的摩擦系数无显著影响,但电场对摩擦系数的降低效果却有削弱。

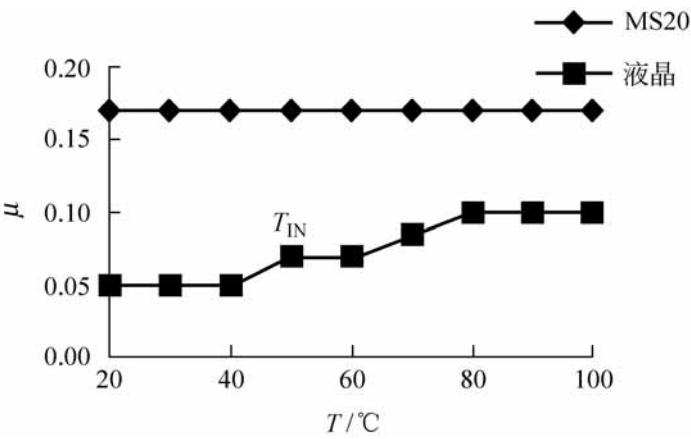


图 5-13 液晶摩擦系数与温度的关系

由于液晶的这种电场效应是主动的和可逆的,因此它在摩擦传动和控制中有一定应用前景。

5.3.2 液晶润滑的变形分析

由于液晶具有层状结构,因此它的润滑分析方法也与通常油润滑不同,迄今液晶润滑理论还不很完善。这里以 Rhim 等人提出的液晶润滑数值模型对液晶润滑的变形分析作简要介绍。讨论只限于液晶分子排列方向与层面法向同向的近晶形(图 5-12(a))的情况。

如图 5-14 所示,进入楔形间隙之前液晶层与层之间相互平行。当进入楔形区后,液晶层面依然与两表面保持平行,因而小端的液晶必然受到了挤压,同时大端则会发生分离。设楔形角为 2α ,楔形块的长度为 B ,大端膜厚为 $2H$,小端膜厚为 $2h$, a 为液晶层间的平均厚度, b 是 Burgers 矢量的值(即液晶的原子间距)。则边界上的位错 $L = b/a$ 。

图 5-15 是 Rhim 等人^[4]提出的液晶流变模型。将液晶层理想化视为多孔的平面,液晶层之间由弹簧连接。液晶可以像牛顿流体一样平行于这些平面流动。在膜厚方向上,液晶的流动如同渗透一样会受到多孔介质的阻力,该阻力大小正比于压力梯度。在等温、不可压缩条件下,不考虑体积力时,液晶层与层之间的弹性变形可以仅用一个位移分量 $w(x, y, z)$ 来描述。 w 是液晶层局部的位移,它服从下面的偏微分方程:

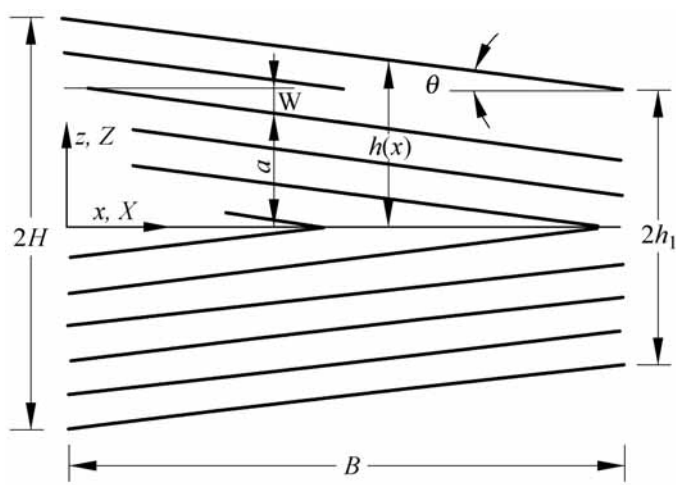


图 5-14 液晶润滑原理示意图

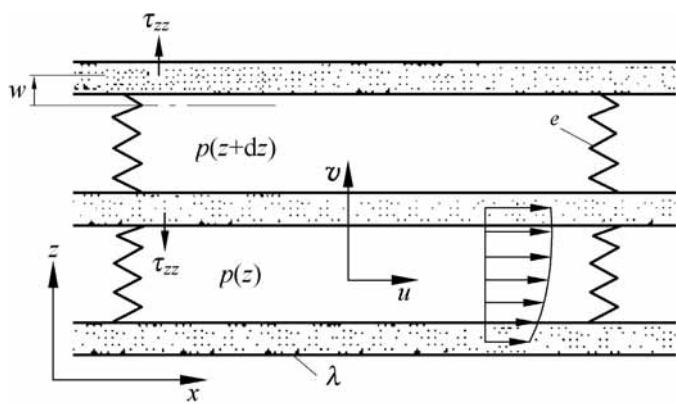


图 5-15 液晶流变模型

$$e \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} - k \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial z^4} = 0 \tag{5-19}$$

这里, z 是垂直于液晶层面的局部坐标轴, x 和 y 都是沿层面的局部坐标轴, 且相互垂直; e 和 k 是液晶的材料系数。 e 具有应力的量纲, k 具有力的量纲, 它们分别是层间压缩弹性模量和分离模量。

为简便起见, 下面只讨论无限长滑块构成的二维问题。 将坐标和位移无量纲化, 即

$$X = x/B; \quad Z = z/H; \quad W = w/H$$

其中, B 是滑块的长度, H 是大端膜厚的二分之一。

方程(5-19)可以写成

$$\frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} - \frac{\partial^4 W}{\partial X^4} = 0 \tag{5-20}$$

这里, λ 是液晶渗透系数, 具有长度单位, $\lambda^2 = kH^2/eB^2$ 。

对于只有一个孤立的边界位错的液晶,描述局部变形 W 的式(5-20)有下面的解:

$$W_i = - \frac{a(Z - Z_0)}{4 \sqrt{Z - Z_0}} \operatorname{erf} \frac{X - X_0}{4 \sqrt{Z - Z_0}} + \operatorname{erf} \frac{X_0}{4 \sqrt{Z - Z_0}} \quad (5-21)$$

这里, X_0 和 Z_0 分别是 X 和 Z 轴的边界值, a 是液晶层的平均厚度, erf 是误差函数。

当液晶内部有多个位错,只要它们相距的足够远,则液晶层位移的解是每一个单独位错解的叠加。对于如图 5-14 所讨论的液晶被限制在薄的楔形区内的刚性边界内,液晶层的变形可以从式(5-21)给出具有下面的形式:

$$W = \sum_{i=1}^n [W_i(X, Z, X_{0i}, Z_{0i}) + W(X, Z)] \quad (5-22)$$

其中假设液晶层平行于楔形表面,相应的边界条件如以下各式:

$$\begin{aligned} W[X, -h(X)] &= 1 - h(X) - \sum_{i=1}^n W_i[X, -h(X)] \\ W[X, h(X)] &= -1 + h(X) - \sum_{i=1}^n W_i[X, h(X)] \\ W(0, Z) &= 0 \\ \frac{\partial W(0, Z)}{\partial X} &= 0 \\ W(1, Z) &= -(1 - h) \operatorname{sign}(Z) - \sum_{i=1}^n W_i(1, Z) \\ \frac{\partial W(1, Z)}{\partial X} &= 0 \end{aligned}$$

其中, sign 为符号函数,即 $Z \geq 0$ 取正号, $Z < 0$ 取负号。

事实上,在这些边界条件下,方程(5-20)无法直接得到如式(5-21)的解析解,因此,必须采用数值法对 $W(X, Z)$ 进行求解。通常的方法可以是有限元或有限差分方法,将节点处的变形作为未知量代入方程(5-20),再根据上述边界条件求解。例如,

$$W(X, Z) = N_i(\xi, \eta) W_i$$

其中, $N_i(\xi, \eta)$ 是有限元中已知的形函数, W_i 是节点变形未知量。

下面介绍 Rhim 等人给出的有限元法分析结果。计算所取的参数是： $B=0.01\text{ m}$ ， $h=10^{-4}\text{ m}$ ， $k=10^{-1}\text{ N}$ ， $e=10^7\text{ Pa}$ ， $\gamma^2=hH^2/eB^4=10^{-18}$ 。

图 5-16 说明没有位错时的液晶层在经过楔形区时的位移和形状，层面经位移变成了扭转的四边形。为了适应楔形区域膜厚逐渐减少的限制，液晶层如同固体弹簧逐渐被压薄。显然，在压缩量大于一层的厚度时这种变形情况是不可能发生的。

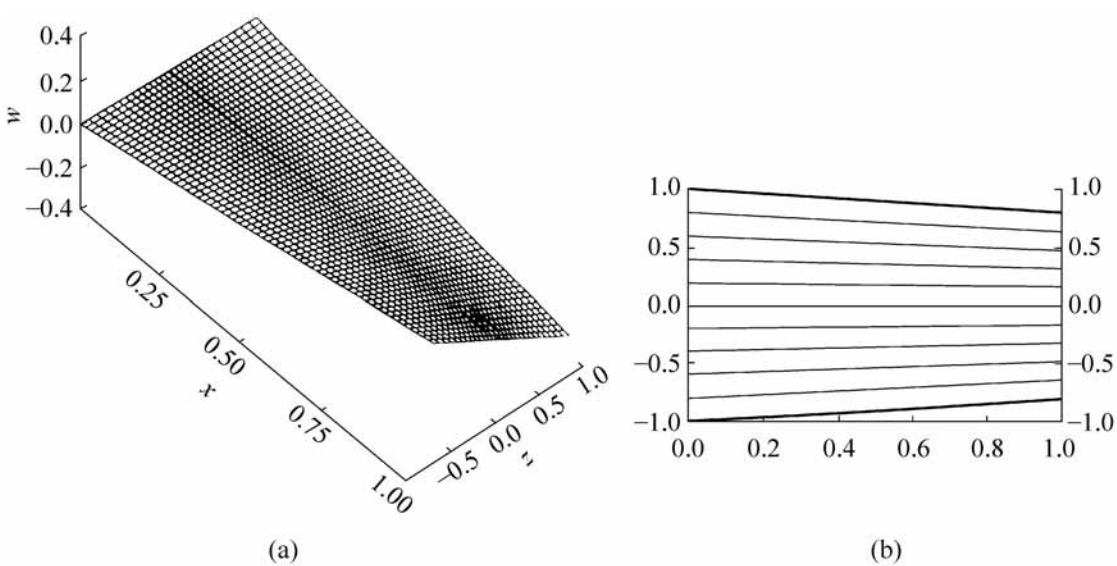


图 5-16 没有位错的液晶层 W 分布 ($h_1=0.8$)
(a) 液晶层位移; (b) 侧面形状

图 5-17 的三个子图分别给出了典型的液晶位移、节点位移和侧面形状。它表示 $h=0.8$ ，边界发生位错 $L=b$ $a=0.1$ 时的情况。从数学上方程(5-20)存在有奇异点，这可以在图 5-17 上清楚地看出。在接近固体表面处，液晶基本上与表面平行，保持一个恒定的膜厚。但是，在中心附近的位错处会发生突变，而不是逐渐变化的情况(见图 5-17(a))。从节点位移(图 5-17(b))上可以看到许多小的皱纹，它造成的液晶层的扭转方式与图 5-16 不同。

图 5-18 给出小 Burgers 矢量值时有位错的位移 W 。它与图 5-17 不同是液晶的 Burgers 矢量值很小或液晶层与层之间的距离较大，即 $L=b$ $a=0.02$ 。从图 5-18 中可以看到：在最小膜厚为 $h=0.8$ 和有 20 个边界上位错单位时的位移情况。除了在位错附近可以看到微小的皱纹外，在其他远离位错区的地方几乎看不到皱纹，这主要是由于 Burgers 矢量的数值很小的缘故。另外，中心区突变的幅度也有所减少。

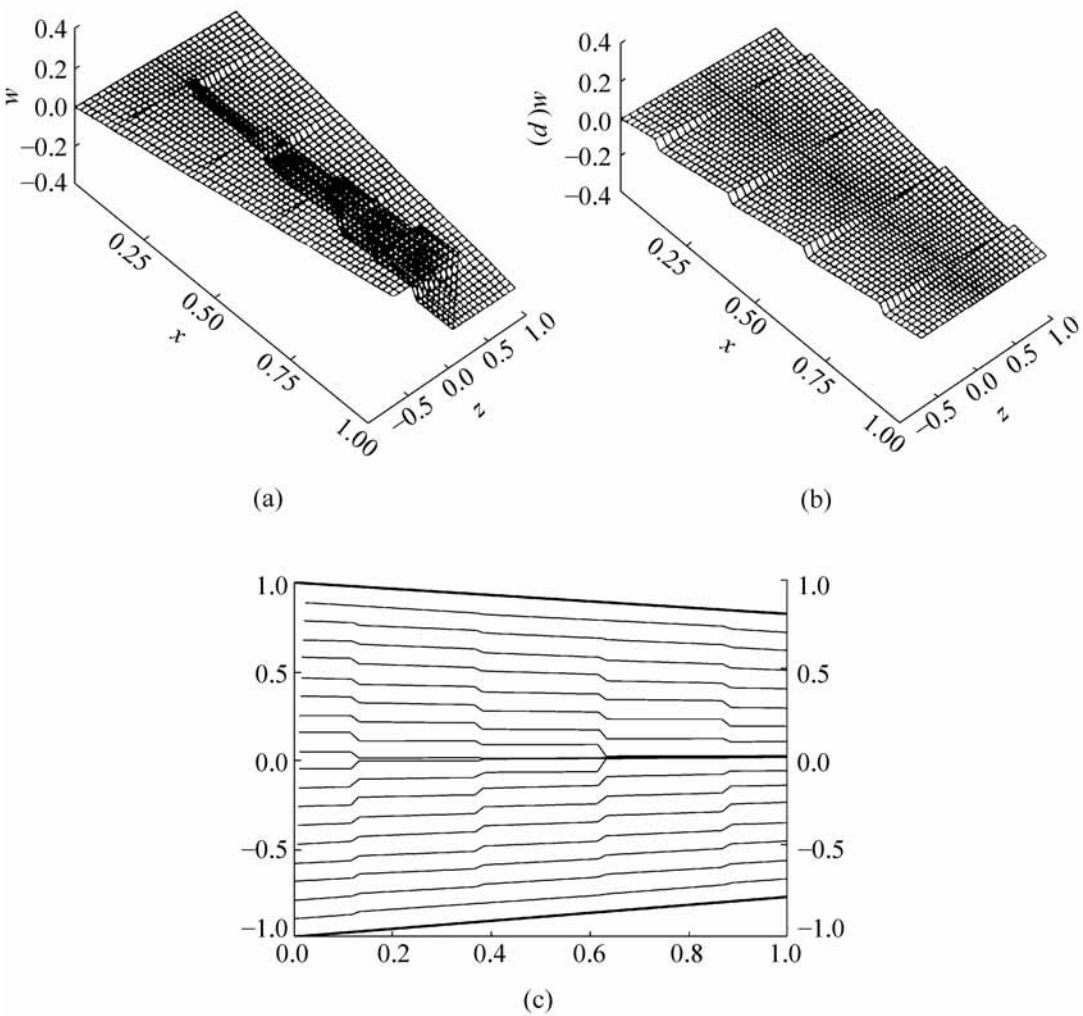


图 5-17 有位错的液晶层 W 分布 ($h_1 = 0.8, L = 0.1$)
(a) 总位移; (b) 节点位移; (c) 侧面形状

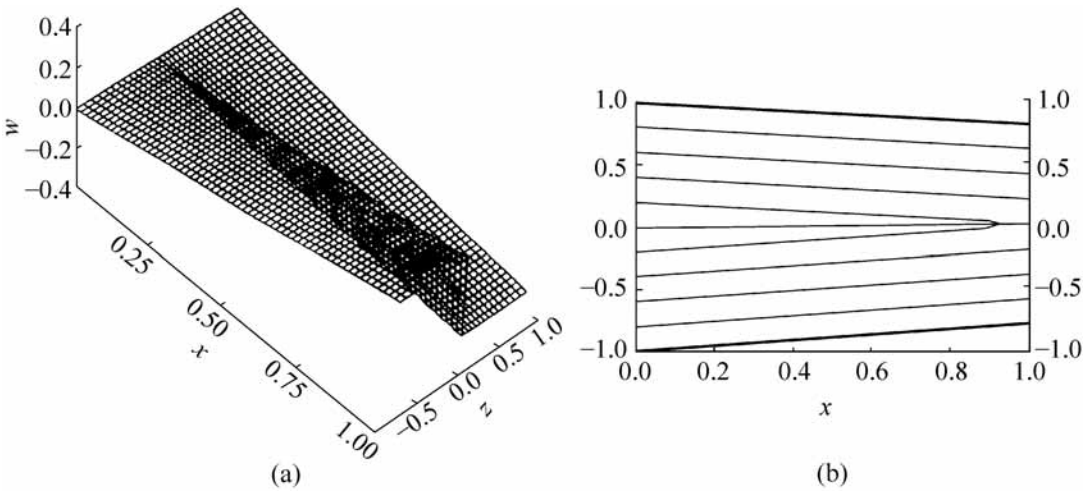


图 5-18 有位错的液晶层 W 分布 ($h_1 = 0.8, L = 0.02$)

5.3.3 液晶润滑添加剂的摩擦机理

温致液晶化合物价格比较贵,使用温致液晶作为单纯的润滑剂无疑会受到价格因素的制约。但它们作为润滑油添加剂应用前景广阔,因为人们所关心的仅仅是边界层的润滑。以传统的润滑油为基础油加入液晶化合物可以改善其润滑效果,已研究过的基础油有凡士林、矿物油、硅油、酯类油和人造关节滑液等。此外,也有专利报道使用胆甾醇己酸酯来改善 MS20 航空油的润滑。液晶添加剂 4,4'-戊基氰基联苯(K15)在聚乙二醇酯中的减摩效果优于纯液晶化合物。而且,使用液晶作润滑添加剂,还可以克服纯液晶在稳定性和温度适应性方面的不足。

1. 4-正戊基-4'-氰基联苯的摩擦机理

姚俊兵等人^[5]对 4-正戊基-4'-氰基联苯(5CB)在不同基础液中的摩擦性能的研究指出,5CB 在正十六烷中表现良好的减摩擦性。而单纯的 5CB 对戊四醇酯不显示减摩作用,但加入平行取向诱导剂癸二酯后,经过摩擦诱导期,可使戊四醇酯的摩擦系数大幅度降低。

4-正戊基-4'-氰基联苯在润滑油中的浓度一般较低,因此它在边界层只能形成很薄的润滑膜。由于表面力场的作用,这层薄膜可以保持向列态的有序结构。在摩擦条件下,这种结构更易形成。在所形成的膜结构中,液晶分子的长轴方向沿着平行于摩擦方向排列。该种膜结构的示意图见图 5-19。

在边界层形成的 4-正戊基-4'-氰基联苯液晶态薄膜,在载荷方向表现刚性,从而有助于提高润滑油的极压性和抗磨能力。而在剪切方向则表现低粘度液体特性,易于剪切,从而提高油品的减摩性能。

2. 胆甾烯基油烯基碳酸酯的摩擦机理

胆甾烯基油烯基碳酸酯在基础油中形成了一层螺旋态的有序结构的薄膜,如图 5-20 所示。在薄膜的结构中,大多数液晶分子的长轴方向沿着摩擦方向排列,因此,在载荷方向显示出一定的刚度,在剪切方向表现出低粘度,添加剂在基础油中可改善油品的减摩性能。

液晶添加剂另一个应用前景是提高人造关节滑液的性能。在试验室条件下,使用液晶添加剂可以模拟出人类关节滑液的摩擦学特性。采用色谱技术对关节滑液组分分析表明,在人类关节滑液中含有大量的胆甾醇酯类化合物。

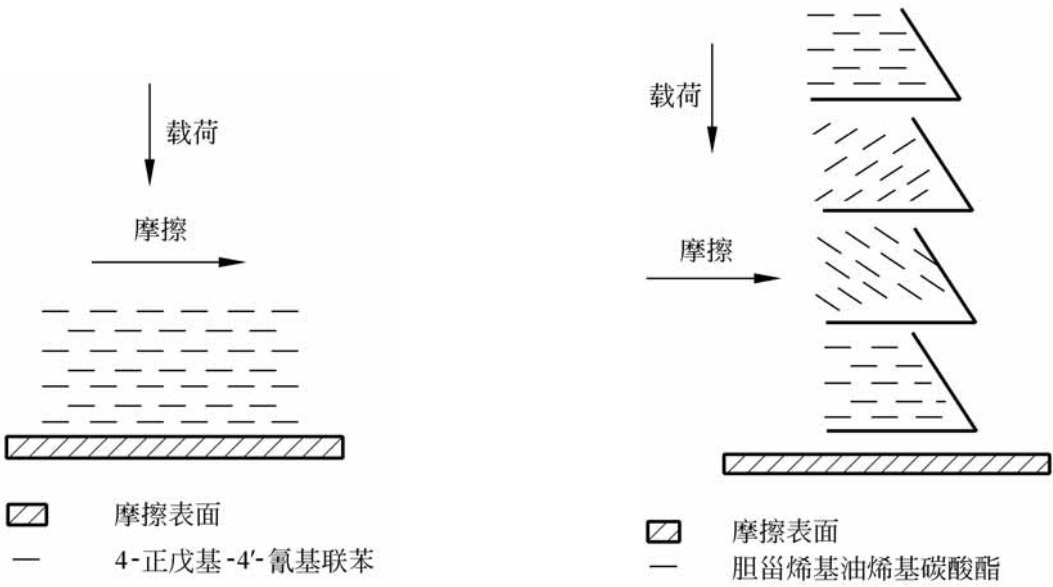


图 5-19 4-正戊基-4'-氰基联苯膜结构 图 5-20 胆甾烯基油烯基碳酸酯膜结构

5.4 陶瓷水润滑薄膜中的双电层效应

由于陶瓷具有比钢还要高的硬度、化学惰性和高温稳定性,陶瓷通常在水润滑条件下作为摩擦副材料,如滑动轴承或机械密封装置。Tomizawa 和 Fisher 发现:Si₃N₄ 陶瓷在水润滑条件下,其自身相互摩擦的摩擦系数小于 0.002,并认为形成的流体动压润滑膜厚度为 70nm。随后实验还发现, SiC 也同样有小于 0.01 的低摩擦系数。上述含硅陶瓷水润滑的低摩擦系数通常认为由于在硅和水之间发生的摩擦化学反应而形成光滑表面,并使非常薄的流体动压润滑水膜成为可能。但是,也有的实验证明, Al₂O₃ 陶瓷也具有低于 0.002 的摩擦系数。

进一步研究表明,陶瓷表面水膜中的双电层效应起着重要的润滑作用。这里着重介绍陶瓷表面上水膜的流变特性及其与传统润滑理论的差异。

在固体表面上,由于非常薄的水膜存在的双电层引起的电粘度,将明显改变原来的粘度。Macauley 测量出存在于平行玻璃板间只有 0.25nm ~ 0.1μm 距离的水的粘度值为 0.011Pa·s,而在粗管中水的粘度则为 0.001Pa·s。通过测量估计在表面吸附的水膜的粘度是普通大量水的 5~10 倍。对于非常薄的水膜粘度增加的机理, Elton 认为离子液体在固体表面形成界面双电层引起电粘度增加所致,并提出了一个理论模型,他的理论预测与实验结果趋势一致。Zhang 和 Umehara^[7] 对双电层流体动压润滑的雷诺方程做了推导、计算和实验,这里主要以他们的工作为基础,介

绍这方面的研究进展。

5.4.1 双电层流体动压润滑理论

1. 双电层结构

双电层发生在离子流体与固体接触的界面上。图 5-21 给出了双电层结构的示意图。双电层由 Stern 层和扩散层组成。Stern 层是水与固体表面的吸附层,并具有电势 ψ_δ 。流体的宏观运动被认为是发生在 Stern 层与扩散层相交的一个或几个分子的平面上,这一平面称作滑移平面。在滑移平面上的电势称为 ζ 电势,它可以根据水和陶瓷的特性从理论上确定。

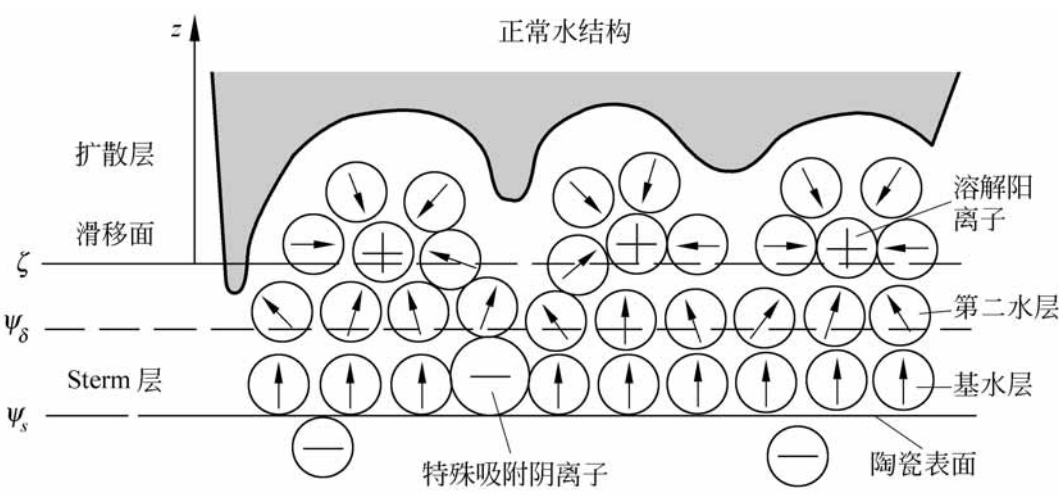


图 5-21 双电层结构示意图

2. 考虑双电层的流体动压润滑理论

图 5-22 给出了双电层流体动压润滑模型。设双电层存在于两固体表面。下表面 $z = 0$ 沿 x 方向以速度 U 运动,上表面静止。双电层电势沿 z 方向分布按下式计算

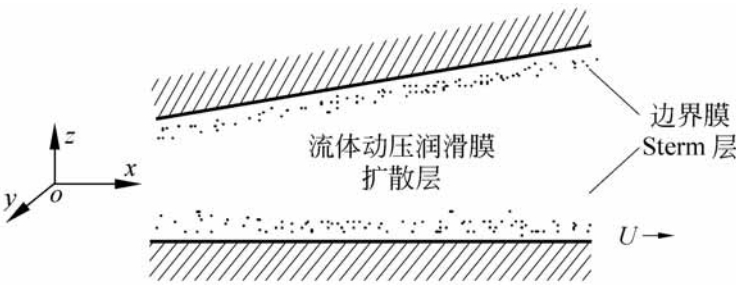


图 5-22 考虑双电层的流体动压润滑模型

$$\begin{aligned} &= \exp(-\frac{z}{\lambda_D}) \quad 0 < z < \frac{h}{2} \\ &\exp[-\frac{(h-z)}{\lambda_D}] \quad \frac{h}{2} < z < h \end{aligned} \tag{5-23}$$

这里, h 是润滑膜厚; λ_D 是 Debye 双电层厚度; ψ_0 是滑移面上电势。

在经典润滑理论中,只考虑粘性力和压力作用。但是,对双电层流体润滑问题必须考虑电场力。作用在微元体上的沿 x 和 y 方向的粘性力为

$$\begin{aligned} dF_x &= -\frac{\eta}{z} \frac{\partial u_x}{\partial z} dx dy dz \\ dF_y &= -\frac{\eta}{z} \frac{\partial u_y}{\partial z} dx dy dz \end{aligned} \tag{5-24}$$

根据牛顿粘性定律,有

$$\begin{aligned} \tau_{zx} &= -\eta \frac{\partial u_x}{\partial z} \\ \tau_{zy} &= -\eta \frac{\partial u_y}{\partial z} \end{aligned}$$

这里, u_x 和 u_y 是流体沿 x 和 y 方向的速度; η 是流体的粘度。

将上式代入式(5-24),有

$$\begin{aligned} dF_x &= -\frac{\eta}{z} \frac{\partial u_x}{\partial z} dx dy dz \\ dF_y &= -\frac{\eta}{z} \frac{\partial u_y}{\partial z} dx dy dz \end{aligned} \tag{5-25}$$

经 dx 和 dy 沿 x 和 y 方向的压力差 dP_x 和 dP_y 按下式表示

$$\begin{aligned} dP_x &= -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz \\ dP_y &= -\frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz \end{aligned} \tag{5-26}$$

沿 x 和 y 方向的电场力 dR_x 和 dR_y 由下式给出

$$\begin{aligned} dR_x &= E_x dx dy dz \\ dR_y &= E_y dx dy dz \end{aligned} \tag{5-27}$$

这里 E_x 和 E_y 分别是由沿 x 和 y 方向的在双电层内部的流体流动而产生的流动电势; ρ 是电荷密度。流动电势 E_x 和 E_y 与压力的关系由 Helmholtz-Smoluchowski 公式给出

$$\begin{aligned} E_x &= -\frac{1}{4\epsilon_0\epsilon_a} \frac{\partial p}{\partial x} \\ E_y &= -\frac{1}{4\epsilon_0\epsilon_a} \frac{\partial p}{\partial y} \end{aligned} \tag{5-28}$$

这里, η_a 是流体的表观粘度; σ 是导电率; ϵ 是介电系数。

方程(5-28)是在毛细管的假设下导出的, 由于毛细管的直径远大于双电层的厚度, 所以原公式中的宏观粘度在考虑双电层时用表观粘度 η_a 。对微元体的力平衡条件为

$$\begin{aligned} dF_x + dP_x + dR_x &= 0 \\ dF_y + dP_y + dR_y &= 0 \end{aligned} \quad (5-29)$$

将式(5-25)、式(5-26)、式(5-27)代入式(5-29), 则得

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} - \frac{\partial p}{\partial x} + E_x &= 0 \\ \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} - \frac{\partial p}{\partial y} + E_y &= 0 \end{aligned} \quad (5-30)$$

在双电层内的电势 ψ 由下面的方程表述

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = -\frac{4\pi}{\epsilon} \quad (5-31)$$

将式(5-31)代入式(5-30), 考虑到双电层 x 和 y 方向的尺寸远大于 z 方向, 即有 $\frac{\partial^2}{\partial x^2} \approx 0$ 和 $\frac{\partial^2}{\partial y^2} \approx 0$, 经简化, 可得

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{E_x}{4} \frac{\partial^2}{\partial z^2} &= 0 \\ \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} - \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{E_y}{4} \frac{\partial^2}{\partial z^2} &= 0 \end{aligned} \quad (5-32)$$

假设沿膜厚方向的压力是常数, 将方程(5-32)对 z 积分两次, 我们得

$$u_x - \frac{E_x}{4} z^2 = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} z^2 + Az + B \quad (5-33)$$

这里 A 和 B 是积分常数, 由下面的边界条件确定

$$u_x = 0 \quad \text{在 } z = 0 \text{ 和 } z = h \text{ 处}$$

将边界条件代入方程(5-33), 我们得到下面的关于 A 和 B 的表达式

$$\begin{aligned} A &= -\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \\ B &= -\frac{E_x}{4} \end{aligned}$$

作为一个解, 将上面的 A 和 B 表达式代入方程(5-33), 它成为

$$u_x = \frac{z^2}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{hz}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{E_x}{4} \left(\frac{z^2}{2} - \frac{h^2}{2} \right) - \left(1 - \frac{z}{h} \right) U \quad (5-34)$$

按同样的方法,在 y 方向上有

$$u_y = \frac{z^2}{2} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{hz}{2} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{E_y}{4} \left(1 - e^{-x/h^2} \right) \quad (5-35)$$

在方程(5-35)推导中,采用了下面的边界条件

$$\begin{aligned} \text{当 } z = 0 \text{ 时 } \quad u_x &= -U; \\ \text{当 } z = h \text{ 时 } \quad u_x &= 0; \end{aligned}$$

沿膜厚 x 方向的流量为

$$Q_x = \int_0^h u_x dz$$

将方程(5-34)代入上式,得到

$$Q_x = \frac{1}{x} - \frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{E_x}{4} h - \frac{2}{x} (1 - e^{-x/h^2}) - \frac{hU}{2} \quad (5-36)$$

我们同样可以得到沿 y 方向流量,为

$$Q_y = \frac{1}{y} - \frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{E_y}{4} h - \frac{2}{x} (1 - e^{-x/h^2}) \quad (5-37)$$

在流体不可压缩的假设下,质量守恒定律按下面的方程给出

$$\frac{Q_x}{x} + \frac{Q_y}{y} = 0$$

将方程(5-36)和方程(5-37)代入上式有

$$\begin{aligned} -\frac{1}{x^2} - \frac{h^3}{12} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{1}{y^2} - \frac{h^3}{12} \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} &= -\frac{U}{2} \frac{h}{y} - \frac{1}{x} \frac{E_x}{4} h - \frac{2}{x^2} (1 - e^{-x/h^2}) \\ &\quad - \frac{1}{y} \frac{E_y}{4} h - \frac{2}{x} (1 - e^{-x/h^2}) \end{aligned} \quad (5-38)$$

将方程(5-28)中的 E_x 和 E_y 代入式(5-38),并整理成雷诺方程的形式,为

$$-\frac{1}{x^2} - \frac{h^3}{12} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{1}{y^2} - \frac{h^3}{12} \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = -\frac{U}{2} \frac{h}{x} \quad (5-39)$$

式中的表观粘度 μ_a 由下式给出

$$\mu_a = \mu + \frac{3 \eta^2 h - \frac{2}{x} (1 - e^{-x/h^2})}{4 \eta^2 h^3} \quad (5-40)$$

方程(5-39)就是考虑双电层效应的雷诺方程。表观粘度表达式(5-40)表明:因双电层的存在,实际粘度 μ_a 的增加量与 ψ 电势的平方成正比,与 h 的三次方成反比。也就是说,双电层对膜厚很薄的流体动压润滑过程会有显著的影响。此外, ψ 电势将增加流体动压润滑膜的承载能力。这一结论对于我们选择薄膜润滑状态下的表面材料和润滑剂具有指导作用。

5.4.2 双电层效应对润滑性能的影响

这里通过对如图 5-22 所示滑块问题来介绍陶瓷材料在非常薄的水膜润滑下双电层对最小膜厚和摩擦系数的影响。

1. 压力分布

对无限长平面轴承, y 方向的压力变化可以略去, 因此方程 (5-39) 可简化成:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right) = - \frac{U}{2} \frac{dh}{dx}$$

将上式的两端对 x 积分, 有

$$\frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} = - \frac{U}{2} (h - h_0)$$

这里 h_0 是积分常数, 可以通过边界条件确定。

将式 (5-40) 代入上式, 得

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{6U(h - h_0)}{h^3} + \frac{3 \frac{1}{2} \frac{1}{2} h - \frac{2}{x} (1 - e^{-xh^2})}{4 \frac{1}{2} h^3} \quad (5-41)$$

为了简化计算, 假设膜厚 h 远大于 Debye 双电层膜厚, 即 $xh \gg 1$ 。在这一假设下, 方程 (5-41) 可简化成

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{6U(h - h_0)}{h^3} + \frac{3 \frac{1}{2} \frac{1}{2}}{4 \frac{1}{2} h^3}$$

上式对 x 积分, 得到无限长滑块压力分布

$$p = \frac{6U}{h} - \frac{1}{H_0} - \frac{h_0}{2} \frac{1}{h^2} - \frac{1}{H_0^2} + \frac{3 \frac{1}{2} \frac{1}{2}}{4 \frac{1}{2}} \times \left(\frac{1}{3h^3} - \frac{1}{3H_0^3} - \frac{h_0}{4} \frac{1}{h^4} - \frac{1}{H_0^4} \right) \quad (5-42)$$

这里, H_1 和 H_0 分别是滑块出口和入口的膜厚值, α 是滑块表面的倾角, 它等于

$$\alpha = \frac{H_1 - H_0}{B}$$

在方程 (5-42) 中, 采用了下面的边界条件:

$$p|_{h=H_0} = 0$$

$$p|_{h=H_1} = 0$$

求得的积分常数 h_0 由下式给出:

$$h_0 = \frac{\frac{1}{H_1} - \frac{1}{H_0} + \frac{3}{4} \frac{1}{H_1^3} - \frac{1}{H_0^3}}{\frac{1}{2} \frac{1}{H_1^2} - \frac{1}{H_0^2} + \frac{3}{16} \frac{1}{H_1^4} - \frac{1}{H_0^4}} \quad (5-43)$$

将方程(5-42)重新写成无量纲压力形式, 我们有

$$p^* = H_0 \left[\frac{1}{h} - \frac{1}{H_0} - \frac{h_0}{2} \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{H_0^2} \right) + \frac{3}{4} \left(\frac{1}{h^3} - \frac{1}{H_0^3} \right) - \frac{h_0}{4} \left(\frac{1}{h^4} - \frac{1}{H_0^4} \right) \right] \quad (5-44)$$

这里无量纲压力 p^* 定义如下:

$$p^* = p \frac{H_0}{6U} \quad (5-45)$$

2. 载荷

单位长度上的载荷 W 可以通过对轴承宽度 B 的积分得到, 即

$$W = \int_0^B p dx = \frac{1}{H_0} \int_{H_0}^{H_1} p dh = \frac{6U}{H_0} \left[\frac{1}{h} - \frac{1}{H_0} - \frac{h_0}{2} \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{H_0^2} \right) + \frac{3}{4} \left(\frac{1}{h^3} - \frac{1}{H_0^3} \right) - \frac{h_0}{4} \left(\frac{1}{h^4} - \frac{1}{H_0^4} \right) \right] dh$$

积分并无量纲化, 得到无量纲流体动压载荷:

$$W^* = \ln \frac{H_1}{H_0} - \frac{H_1 - H_0}{H_0} - \frac{h_0}{2} \left(\frac{1}{H_0} - \frac{1}{H_1} \right) - \frac{H_1 - H_0}{H_0^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{1}{H_0^2} - \frac{1}{H_1^2} \right) - \frac{1}{6} \left(\frac{1}{H_0^2} - \frac{1}{H_1^2} \right) - \frac{H_1 - H_0}{3H_0^3} - \frac{h_0}{4} \left(\frac{1}{3H_0^3} - \frac{1}{3H_1^3} \right) - \frac{H_1 - H_0}{H_0^4} \quad (5-46)$$

这里, 流体动压无量纲载荷 W^* 定义为

$$W^* = W \frac{2}{6U}$$

3. 摩擦系数

摩擦系数可以通过计算载荷和摩擦力获得。将式(5-28)代入式(5-34), 可以得到 x 方向上的流速表达式:

$$u = \frac{z^2}{2} - \frac{hz}{2} - \frac{2}{16} \left(\frac{z}{a} \right) \frac{p}{x} - \left(1 - \frac{z}{h} \right) U$$

粘性剪切应力为

$$\tau_{zx} = -\eta \frac{u}{z} = -\eta \left[\frac{h}{2} - \frac{z^2}{16\eta^2 a} - \frac{p}{z} + \frac{U}{h} \right]$$

在 $z=0$ 的下表面, 有

$$\tau_{zx} = -\eta \left[\frac{h}{2} + \frac{z^2}{16\eta^2 a} - \frac{p}{z} + \frac{U}{h} \right] \tag{5-47}$$

需要注意上面方程中右端项含有两种粘度: 流体的宏观粘度和表观粘度。分别是考虑和不考虑双电层效应的粘度。积分公式 (5-47), 并利用 $p(0) = p(B) = 0$ 的压力边界条件, 可以得到单位长度上的摩擦力为

$$\begin{aligned} F &= \int_0^B \tau_{zx} dx = \int_0^B \left[-\frac{h}{2} - \frac{z^2}{16\eta^2 a} - \frac{p}{z} + \frac{U}{h} \right] dx \\ &= \frac{1}{2}W + \frac{U}{h} \ln \frac{H_1}{H_0} \end{aligned} \tag{5-48}$$

因此, 摩擦系数可以写成

$$\mu = \frac{F}{W} = \frac{1}{W} \left[\frac{1}{2}W + \frac{U}{h} \ln \frac{H_1}{H_0} \right] \tag{5-49}$$

用无量纲的形式重写方程 (5-49), 我们有

$$\mu = \frac{1}{2} + \frac{U}{6W^*} \ln \frac{H_1}{H_0}$$

4. 算例

对水作润滑剂, 其介电系数 $\epsilon = 7.08 \times 10^{-10}$; 导电率 $\kappa = 1.9 \times 10^{-4} \mu F/m$; 粘度 $\eta = 0.001 Pa \cdot s$; 若取滑块斜率 $\alpha = 0.003$; 滑块宽度 $B = 1 \times 10^{-4} m$, 在最小膜厚为 70nm 的条件下, 考虑双电层影响的无量纲压力分布 p_d^* 和不考虑双电层影响的无量纲压力分布 p_0^* 如图 5-23 所示。

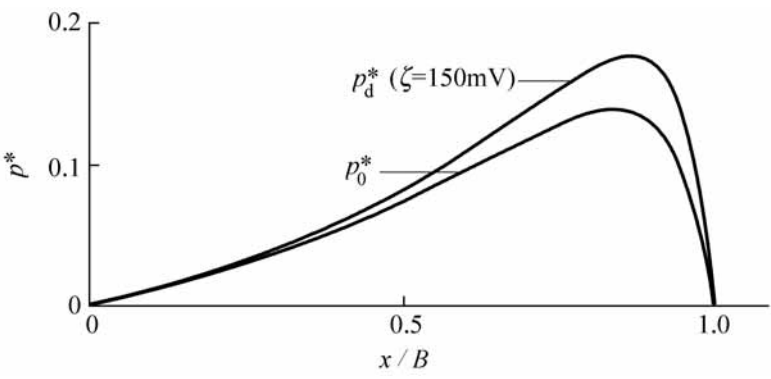


图 5-23 双电层效应对压力分布的影响

显然,当考虑双电层的影响时润滑膜的厚度增加,因此也导致润滑膜的承载能力将明显增加。特别是电势越大、膜厚越小时,压力增加得越显著。

表 5-2 给出了不同膜厚下考虑和不考虑双电层影响时的载荷及其比值。计算的工况如上述。

表 5-2 双电层对载荷的影响

最小膜厚 h_0/nm	$W/N(\phi = 0\text{mV})$	$W/N(\phi = 150\text{mV})$	载荷比
70	0.30	0.36	1.20
30	0.73	1.08	1.48

从表中可以知道:润滑膜的膜厚越小,双电层上的电势对润滑膜的承载能力的影响就越大。

参 考 文 献

[1] 汪仁友 磁流体弹性流体动力润滑:[硕士学位论文].北京:清华大学精密仪器与机械学系,1992

[2] Singh C, Sinha P . The three-dimensional Reynolds equation for micropolar-fluid-lubricated bearing, Wear, 1982, 76 (2):199 ~ 209

[3] Lukaszewicz G . Micropolar Fluids-Theory and Applications, Boston: Birkhauser, 1999

[4] Girma Biresaw Ed ., Tribology and Liquid-Crystalline State . ACS Symposium Series 441, Washington D .C .: America Chemical Society, 1990

[5] 姚俊兵,温诗铸,王清亮等 液晶添加剂 5CB 的减摩性能研究 .润滑与密封,2000, (3):24 ~ 27

[6] 汤晓瑛,卢颂峰,温诗铸 液晶对矿物油润滑特征的影响 .全国摩擦学学术会议论文集,武汉:1992,下册,80 ~ 87

[7] Zhang B, Umehara N . Hydrodynamic lubrication theory considering electric double layer for very thin water film lubrication of ceramics, JSME, Series C, 1988, 41 (2):285 ~ 290

第 6 章

边界润滑与添加剂

在不能获得流体动压膜和弹流润滑膜的条件下,通过某些含添加剂的润滑油在摩擦副表面生成表面膜也可以降低摩擦和减少磨损。广义而言,这种润滑状态统属于边界润滑状态。

研究边界润滑状态的重要性在于它广泛存在于实际机械设备中,即便是正常工况下处于流体润滑的表面也有相当长的时间属于边界润滑状态,这是由于起动、停车、超负载运行,以及制造装配误差等原因所造成的。

由于以下的原因,边界润滑是迄今了解不够充分的一种润滑状态:

(1) 边界润滑涉及到极薄的表面层性质和变化,因而实验测试与理论分析都十分困难;

(2) 边界润滑机理受到许多难以控制的因素的影响,例如金属表面特性(几何的、物理和化学的)、润滑油中的微量成分,以及介质条件(氧或其他气体介质、温度与湿度等);

(3) 工程实际中的边界润滑状态通常是几种不同类型的机理同时存在,并相互影响,这就使研究工作复杂化。

目前尚无统一的边界润滑理论,而边界润滑的应用也还处于经验状态。

6 1 流体润滑向边界润滑的转化

对滑动轴承在不同的载荷、速度和粘度下的摩擦系数实验,可以得到如图 6-1 所示的著名的 Stribeck 曲线,它粗略地表示了润滑状态的转化关系。

图中横坐标表征 $S_0 = \text{粘度} \times \text{速度} / \text{载荷}$,即流体润滑中 Sommerfeld 数;纵坐标是摩擦系数。图中 Ⅰ 区属流体润滑状态,两摩擦副表面被连续的流体润滑膜所隔离,流体膜厚度 h 比粗糙峰高度 R 大很多。摩擦阻力产生

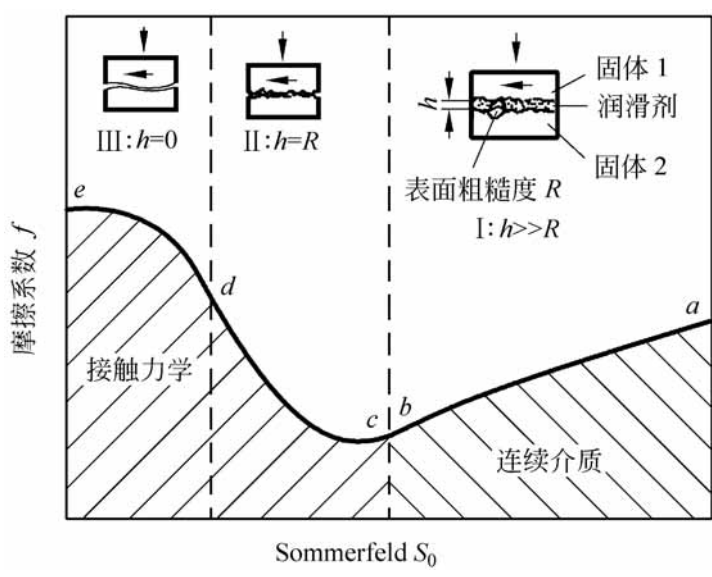


图 6-1 Stribeck 曲线

于流体的内摩擦,随着 S_0 的减小摩擦系数降低。图中 区统称混合润滑状态。这时摩擦表面之间的间隔接近于表面粗糙峰的高度,载荷由粗糙峰的接触和不连续的流体膜压力共同承担,摩擦阻力是由润滑流体的剪切和粗糙峰的变形和剪切所产生。随着 S_0 减小,曲线在 c 点处达到最低点,这时出现最低的摩擦系数。当 S_0 进一步下降时,摩擦系数开始上升,直到 d 点后进入区域 。在区域 摩擦面之间的间隔减小,粗糙峰的相互作用加强,表面润滑膜的厚度甚至降低到一两个单分子层的厚度,这时系统的摩擦特性完全由表面膜的物理化学作用和粗糙峰的接触力学所决定。

一般认为边界润滑和混合润滑情况下总摩擦系数包含为液体、固体两部分,即流体摩擦系数 f_L 、固体摩擦系数 f_s 。 f_L 由润滑流体的剪切引起,它的值为 $\frac{du}{dz}$, 是润滑流体的粘度, du/dz 是速度梯度。当两表面处于完全流体润滑时,为了维持摩擦面的完全隔离,必须有足够大的相对滑动速度, f_L 值将随着相对滑动速度的下降而下降。我们可以把 ab 段的曲线沿着横坐标的减小看做滑动速度 u 的减小。随着 u 的减小,摩擦副之间的间隙也随之减小。当滑动面之间的粗糙峰开始接触从而产生了固体摩擦 f_s 。由于峰顶的摩擦产生的局部加热作用使周围润滑剂的粘度局部下降,因而造成了 f_L 下降,它的下降值开始超过 f_s 的值,因此总摩擦系数 f 继续沿着 bc 下降到最低点 c 。当速度进一步下降时,由于产生固体摩擦的面积增加,固体摩擦 f_s 在混合润滑中占优势,所以摩擦系数沿着 cd 上升进入边界润滑状态。

6 2 边界润滑的类型

边界润滑状态的特征是在摩擦表面上生成一层与润滑介质性质不同的薄膜,其厚度一般处在 $0.1\mu\text{m}$ 以下,统称为表面膜或者边界膜。按照结构性质不同,边界膜主要分为吸附膜和化学反应膜,有时是高粘度厚膜。边界润滑机理除边界膜的润滑作用之外,还有薄膜抛光和表面软化作用。它们对于摩擦磨损中出现的粘着效应(adhesion)和犁沟效应(ploughing)具有不同的作用。

6.2.1 吸附膜及其润滑机理

1. 吸附现象与吸附膜

润滑油中常含有少量的极性物质,例如含 $1\% \sim 2\%$ 的脂肪酸 $\text{C}_n\text{H}_{2n+1} + \text{COOH}$,它是长链型分子结构,如图 6-2 所示。分子的一端 COOH 称为极性团,整个分子可用直线和圆圈来表示,以圆圈代表极性团。极性团具有化学活性,依靠分子或原子间的范德华(Van-der Wads)力可以牢固地吸附在金属表面上,形成分层定向排列的单分子层或多分子层的吸附膜,这种吸附称为物理吸附。除个别的粗糙峰点之外,吸附膜将两摩擦表面隔开,提供了一个低剪切阻力的界面,因而摩擦系数降低并避免发生表面粘着。长链结构的碳氢化合物都具有物理吸附能力,但物理吸附力比较弱,并且物理吸附膜的形成是可逆的。

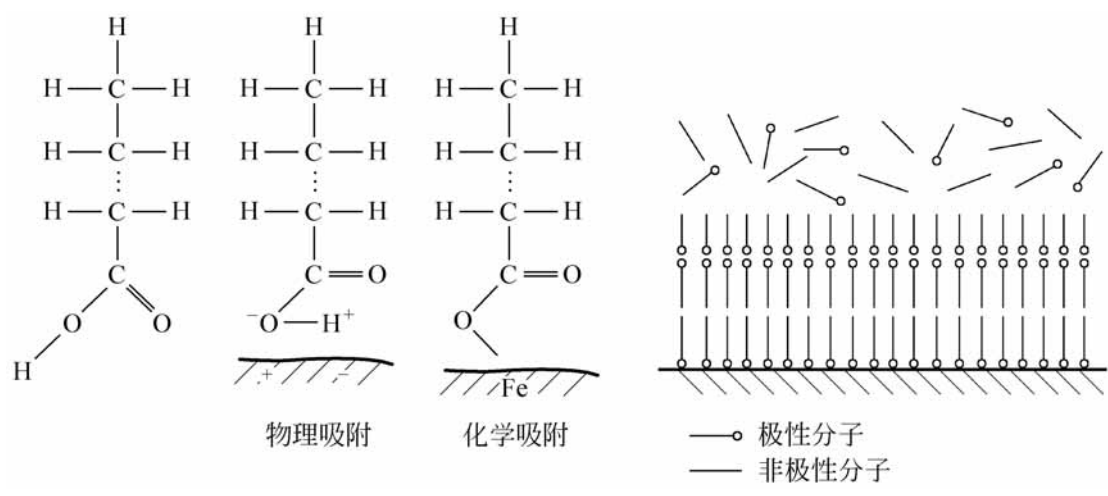


图 6-2 极性分子脂肪酸结构与吸附膜模型

如图所示：吸附膜通常由三四层分子组成，每层分子紧密排列，依靠分子间的内聚力使分子栅具有一定的承载能力，因此两摩擦表面被吸附膜隔开，滑动时是吸附膜之间的外摩擦。

当表面温度较高时，极性分子能与表面金属形成金属皂例如 $C_n H_{2n+1} + COOM$ ，它也是极性分子，依靠化学的结合被吸附在金属表面形成分子栅，这种吸附称为化学吸附。需要指出，化学吸附膜中的金属离子并不离开原金属的晶格，润滑剂分子也仍保留其原有的物理特性。金属皂膜的熔点比纯脂肪酸的高，热稳定性好。化学吸附膜的形成是不可逆的，并且具有较低的摩擦系数。因此与物理吸附膜比较，化学吸附膜可以在较高的载荷、速度和温度的条件下工作。

单位金属表面积上所吸附的分子数量称为比吸附，它是吸附能力的量度。比吸附随极性分子在基液内的浓度增加而增大，各种极性分子都具有最大的吸附量，称为饱和吸附量。图 6-3 给出几种极性分子的吸附曲线。图中表明硬脂酸吸附能力最高，硬脂酸乙酯则较低，在十八醇的曲线上还呈现有转折点，一般认为是相变所致。

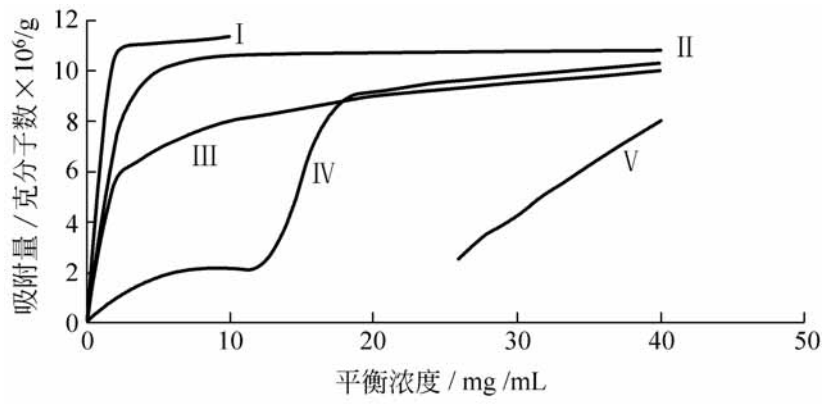


图 6-3 各种极性分子吸附曲线
—硬脂酸； —棕榈酸； —月桂酸； —十八醇； —硬脂酸乙酯

实验表明：在最初阶段吸附进行很快，例如前 5 min 占吸附层约 90 % 的极性分子完成吸附，但要建立平衡达到饱和状态需要很长的时间。这是由于吸附能力随着与金属表面的距离增加而减小，吸附第二层分子主要依靠第一层分子的吸附力。通常，达到饱和状态的吸附膜具有良好的润滑性能，摩擦系数保持稳定的低值，因此，为了获得良好的润滑效果，吸附膜必须具有一定的层数，如表 6-1 所示。

表 6-1 保证良好润滑条件的吸附膜最佳层数

润滑油	铂	不锈钢	银	镍	钼
硬脂酸	> 10	3	7	3	3
硬脂酸皂	7~9	1	3	3	3

润滑油与金属表面形成吸附膜的能力以及吸附膜的强度统称为油性。油性是一个综合指标,它同时与润滑油和金属表面的性质和状况有关。动物油的油性最好,植物油次之,而矿物油一般不含脂肪酸,但通常含有未饱和的碳氢化合物,也具有一定的吸附能力,然而油性较弱。活性金属如铜、铁、钒等的吸附能力较强,而镍、铬、铂等金属较差。

2. 吸附膜的结构及特性

前苏联学者采用气流法测定边界层的粘度,如图 6-4(a)所示。窄缝中的液体在一端通入的气流作用下,液面呈现一定形状。根据液面的形状和牛顿粘性法则可以求得各点的粘度数值。图 6-4(b)为测量结果。

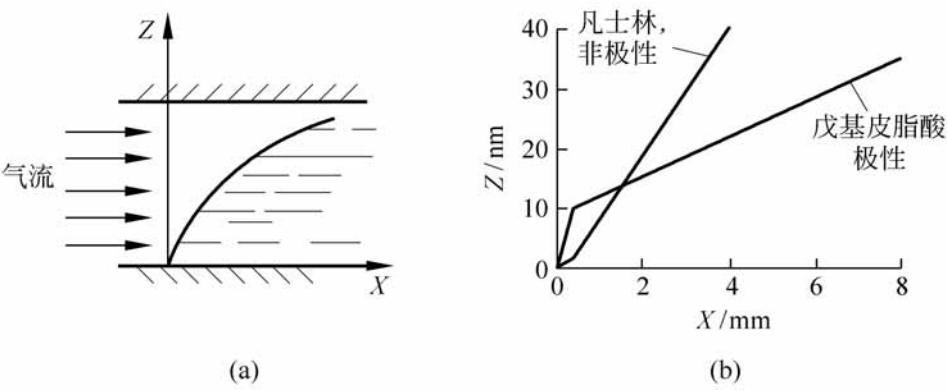


图 6-4 边界层粘度

对于不含极性分子的凡士林油,直到距离固体壁面为 1nm 处,液面保持为一条共同的直线,这说明非极性油的粘度各处相同。而对于极性的戊基皮脂酸,在距离壁面 10nm 处液面出现转折,即距离壁面一定厚度处的粘度值发生突变,因而其他性质也相应改变。这里说明在边界层由于分子的定向排列结构,其性质与液体状态下的不同。

在吸附膜中的极性分子相互平行并都垂直于摩擦表面。这种排列方式可以满足被吸附的分子数目达到最多。滑动时,在摩擦力的作用下,被吸附的分子将倾斜和弯曲,构成分子刷以减少阻力,因而吸附膜之间的摩擦系数

较低,并有效地防止两摩擦表面的直接接触,如图 6-5。

脂肪酸族的分子都能够吸附,但是由于它们的分子链长度不同,吸附膜的润滑效应也不一样。醋酸的分子链最短,而硬脂酸的分子链最长。分子链越长吸附膜越厚,两摩擦表面被隔开得越远。在一般情况下,边界润滑的摩擦系数随极性分子链长的增加而降低,并趋于一个稳定的数值。极性分子的链长决定于分子中的碳原子数,因此随着极性分子中的碳原子数增加,摩擦系数降低。

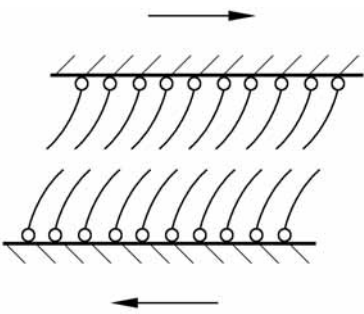


图 6-5 吸附膜的滑动

吸附膜中的分子形成分层定向排列的结构,同一层分子保持一个独立的整体,能够支承载荷,而各层之间形成易于滑动的界面。所以,边界摩擦是各个吸附分子层之间的外摩擦,而边界润滑状态下吸附膜速度沿膜厚方向的变化是阶梯式的,如图 6-6 所示。

边界润滑的效果与润滑油量密切相关,如图 6-7 所示。由于吸附分子覆盖固体表面将使表面的自由能减少。当润滑油量很少时,首先在整个表面上形成单分子吸附层,使表面自由能达到最低。随后,油量增加吸附膜厚度均匀增加,吸附膜形状如图 6-7 中 A 所示。此后自由能的降低将依靠减少吸附膜的表面积,所以油量继续增加油表面构成图中的 B。当油量充足时,润滑油将充满粗糙峰谷而达到图中的 C。由此可知:润滑油量在图 6-7 中的 A 与 C 之间时,粗糙峰顶处的油膜厚度维持不变,而摩擦只发生在峰顶,所以油量不影响摩擦系数的数值。此时,一旦峰顶的油膜破坏,峰谷的油依靠自由能减少的趋势迅速补充峰顶,使峰顶油膜得到恢复。而当油量只能达到 A 或更少时,由于油膜很薄难以流动,峰顶油膜破坏后得不到补充油量,于是产生干摩擦。当油量超过 C 以后,摩擦系数将不稳定。

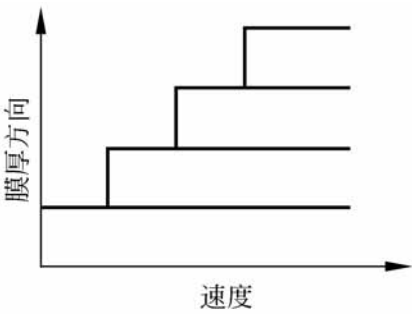


图 6-6 吸附膜流速

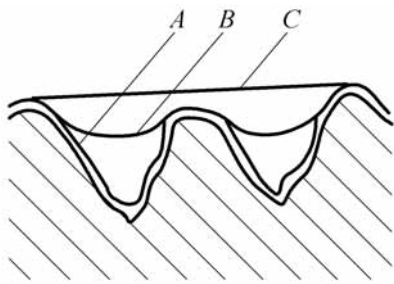


图 6-7 吸附膜油量分配

润滑油中包含的表面极性分子对磨损有双重影响。一方面极性分子形成吸附膜,避免金属直接接触从而减少摩擦和磨损,而另一方面,当金属表面存在裂纹时,极性分子又将促进裂纹扩张,如图 6-8(a)所示,极性分子为了要形成最大的表面吸附膜,乃向裂纹尖端推进,在裂纹表面产生由外向里增加的压力,促使裂纹扩张,此称为尖劈效应。

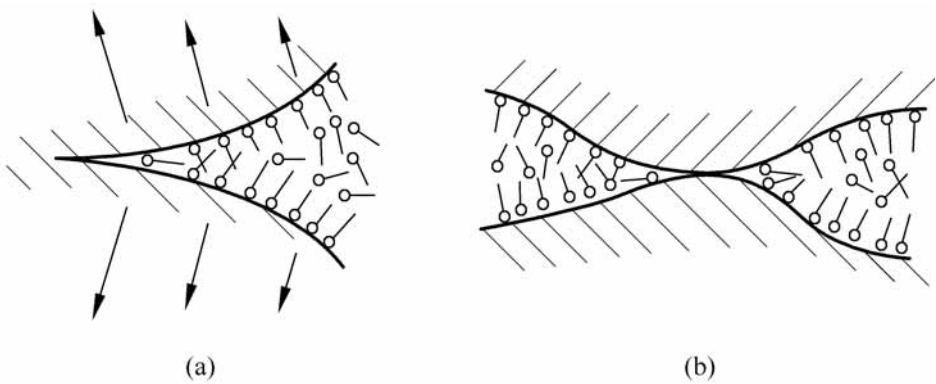


图 6-8 吸附膜的尖劈效应

此外,尖劈效应也是接触峰点处吸附膜承载的原因。如图 6-8(b),接触峰点周围的极性分子力图与表面吸附而将两摩擦表面分隔开。尖劈效应还可以使长久静止的两摩擦表面不至于直接接触,因而减少起动摩擦,润滑油尖劈效应的强弱与油性有关。

在载荷过大、冲击性过大、起动停车过于频繁、速度过低或间歇摆动等工况下,一般很难获得足够厚润滑膜。当表面过于粗糙时,润滑膜的厚度也难以保证粗糙峰脱离接触。这时可以利用润滑油中的极性物质吸附在金属表面形成吸附膜以防止和减轻磨损。为有效利用吸附膜润滑,需要注意以下一些事项:

- (1) 合理地选择摩擦表面材料和润滑剂以及控制表面粗糙度;
- (2) 加入必要的油性添加剂。纯矿物油本身不含极性物质,精炼程度不高的矿物油中虽含有 1% ~ 2% 的脂肪酸,但它的吸附能力不强。通常的油性添加剂有:高级脂肪酸、酯、醇和它们的金属皂,例如油酸、二聚酸、硬脂酸铝、油酸丁酯、二聚酸乙二醇单酯,以及二护基硫化磷酸锌、三甲酸磷酸酯以及氯化石蜡等。油性添加剂的加入量通常小于 10%。另外,动植物油也有很好的吸附能力,但缺点是不稳定,易氧化;
- (3) 控制工况条件。吸附膜通常只在常温或一二百摄氏度的条件下工作。摩擦副的相对速度也不能太高。在中低速和中轻载荷条件下,吸附膜能有效地减轻粘着磨损、微动磨损和氧化磨损,而对磨粒磨损的减轻程度视

磨粒大小而定。

6.2.2 化学反应膜及其润滑机理

对于高速重载的摩擦副在产生适当接触温度条件下, 润滑油中的成分例如极压添加剂中的硫、磷、氯等元素与金属表面进行化学反应, 迅速地生成厚的无机物膜, 如图 6-9 所示。这种化学反应膜的熔点高, 剪切强度低, 与金属表面联结牢固, 可以保护表面不致发生粘着磨损。在滑动过程中, 当反应膜被磨去以后将迅速生成新膜, 有效地防止两摩擦表面的直接接触。化学反应膜主要是防止粘着效应, 适用于高温、高速和重载条件, 广泛应用于重载齿轮和蜗轮传动的润滑。最常见的化学反应膜是氧化膜。事实上纯净金属表面的摩擦是极稀少的。通常氧化膜具有减摩作用, 但不耐磨损, 往往引起氧化磨损。

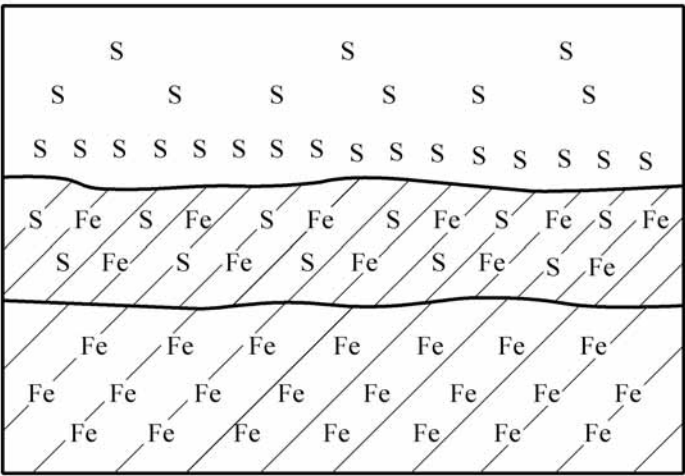


图 6-9 化学反应膜的边界模型

化学反应膜比吸附膜稳定得多, 摩擦系数保持在 0.10 ~ 0.25 之间。良好的润滑效果要求反应膜有一定的厚度, 通常化学反应膜厚度为 1 ~ 10nm 量级。反应膜的形成是不可逆的, 但在摩擦过程中, 反应膜不断地被磨损又不断地生成, 因而它的润滑效果取决于这两种过程的动态平衡。如果反应膜破坏以后不能及时生成新膜, 则润滑效果将丧失。

化学反应膜的作用还取决于膜的连接强度, 只有当反应膜与母体金属连接牢固时才能起保护金属的作用, 否则反应膜反而加剧磨损。此外, 生成化学反应膜的添加剂的化学性质相当活泼, 容易腐蚀金属, 因此应根据摩擦副材料和工况条件等因素来选择添加剂的品种和使用量。

反应膜的主要作用是防止重载、高速、高温下的表面发生胶合, 因此这

些添加剂叫极压添加剂。因为反应膜毕竟很薄,它减轻磨粒磨损的效果则要根据磨粒的大小而定。反应膜本身属于对金属的腐蚀性产物,所以腐蚀磨损总是存在的。

化学反应膜的临界 p_v 值较高,因此润滑油加入极压添加剂可以大大提高摩擦副的抗胶合承载能力,通常为 2~4 倍,甚至达一个数量级。

1. 化学反应膜的添加剂

常用的表面反应膜的添加剂有:

(1) 含硫有机化合物中有:硫化异丁烯、硫化三聚异丁烯,以及二苄基二硫化物、硫化萘烯、乙撑一双一丁基黄原酸酯等。硫化膜承载能力高,磨损少,水解安定性和熔点都比氯化膜高。含磷有机化合物中常用的有:磷酸三甲酚酯、磷酸三乙酯、亚磷酸二正乙酯等。

(2) 磷酸酯、亚磷酸酯和硫化磷酸酯的含氮衍生物作为极压添加剂发展很快,如磷酸酯脂肪胺盐、磷酸酯酰胺、二烷基二硫代磷酸胺盐等,这些化合物不仅保留了硫、磷元素的极压性,而且还引入了胺类长链极性化合物的油性、防锈性和抗氧化性。有机磷化物与金属表面反应生成低熔点合金,对表面起化学抛光作用,所以能减摩和耐磨。

(3) 二烷基二硫代磷酸锌(ZDDP)作为硫-磷型的极压添加剂广泛用于极压齿轮油和液压油,其主要缺点是抗水性差。

(4) 硼酸盐作为极压添加剂在无水的条件下有很好的极压性能。

2. 使用极压添加剂的注意事项

(1) 极压添加剂与油性添加剂要匹配。基础油摩擦系数一般保持高值,而且随温度升高而增加。含油性添加剂的润滑油的摩擦系数在临界温度以下工作良好,但在超过临界温度时摩擦系数急剧上升,磨损加速。含极压添加剂的润滑油,在化学反应温度以下工作摩擦系数较高,当达到反应温度以后摩擦系数才降下来。对于油性剂和极压剂良好匹配的润滑油,在低温和高温下都能保持稳定的低摩擦系数值;

(2) 与金属表面的材料匹配。极压添加剂本身对金属有腐蚀性,与材料匹配是为了避免发生剧烈的腐蚀作用,例如铜合金轴承遇硫后可能成块剥落,含铅和铜的表面易发生酸蚀等;

(3) 注意极压添加剂对金属的腐蚀作用。在无有效成分控制腐蚀的情况下,应严格控制极压添加剂的添加量,过去常常控制在 0.5% 以下,目前

有越用越高的倾向,有时可达 10% ~ 20%。

6.2.3 其他边界膜及其润滑机理

1. 高粘性厚膜

近年来,人们开发出一些有机高分子添加剂,在摩擦过程中由于相互化学作用,在摩擦表面生成高粘性厚膜,其厚度可达 1 ~ 50nm,呈球形颗粒状或者连续的膜,如图 6-10 所示。这种膜由于粘度较高,在极低的滑动速度下即可出现流体动压效应而具有承载能力。另外,依靠范德华力作用保证厚膜与固体表面的结合。

这种边界膜可以同时减少粘着效应和犁沟效应,在轻微或中等载荷,中等温度条件下效果显著。

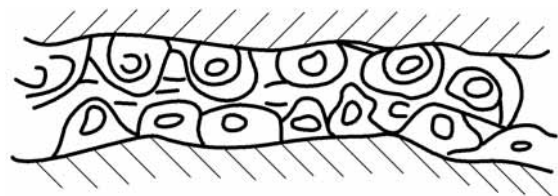


图 6-10 高粘性厚膜

2. 薄膜抛光作用

润滑油中某些成分与金属表面生成很薄的化学反应膜,其剪切强度低而形成易于滑动的界面,所以具有抗粘着能力。此外,在摩擦过程中,该薄膜缓慢地磨去后又生成新的薄膜,使表面逐步抛光修平,因而也减轻了犁沟效应。

这种类型的边界膜通常适用于中等温度和中等载荷的工作条件。

3. 表面软化作用

润滑油中所含的特殊化学物质,由于所谓的 Rehbinder 效应将金属表面软化。这样,由于犁沟效应减少,从而使摩擦系数降低。目前对于这种边界润滑的机理还了解不多,它对于金属表面的精密加工可能是重要的,在摩擦学中的有效应用尚待深入研究。

此外,纯净金属表面自然生成的氧化膜可以显著地降低干摩擦系数,它的作用机理与边界润滑中的化学反应膜基本相同。

6 3 边界润滑的理论

6 .3 .1 边界润滑模型

一般的工程表面都具有一定的粗糙度。边界润滑通常以混合润滑状态中起主要润滑作用的形式存在,如图 6 -11 表示的边界润滑模型。

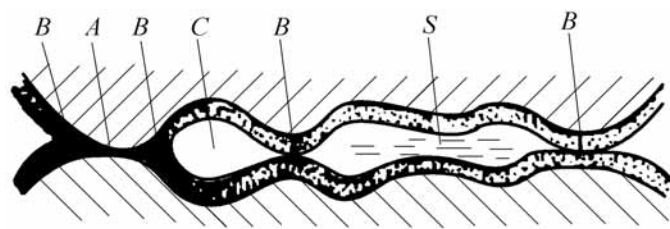


图 6-11 边界润滑模型

当两摩擦表面承受载荷以后,将有一部分粗糙峰因接触压力较大导致边界膜破裂,产生两表面直接接触,如图 6 -11 中的 A 所示。而图中 B 表示边界润滑为主的承载面积。C 为粗糙峰之间形成的油腔,此处边界膜彼此不接触,所以它承受的载荷很小。图中 S 为油膜润滑部分,由于两表面距离很近,运动中产生流体动压或挤压效应而承受一部分载荷。如果滑动面之间的真实接触面积用 A 表示,则摩擦力 F 可以表示为

$$F = A[w s + (1 - w) L] + F_p \tag{6 -1}$$

这里 w 是固体接触面积 A_m 在真实接触面积 A 中所占的百分数, $w = A_m/ A$; s 和 L 分别是固体和流体表面剪切强度。 F_p 是犁沟效应产生的阻力。

总载荷可以写成

$$W = A[w p_0 + (1 - w) p_L] \tag{6 -2}$$

这里, p_0 是硬度较低的金属的塑性流动压力, p_L 是润滑剂膜中的压力。取平均压力 \bar{p} 使式(6 -2)变为:

$$W = A\bar{p}$$

用上式除以式(6 -1),可得到边界润滑的摩擦系数 f_{BL} 为

$$f_{BL} = F/ W = w \frac{s}{\bar{p}} + (1 - w) \frac{L}{\bar{p}} + f_p \tag{6 -3}$$

这里 $f_p = F_p/ \bar{p}A$,在边界润滑中,式(6 -3)的第三项相对很小,可以忽略。

已知干摩擦状态的载荷 W 和摩擦力 F 为

$$W = Ap_0$$
$$F = A_s + F_p$$

这里 $p_0 = p$ 并可以忽略 F_p , 则干摩擦状态下的摩擦系数 f_m 为

$$f_m = \frac{W}{F} \tag{6-4}$$

比较式(6-3)和式(6-4), 并忽略 f_p , 可得:

$$f_{BL}/f_m = w + (1 - w) \frac{L}{s} \tag{6-5}$$

由于 $L \ll s$, 所以式(6-5)右边第二项可以忽略, 也即 $f_{BL}/f_m = w$ 。

对于一般情况, $w \ll 1$, 由此可知, 混合润滑的摩擦系数比干摩擦小很多。

由式(6-3)和式(6-4), 还可以得到:

$$f_{BL} = w f_m + (1 - w) \frac{L}{s} + f_p \tag{6-6}$$

对于良好的边界润滑状态, w 的值通常在 0.01 或 0.001 以下, 甚至更小。这时, 式(6-6)可以近似为:

$$f_{BL} = \frac{L}{s} + f_p \tag{6-7}$$

6.3.2 影响边界膜性能的因素

为了深入地揭示边界润滑膜的机理, 许多学者提出利用润湿性和接触角来判断润滑特性, 以及用临界温度计算边界润滑膜失效。虽然这些理论分析尚不够完善, 但对于边界润滑理论的发展具有重要作用。

1. 润湿性和接触角

润滑剂分子在摩擦表面生成吸附膜所依靠的粘附能与其表面润湿性密切相关。在通常情况下, 润湿性是通过测量液体在表面上的接触角实现的。如图 6-12, 接触角 定义为固、液、气三相的交界点上固-液界面与液-气界面切线之间的夹角。接触角 的大小介于完全润湿的 0°和完全不润湿的 180°之间。表面接触角 大则表示该表面是疏润性的, 而接触角 小则为亲润性的, 它的粘附能大于液体的内聚能。表面接触角的大小是由固体和液体的表面张力或表面自由能决定的, 图 6-12 给出了接触角与表面张力之间的关系。

如图 6-12 所示,假如以 γ_L , γ_{sL} 和 γ_s 分别表示液体表面、固 - 液界面和固体表面的表面强力,则

$$\gamma_s = \gamma_{sL} + \gamma_L \cos \theta \tag{6-8}$$

这一关系既是力的平衡方程,也是最小自由能方程。润滑剂与表面的润湿性对于研究表面吸附现象具有重要意义。

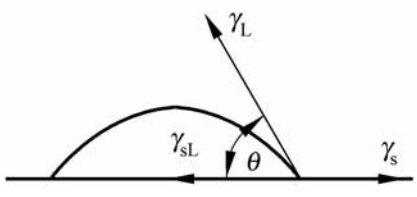
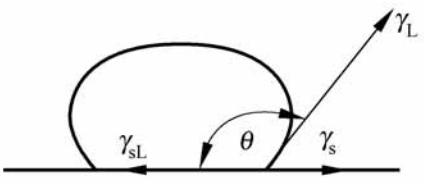


图 6-12 湿润性与接触角

2 . 边界膜吸附热

由边界润滑模型可知:在混合润滑状态下,摩擦副的实际接触面积是由直接接触面积 A_a 和边界膜面积 A_b 两部分组成。

若令 $\frac{A_a}{A_a + A_b}$,称为相对油膜亏量。由

于磨损发生在直接接触部分,所以 $\frac{A_a}{A_a + A_b}$ 值表示混合润滑发生磨损的概率。

根据 Bowden 和 Tabor^[2] 的分析:混合润滑状态的摩擦系数 f 与干摩擦系数 f_a 和边界膜的摩擦系数 f_b 的关系为

$$f = f_a + (1 - \frac{A_a}{A_a + A_b}) f_b \tag{6-9}$$

亦即

$$\frac{f - f_b}{f_a - f_b} = 1 - \frac{A_a}{A_a + A_b} = \frac{f_a - f}{f_a - f_b}$$

Kingsbury(1958 年)提出边界膜面积所占比例为

$$1 - \frac{A_a}{A_a + A_b} = \exp - \frac{t_x}{t_r} \tag{6-10}$$

式中, t_x 为摩擦表面以滑动速度 U_s 通过接触长度 x 的时间, $t_x = x / U_s$; t_r 为吸附分子占据接触面的平均时间。Frenkel(1924 年) 提出

$$t_r = t_0 \exp \frac{Q}{R_s} \tag{6-11}$$

这里, t_0 为极性分子垂直于表面的热振动周期; Q 为吸附热即解附热, cal/ mol,它是润滑油的基本性质; R 为气体常数; s 为表面接触温度, K。

将以上各式代入式(6-10)后得

$$1 - \frac{A_a}{A_a + A_b} = \frac{f_a - f}{f_a - f_b} = \exp - \frac{x}{U_s t_0} \exp - \frac{Q}{R_s} \tag{6-12}$$

或者

$$\ln \ln \frac{1}{1 - \frac{A_a}{A_a + A_b}} = \ln \ln \frac{f_a - f_b}{f_a - f} = \ln \frac{U_s t_0}{x} + \frac{Q}{R_s} \tag{6-13}$$

从式(6-12)或式(6-13)可知: 吸附热 越大的润滑剂边界润滑膜所占的比例越大, 因此边界润滑效果也就越好。

根据 Lindemann(1910 年)的研究结果

$$\delta = 4.75 \times 10^{-13} \frac{MV^{2/3}}{m^{1/2}} \quad (6-14)$$

式中, M 为摩尔质量, g/mol ; V 为摩尔体积, cm^3/mol ; m 为基础润滑油的熔点, K 。

Beerbower(1971 年)提出

$$x = 1.46 \times 10^{-8} V^{1/3} \quad (6-15)$$

并建议选取 $m = 0.4 r$, r 为润滑油的临界温度值, 即开始出现表面擦伤时的绝对温度。将 δ , x 和 m 值代入式(6-13)得

$$\ln \ln \frac{f_a - f_b}{f_a - f}^{-1} = \ln 5.15 \times 10^{-5} U_s \frac{M}{r}^{1/2} + \frac{1}{R_s} \quad (6-16)$$

或

$$= R_s \ln \ln \frac{f_a - f_b}{f_a - f}^{-1} - \ln 5.15 \times 10^{-5} U_s \frac{M}{r}^{1/2} \quad (6-17)$$

式(6-17)称为吸附(解附)热方程, 它建立了临界温度与吸附(解附)热、摩擦系数和表面接触温度之间的关系。

3. 临界温度

对于边界润滑失效问题, 通常根据 Kingsbury(1960 年)提出的 $\delta - r$ 曲线来分析。由吸附热方程式(6-17)可以计算出在 $0 < \delta < 1$ 区间不同 δ 值时的临界温度 r 数值, 并作出 $\delta - r$ 曲线。在实际应用上, 通常在 $\delta - r$ 曲线上选定某个临界点作为边界润滑失效的准则。理论上临界点应当取在 $\delta - r$ 曲线上曲率变化最大处, 即该曲线的拐点。该点应满足 $\frac{d^2}{d\delta^2}$ 为最大值的条件。

根据这一条件, 可以推导出边界膜失效的临界温度 r 为

$$r = \frac{3 \frac{1}{R_r} - 2 - 5 \frac{1}{R_r^2} - 12 \frac{1}{R_r} + 12}{\frac{6.16}{U_s} \frac{m}{M}^{1/2} \frac{1}{R_r} \exp - \frac{1}{R_r}} \quad (6-18)$$

由式(6-18)采用迭代方法可以计算出边界润滑失效的临界温度 r 。

Akin(1972 年)提出了临界温度的简化计算, 他以 $\delta = 0.001$ 作为失效准则, 由式(6-13)推导求得临界温度为

$$\tau = \frac{1}{R} \ln \frac{x}{t_0} - \ln U_s + 6.907 \tag{6-19}$$

即是

$$\tau = \frac{1}{R} \ln 3.08 \times 10^4 \frac{m}{M}^{1/2} - \ln U_s + 6.907 \tag{6-20}$$

式(6-20)称为 Akin 方程。理论上讲,当摩擦副表面接触温度 t_s 超过临界温度 τ 时,边界润滑膜发生破裂,将出现剧烈磨损。

在平稳的摩擦状态下,边界润滑的摩擦系数一般不随滑动速度改变而保持一定的数值。在由静摩擦向动摩擦转变过程中,吸附膜的摩擦系数随滑动速度增加而下降,然后达到一定数值。化学反应膜的摩擦系数随速度的升高而增加,然后趋于一定数值。在通常的载荷范围内,吸附膜的摩擦系数不因载荷不同而变化。若载荷很高吸附膜发生破裂时,摩擦系数将急剧升高。

温度是影响边界润滑性能的重要因素。各种吸附膜只能在一定的温度范围内正常工作,超过临界温度,吸附膜将发生失向、软化或解附而导致润滑失效。表 6-2 列出由实际得出的饱和脂肪酸的临界温度和摩擦系数。

表 6-2 饱和脂肪酸的摩擦系数和临界温度

名称	熔点/	摩擦副材料	低于临界温度时摩擦系数	临界温度/
辛酸	16	钢 - 铸铁	0.11	70
		钢 - 钢	0.13	70
癸酸	31.5	钢 - 钢	0.10	46
十二酸	44	铸铁 - 铸铁	0.15 ~ 0.20	40 ~ 50
		锌 - 锌	0.04	94
		铜 - 铜	0.10	97
		钢 - 钢	0.09	84
十四酸	58	钢 - 钢	0.08	87
十六酸	64	钢 - 钢	0.08	91
		铜 - 铜		105

6.3.3 边界膜的强度

边界膜抵抗破裂的能力称为强度。边界膜破裂的原因十分复杂,它取决于膜本身强度以及边界膜与金属表面的连接强度,并受到温度、载荷、化

学变化等因素的影响。当前采用临界 $p v$ 值、临界温度值或临界摩擦次数来表示边界膜的强度。

在边界润滑条件下,当保持滑动速度不变而逐步增加单位面积载荷 p ,或者保持载荷 p 不变而逐步增加滑动速度 v 。当 p 与 v 的乘积 $p v$ 达到临界值时,摩擦温度、摩擦系数和磨损量都急剧增加,据此可确定该工况条件下 $p v$ 的临界值。

临界温度是衡量边界润滑膜强度的主要参数。当摩擦表面温度达到使吸附分子失向、软化时,吸附膜则发生解附,摩擦系数迅速增大,但仍然具有一定的润滑作用。这个温度被称为第一临界温度,如表 6-2 中的数值。当表面温度升高到润滑油或脂发生聚合或分解时,边界膜完全失效,摩擦副将出现急剧磨损,此时的温度称为第二临界温度。脂肪酸的第二临界温度在 150 ~ 160 之间,皂类可以达到 300 左右。

边界膜失效所经历的重复摩擦次数称为临界摩擦次数。在一般情况下,临界摩擦次数随滑动速度的增加而增多,但随载荷和温度的增加而减少。吸附膜的极性分子链越长,吸附层数越多,则临界摩擦次数就越多。

合理选择摩擦副材料和润滑剂,降低表面粗糙度都能够有效地提高边界膜强度。而最简便的方法是在润滑剂中加入适量的油性添加剂或者极压添加剂。

6.4 润滑油的添加剂

改善润滑油使用性能的有效手段是加入少量的(例如 1% ~ 2%)添加剂。在摩擦过程中,润滑油、添加剂与金属摩擦表面要进行激烈的化学反应,这是很早就知道的现象。通常将这些化学反应区别为摩擦化学反应(tribo-chemical reaction)、摩擦氧化(frictional oxidation)或机械化学(mechanochemistry)反应等分别进行研究。从化学角度来看,摩擦化学反应是化学反应的特殊形式。摩擦促进化学反应的原因有两种,即摩擦生热和摩擦表面活化。伴随着摩擦表面的磨损露出新的金属表面,此时添加剂与表面活性元素反应就发生了所谓的机械化学反应。根据使用目的不同,添加剂的种类主要有^[3]:

1. 油性剂

油性添加剂是由极性非常强的长链型分子组成,在常温条件下即可

与金属表面形成吸附膜。也有人提出:在中等温度和轻载荷条件下,油性添加剂能够形成厚的高粘性厚膜。良好的油性剂除要求极性团与金属表面具有很强的吸附力之外,为了完全隔开摩擦表面和得到低的摩擦系数,极性分子的组成应包含多于 12 ~ 14 个碳原子数,如图 6-13 所示。在极性分子的结构上,直线型分子链具有良好的效果,即图 6-14 中 (a) 比 (b) 的油性好。

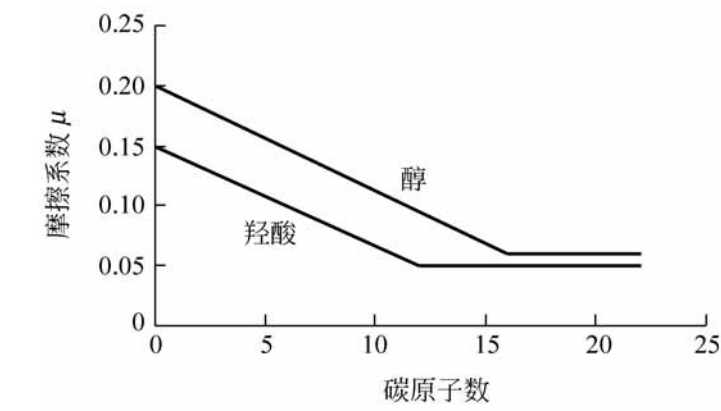


图 6-13 碳原子数对摩擦系数的影响

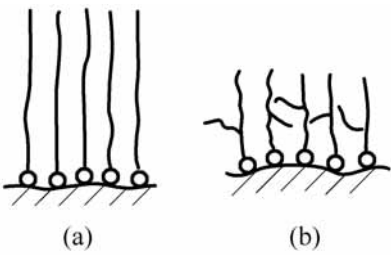


图 6-14 极性分子结构

油性剂的种类有动植物油、脂肪酸类、二聚酸类、聚合物和含硫有机化合物等。

(1) 动植物油具有良好的润滑性、附着性和乳化性,其缺点是抗氧化性和溶解性差,且资源有限。

(2) 脂肪酸如油酸、硬脂酸具有良好的润滑性。其缺点是油溶性差、长期储存会产生沉淀或混浊,另外由于呈酸性,有腐蚀作用。为弥补脂肪酸的不足,人们发展了脂肪酸盐、脂肪醇、酯和胺等油性剂。

(3) 二聚酸是亚油酸在催化剂下热聚制成。它具有低温性能好、不结晶、能溶于烃等优点。

(4) 用高分子聚合物作油性剂有一定的发展。用无规聚丙烯(平均分子量小于 20000)与矿物油混合可用来作轧制油。如在环烷基润滑油中加入 5% 的无规聚丙烯用在轧制铝、镁及其他金属时,其最大的优点是没有油斑。聚乙烯也可用作冷轧润滑剂的添加剂。

此外,由于液晶具有特殊的分子排列结构,近年来也常用作减摩添加剂,特别是在低速条件下,可以获得稳定的低摩擦系数^[4],可用作精密导轨防止低速爬行的添加剂。

2. 增粘剂

增粘添加剂为高分子聚合物,它具有链状结构。在温度低时,这些分子卷曲成球状,因而对润滑油粘度影响较小。而当温度高时,链状结构舒展开来,阻碍润滑油分子间的运动,使粘度增加。增粘剂用于发动机改善润滑剂的粘温特性,对轻质润滑油起增稠作用。

通常使用的增粘剂有聚甲基丙烯酸酯、聚异丁烯、乙烯/丙烯共聚物、苯乙烯/双烯共聚物以及聚乙烯正丁基醚等。其中聚甲基丙烯酸酯与聚异丁烯广泛使用在发动机、飞机液压系统和数控机床等设备上,它们是油溶性的链状高分子聚合物。

增粘剂的使用性能包括:

1) 热氧化安定性

发动机气缸润滑油工作部位温度有时高达 270℃,在此条件下高分子增粘剂会发生热分解,导致积碳。高分子聚合物的热氧化安定性主要取决于结构,聚甲基丙烯酸酯大约在 200℃分解,聚异丁烯在 250℃分解。

2) 低温粘度和低温起动性能

发动机的低温起动性能主要取决于稠化机油的低温粘度,而稠化机油的低温粘度主要由基础油的低温粘度决定。

3) 低温泵送能力

发动机在低温起动时,必须在很短时间内使润滑系统的油压达到正常值,以保证各关键部位得到及时而充分的润滑。发动机通过油泵将润滑油送到发动机各部件的能力称为泵送能力,稠化机油的泵送能力与它的粘度有很大关系。在常用的增粘剂中,聚甲基丙烯酸酯的低温泵送能力较好。

4) 剪切安定性

润滑油在润滑系统中循环时,由于通过油泵等部件的机械剪切作用会使增粘剂的高分子聚合物的分子链发生断裂,从而使增稠效果下降,引起粘度降低。增粘剂抵抗机械剪切的能力称为剪切安定性。烯烃共聚物比聚乙烯正丁基醚与聚异丁烯有更高的剪切安定性。

3. 极压剂(EP 添加剂)

金属摩擦副承受高速重载荷时产生大量的热,通常的抗磨剂形成的表面膜不能承受这种高温重载条件。而极压添加剂与金属表面生成较强的化学反应膜,可防止金属表面擦伤甚至烧结。通常把这种苛刻的边界润滑叫

做极压润滑,因此这种添加剂称为极压添加剂。

极压添加剂是含氯、硫、磷的有机化合物,例如氯化石蜡、二烷基二硫代磷酸锌等。在高温重载条件下,极压剂分解出活性元素与金属表面生成厚的低剪切强度的金属化合物膜。

在选择极压添加剂时,应使它仅在适当的条件下才与表面作用形成化学反应膜。如果极压剂过分活泼或者使用浓度过高,反而使摩擦表面产生腐蚀性磨损。

4. 抗磨剂(AW 添加剂)

对于通常的金属表面承受中等负荷的边界润滑,通过添加剂被吸附在金属表面上或与金属表面化学反应形成吸附膜或反应膜,以防止金属表面剧烈磨损,这种添加剂称为抗磨添加剂。

抗磨添加剂是含硫、磷的有机化合物,它的作用是与金属表面形成薄的硫化膜或磷化膜。近来也有人认为它的润滑机理是形成厚的高粘性膜。与油性剂比较,抗磨剂能够抵抗较高的温度。此外,抗磨剂对金属表面具有抛光作用。

抗磨剂的润滑性能与摩擦副材料密切相关,被称为配伍性,这是选择抗磨剂十分重要的依据^[5]。

5. 其他添加剂

其他类型的添加剂还有:

1) 抗氧化剂

润滑油在使用中不断与空气接触而发生氧化反应,抗氧化剂用以延缓氧化过程,以延长润滑油的使用期。

2) 降凝剂

润滑油中的石蜡由于温度下降形成网状结构而使润滑油凝固。降凝剂能防止石蜡形成网状结构,因而降低润滑油的凝固性和改善其低温流动性能。

3) 抗泡剂

循环使用的润滑油混入空气后形成泡沫而降低润滑性能。抗泡剂用来降低表面张力,防止泡沫形成。

4) 抗腐蚀剂

润滑油由于受热氧化产生过氧化物,生成有害的酸性产物引起金属表

面腐蚀。抗腐蚀剂的作用是分解过氧化物,从而减少酸性物,同时与金属表面形成化学反应膜以保护表面。

必须指出:不同添加剂之间有时产生相互制约作用,当几种添加剂复合使用时,必须注意它们之间的影响和综合应用效果。例如表面活性物质如油性剂和防锈剂等可能使极压添加剂失去效能。

图 6-15 说明合理使用添加剂的效果,图中列出使用不同添加剂时摩擦系数随温度的变化。石蜡油是非极性的,在整个温度范围内摩擦系数很高,而含油性剂的润滑油在低温下具有良好的减摩作用,但达到吸附膜的临界温度 θ_r 以后,吸附膜失效从而摩擦系数迅速上升。含有极压剂的润滑油在未达到反应温度 θ_r 以前润滑效果不大,摩擦系数很高,而形成化学反应膜后摩擦系数急剧降低。若能选择恰当的添加剂配方,采用极压剂和油性剂的复合添加剂,则能够使摩擦系数在低温和高温区都保持稳定的低值,如图 6-15 中的虚线。

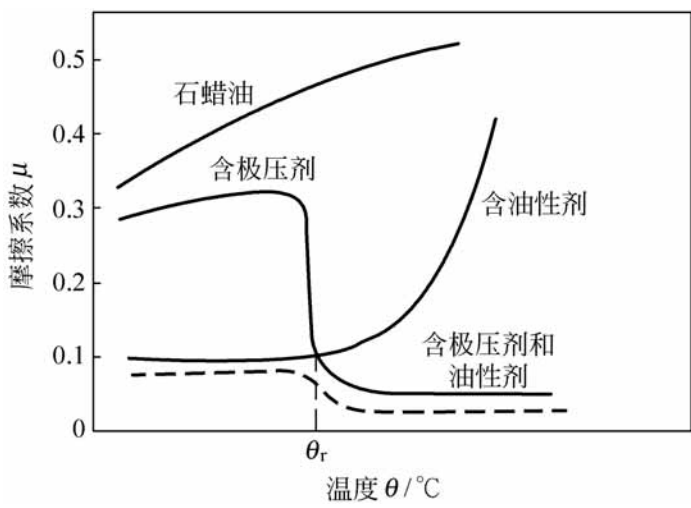


图 6-15 添加剂的复合作用

然而要获得添加剂的综合效果往往不是容易的,在某些齿轮油中存在所谓温度缝隙问题,即在中间温度时,吸附膜业已破裂,而极压剂尚未生成化学反应膜,因而在此温度范围内添加剂无效而出现表面损伤。

参 考 文 献

[1] 温诗铸.摩擦学原理 北京:清华大学出版社,1990

[2] Bowden F P, Tabor D . The Friction and Lubrication of Solid, Oxford: 1954

[3] 颜志光主编 .新型润滑材料与润滑技术实用手册 北京:国防工业出版社,1999

-
- [4] 汤晓瑛,卢颂峰,温诗铸.液晶对矿物油润滑特性的影响.第五届全国摩擦学学术会议论文集,武汉:下册,80~87
 - [5] 周春红,董浚修,温诗铸.常用摩擦副材料与抗磨添加剂配伍性研究.摩擦学学报,1992,12(1):73~80
 - [6] 葛中民,侯虞铨,温诗铸.耐磨损设计.北京:机械工业出版社,1991

第 7 章

润滑状态转化与薄膜润滑

1886 年雷诺提出润滑方程,开创了流体润滑理论研究。随后,基于粘性流体力学建立的流体动压润滑理论广泛地应用于滑动轴承等面接触机械零件的设计,其润滑膜厚度通常在 $100\mu\text{m}$ 以上。20 世纪 60 年代以后,人们又将雷诺流体润滑理论与 Hertz 弹性接触理论相耦合而发展了弹性流体动压润滑理论(简称弹流润滑理论),成功地解决了诸如齿轮传动、滚动轴承等点线接触机械零件的润滑设计问题。由于点线接触表面属于集中载荷作用,润滑膜厚度显著减小,通常在 $0.1 \sim 1\mu\text{m}$ 量级范围内。虽然弹流润滑膜厚度减小,但它与流体动压润滑膜同属于粘性流体膜,以遵循连续介质力学的基本规律为特征。

1919 年 Hardy 提出边界润滑状态,即润滑油添加剂中的元素通过物理或化学作用,在金属表面上形成具有润滑作用的吸附膜。边界润滑膜更薄,通常是由定向排列的单分子或者几个分子层所组成,因而边界膜厚度介于 $0.005 \sim 0.01\mu\text{m}$ 范围。边界润滑的理论基础主要是物理化学和表面吸附理论。

显然,在整个润滑体系中,无论从润滑膜厚度还是润滑膜物理特征来分析都表明:在边界润滑与流体润滑(包括流体动压润滑和弹流润滑)之间存在一个过渡区。人们很自然地提出这样的问题:润滑膜厚度介于边界膜厚度和弹流膜厚度之间是一种什么样的润滑状态?从吸附边界膜如何过渡到粘性流体膜?

随着弹流润滑理论及实验研究的深入发展,20 世纪 90 年代初,作者^[1]提出一种新的润滑状态即薄膜润滑(thin film lubrication)状态,用它来描述边界膜润滑与流体膜润滑之间的过渡状态。随后,从理论和实验两方面都论证了这种以亚微米和纳米量级的膜厚为特征的润滑状态的存在,并在

薄膜润滑性能和机理研究方面取得重要进展^[2]。

作者^[3]还提出图 7-1 概略地描述了组成润滑体系的各种润滑状态的特征和应用情况。

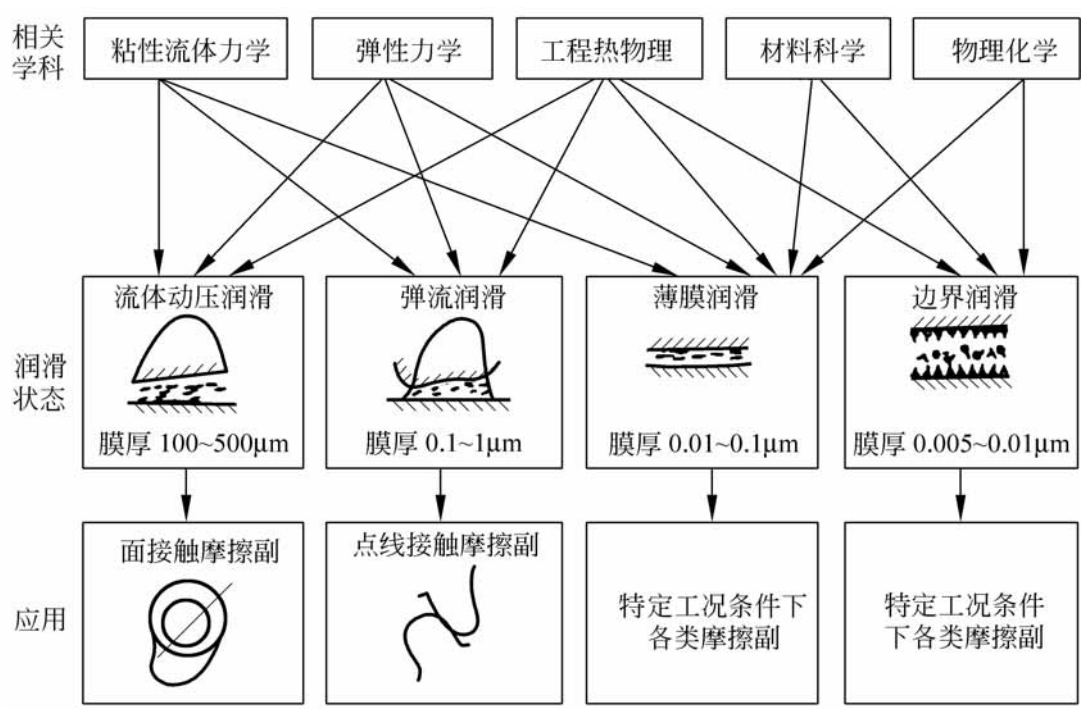


图 7-1 各种润滑状态特征和应用

7 1 弹流润滑研究展望

弹流润滑的发展是润滑理论的重大突破,它的意义不仅将润滑设计扩展到工程中为数众多的点线接触摩擦副零件,而且也使润滑研究从传统的流体力学分析进入到涉及流体力学、弹性力学、流变学、传热学等多学科综合研究。同时,还建立了摩擦学中润滑与磨损两个主要领域之间的相互联系。

弹流润滑膜处于极特殊的状态。例如润滑膜厚度小(约 1μm)、压力高(约 1GPa)、切应变率高(约 10⁶ s⁻¹),以及通过接触区的时间短(约 10⁻³ s),而且压力变化急剧等。显然,处于这种状态的润滑问题不符合经典雷诺理论的假设,而热效应、表面形貌、润滑膜含固体颗粒、特别是润滑膜的流变特性等的影响至关重要,因此,弹流理论就大大地扩展了润滑研究的范畴和学科的综合性。另一方面,工程表面的磨损首先发生在粗糙峰之间形成的接触区,以粗糙表面润滑行为为目标的微弹流研究,将有助于深入揭示摩擦过程中润滑膜失效和磨损形成机理。

7.1.1 弹流润滑研究的启示

当前弹流润滑研究正向着更深入的层次发展,所研究的润滑膜厚度已经从微米级扩展到亚微米、纳米级的薄膜。正如美国工程科学院院士郑绪云教授在作者所著《弹性流体动力润滑》^[4]一书的序中所说:“今后的挑战可能在于揭示摩擦过程中弹流机制与其他过程,如热接触及磨损现象的交叉作用和相互影响。”总之,弹流润滑理论已经进入到润滑界面微观状态的研究,揭示出一些以往未能认识的现象和提出一系列新问题,给予人们新的启示。作者^[5]将这些问题归纳为以下几个主要方面:

1. 润滑膜的高压性态

根据 Booser(1984 年)的统计,工程实际中点线接触表面如齿轮传动、滚动轴承等,其润滑膜承受的压力在 345 ~ 3450MPa 之间。而 Myllerup 和 Hamrock(1999 年)提出的弹流润滑膜承受的压力更高,通常超过 700MPa,甚至高达 4000MPa。众多的实验已经证明,润滑油在高压下将发生巨大变化,例如环烷矿物油在压力为 750MPa 时,其粘度为常压时的 10 万倍。实验证明,当润滑油粘度超过 $10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时开始偏离液体性质,当粘度达到 $10^{12} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时呈现刚度,即转变为玻璃态或弹塑性固体,此时测得的剪切弹性模量 $G \sim 10^9 \text{ Pa}$ 。

Hamrock 等人^[6]在室温 20℃ 下测得 6 种液体的密度随压力的变化关系,如图 7-2 所示。图中纵坐标是液体的相对体积 V_r (即高压下的体积与常压下体积之比)随压力 p 的变化率 dV_r/dp 。

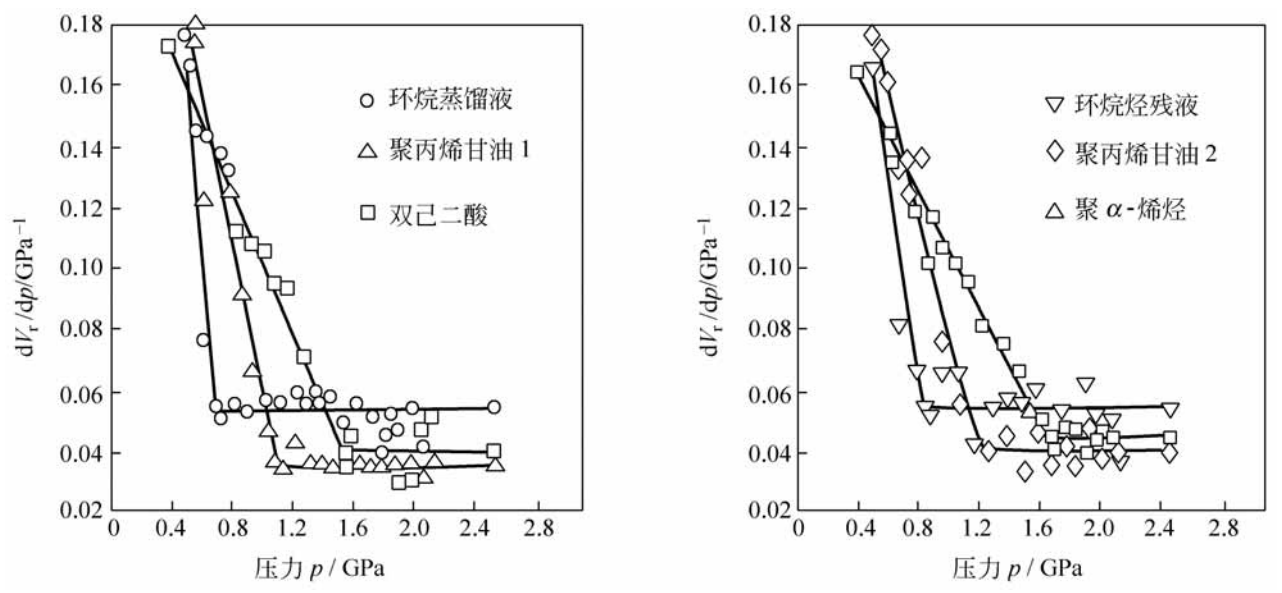


图 7-2 密度随压力变化关系

由图可知, 6 种液体都存在确定的固化压力 p_s 。当 $p < p_s$ 时 dV_r/dp 随 p 直线下降。而当 $p > p_s$ 以后, dV_r/dp 几乎不变, 这说明液体已经转变为不可压缩的固体。

在弹流润滑中, 润滑油通过接触区时压力增加极为迅速, 典型数值为 10^{13} Pa/s , 因此润滑油在固化过程中来不及结晶化而被压缩成玻璃态。固化压力 p_s 表征液体分子之间的距离被压缩到丧失自由运动的程度, 达到固化压力以后的压缩性来源于分子的变形, 表现为压缩刚度。液体固化后的分子排布结构是影响流变特性的决定性因素。

综上所述, 在弹流润滑条件下, 润滑油通常不再呈现常压下的性质, 即由液体的粘性转变为类似固体的粘弹性, 显然, 这就大大地增强了润滑膜的承载能力。

2 . 润滑膜极限切应力

由于粘压效应使接触区润滑油具有很高的粘度, 人们试图通过弹流油膜牵引力开发高效率的摩擦传动。然而, 这项研究未能取得令人满意的结果, 却引发出对润滑膜极限切应力这一重要流变特性的认识。

如果弹流油膜的粘压关系遵循 Barus 指数公式 $\eta = \eta_0 e^p$, 式中 η_0 为常压粘度, η 为压力 p 时的粘度, 通常取粘压系数 $\eta_0 = (5 \sim 30) \times 10^{-3} \text{ MPa}^{-1}$, 则一般弹流油膜 η 的计算值可以达到 $10^{19} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。显然, 此时润滑油已经固化, 牵引系数即切向牵引力(摩擦力)与法向压力之比应当非常高。但是, 迄今为止实际能得到的牵引系数通常仅在 $0.04 \sim 0.1$ 范围。

研究表明, 产生上述差别的原因在于弹流油膜同时受到高压力和高切应变率作用。由于润滑油具有极限切应力特性, 在很高的切应变率时发生剪切屈服而呈现出粘塑性, 因而润滑油粘度不可能达到极高的数值。

弹流润滑膜处在高切应变率和压力急剧变化状态下, 切应力和切应变率成正比的牛顿粘性规律不复存在。Hoglund 和 Jacobson^[7] 以及 Bair^[8] 通过实验证明极限切应力存在。当达到极限切应力时, 弹流润滑膜呈现粘塑性性质, 则在油膜内部或者油膜与固体的界面上将出现滑动, 从而使得油膜压力降低, 甚至丧失承载能力。

3 . 润滑膜承载能力

经典润滑理论认为, 随着载荷增加润滑膜逐渐变薄, 当润滑膜厚度减小到表面粗糙峰直接接触时即为润滑失效。因此采用膜厚比 λ 作为润滑状态的判断准则

$$h = h' = h' \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{h'^2} + \frac{\sigma_2^2}{h'^2}} \tag{7-1}$$

其中, h 为润滑膜厚度; h' 为表面综合粗糙度; σ_1 和 σ_2 为两表面粗糙高度的均方根偏差。通常认为, $h' \sim 3$ 为全膜弹流润滑, 否则为部分膜弹流润滑, 即润滑膜与粗糙峰接触同时存在的混合状态。然而, 弹流润滑研究的深入发展揭示出润滑膜具有强大的承载能力, 上述判断准则不完全符合实际。

弹流润滑理论得出, 润滑膜厚度随载荷的改变属于弱变化, 即载荷成倍地增加, 但膜厚的减少甚微。这是由于载荷集中作用产生的表面弹性变形和粘压效应造成的粘度增加都有阻止膜厚减小的作用。作者^[9]对粗糙表面微观弹流的研究证明: 粗糙峰附近所建立的局部压力随着载荷的增加而增加, 由局部压力产生的表面变形足以使粗糙峰展平而不发生接触。这就是说, 虽然载荷增加使润滑膜变薄, 但弹流接触区始终保持着完整的润滑膜, 这似乎意味着弹流润滑膜具有“无限”的承载潜力。

显然, 弹流润滑膜的承载能力事实上不可能是无限的。作者^[10]进一步研究指出: 如果考虑润滑油达到极限切应力而屈服, 则油膜承载量相应存在极限数值。但是, 弹流润滑膜具有比经典润滑理论预计的更大的承载潜力已经由理论和实验所证实。

4 . 乏油与干涸润滑

在弹流润滑中, 反映润滑油供应充足程度的油膜起始点位置显著地改变油膜厚度。当起始点位置远离接触中心一定距离时, 可以保证充足供油, 膜厚将不随起始位置变化。当起始位置小于该距离时, 则是处于不同程度的乏油状态, 此时膜厚要比充足供油的有所降低, 但仍能实现油膜润滑状态。

近年来, 人们研究了一种实际存在的严重乏油状态。在极少量供油或者无补充供油条件下, 依靠粘附在摩擦表面上的极薄油层也能够实现油膜润滑, 此称干涸润滑 (parched lubrication)。Kingsbury (1990 年) 关于陀螺仪高速滚动轴承的实验研究指出: 在轴承表面涂抹 80 ~ 200nm 厚的润滑油不再补充供油, 其润滑性能良好。刘健海和温诗铸^[11]分析了充足供油、乏油和干涸润滑的性能, 并提出了这三种状态的判别方法。这些研究表明, 弹流润滑膜可以存在于微米、亚微米甚至纳米膜厚很宽的范围。

5 . 弹流润滑理论的最小膜厚极限

弹流润滑属于流体动压润滑范畴, 它依据的雷诺方程是粘性流体力学中 Navier-Stokes 方程的特殊形式, 与变形计算的 Hertz 弹性接触理论同属

于连续介质力学。

实践证明,对于某些润滑良好的齿轮传动或滚动轴承如果应用弹流润滑公式计算所得到的油膜厚度值极小,甚至只有十几或几十层润滑油分子的厚度。显然,这样薄的油膜不足以充分保证作为连续介质处理的条件,也就是说弹流润滑理论失去正确的应用基础。由此提出两个问题:首先是如何确定弹流理论可以正确应用的最小膜厚极限值?其次是对于弹流理论丧失应用基础的薄膜润滑,如何评价它的性能和建立物理数学模型?对于前一个问题,Johnston 等人^[12]的实验表明:当膜厚小于 15nm 时,膜厚随速度的变化规律偏离弹流润滑理论,其膜厚数值低于弹流理论的计算值。雒建斌^[13]的实验得出弹流理论的最小膜厚极限值为 26nm,而 Streater 和 Gerhardstein^[14]的实验证明最小膜厚的极限值为 23nm。通常润滑油分子尺寸为 0.5~3nm,可见弹流润滑理论可以应用的最小膜厚极限大约相当于 10~50 层润滑油分子的厚度。而对于上述后一个问题,则提出了开展纳米量级薄膜润滑状态研究的必要性。

7.1.2 薄膜润滑研究的意义

据调查,工程中实际存在的润滑膜厚度从几个分子层到几百个微米,包含着不同的润滑状态,而各种润滑状态都具有其典型的特征和膜厚范围。经典的 Stribeck 曲线预示了整个润滑体系中摩擦系数的变化,人们对于该曲线中流体膜润滑(包括流体动压润滑和弹流润滑)与边界膜润滑的规律已有较全面的认识。但对于两者的中间状态,通常统称为混合润滑(mixed lubrication),迄今研究得还很不充分,而且存在着各种不同的观点,这正是现代润滑理论需要着重研究的领域。

早在 1971 年 Roberts 和 Tabor 在实验中发现橡胶与玻璃组成的摩擦副之间存在 10nm 厚的水膜。20 世纪 80 年代末期,英国伦敦帝国理工学院 Spikes 教授主持的研究组采用附加垫层方法改进光干涉弹流膜厚测试技术,首次实现纳米量级薄油膜厚度测量。他们在极低的卷吸速度下,测出点接触区存在 5~10nm 厚的弹流油膜,相当于润滑油分子 3 层至 6 层的厚度。随后,利用此装置对不同润滑材料和添加剂进行实验研究,证明二烷基二硫化磷酸锌(ZDDP)形成厚度仅 10~50nm 的粘性润滑膜。此外,还考察了非碳氢润滑剂、乳化液等纳米薄膜润滑性能。作者主持的研究组^[15]采用光干涉相对光强原理研制的纳米膜厚测试装置进一步提高了测量精度和分辨率,也证实点接触表面形成完整的纳米薄膜润滑状态。

薄膜润滑研究对于深化润滑和磨损理论有着重要意义,而且也是现代科学技术发展的需要,具有广泛的应用背景。薄膜润滑往往是保证一些高科技设备和超精密机械正常工作的关键技术。另外由于制造技术的提高,使一般机械的表面形貌日益改善,再加上粗糙峰微观弹流润滑的展平作用,大大地加强实现薄膜润滑状态的可能性。

英国著名学者 Dowson 教授总结润滑技术的发展指出,由于润滑设计和制造技术的不断完善,在 20 世纪中流体润滑系统的润滑膜厚度日益减小。他提出表 7-1 说明这一发展趋势。

表 7-1 20 世纪中最小润滑膜厚的发展

年代	典 型 实 例	最小膜厚/ m
1900 年	普通滑动轴承	$10^{-4} \sim 10^{-5}$
1950 年	稳态载荷滑动轴承	10^{-5}
1980 年	内燃机曲轴轴承、连杆大端轴承	$10^{-5} \sim 10^{-6}$
	齿轮传动、滚动轴承	$10^{-6} \sim 10^{-7}$
1990—2000 年	粗糙峰润滑、低弹性模量表面、磁记录装置、塑性流体动压润滑	$10^{-7} \sim 10^{-8}$ 甚至 10^{-9}

实践表明,工业中广泛应用的水基润滑介质,由于其粘度值和粘压系数低而形成薄膜润滑;高温下工作的机械,由于润滑油粘度降低而润滑膜厚常处于纳米量级;某些抗磨添加剂的作用机理就是在表面生成极薄的润滑膜。此外,超低速或者特重载荷的摩擦表面也都处在薄膜润滑状态。

7 2 润滑状态转化

1885 年美国机械工程师学会第一任主席 Robert H .Thurston 首次观察到径向滑动轴承随着载荷增加出现最小的摩擦系数,并认为它是流体动压润滑与混合润滑的转化点。随后,Gümbel 将这一现象与 Streibeck 实验曲线相结合,提出如图 7-3 所示的经典润滑状态图。将润滑状态划分为流体动压润滑、混合润滑、边界润滑三个区域。

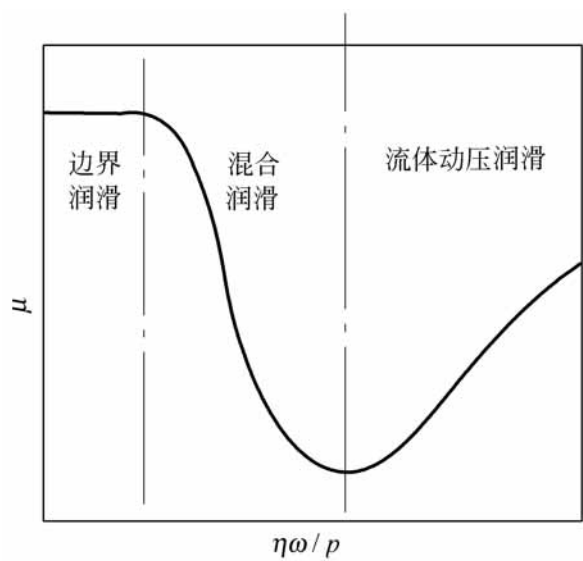


图 7-3 经典润滑状态图

20 世纪 60 年代发展的弹流润滑是流体膜润滑状态的一种特殊形式。考察流体膜润滑状态转化可以用膜厚 h 和摩擦系数 μ 两个量的变化来分析,它们可以表示为

$$h = \frac{a}{p}$$
$$\mu = \frac{b}{p}$$

其中, a 和 b 为与表面接触形状有关的常数。Dowson^[16] 根据线接触弹流润滑的计算结果,将流体动压润滑和弹流润滑中 h 和 μ 的变化组成图 7-4,图中 μ 的变化与 Streibeck 曲线类似。由图可知,在弹流润滑区表面弹性变形起着阻止摩擦系数和润滑膜厚度随载荷增加而降低的作用。

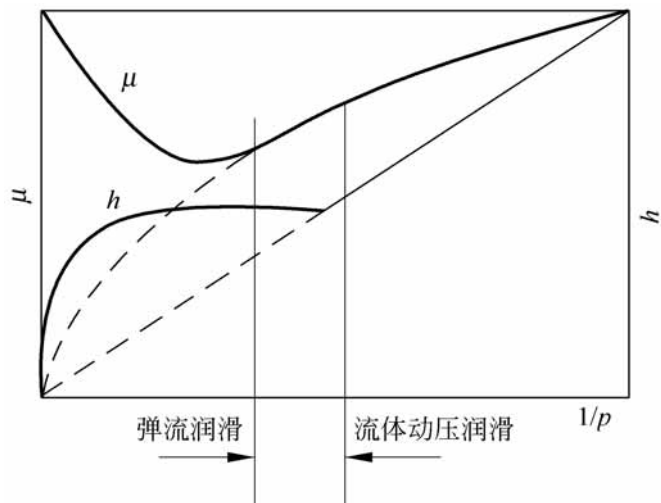


图 7-4 流体膜润滑

在此基础上, Dowson 提出如图 7-5 的润滑状态图。膜厚由小到大依次为边界润滑、混合润滑、弹流润滑、流体动压润滑等 4 种状态。他认为, 当流体膜减薄到表面粗糙峰之间的间隙达到润滑油分子尺度范围, 即在粗糙峰顶出现边界膜时即开始进入混合润滑状态。并提出 25nm 为弹流润滑向混合润滑转变的膜厚值。

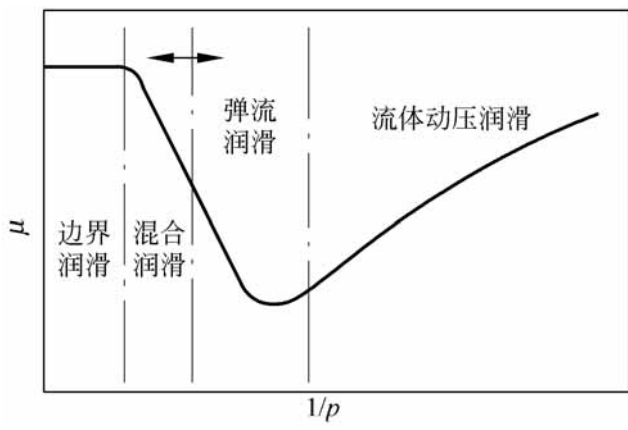


图 7-5 润滑状态图

应当指出, 以上分析是在弹流润滑研究初期提出的, 显然不尽符合实际。作者认为, 对于精密加工表面, 并考虑粗糙表面微观弹流润滑的展平作用, 近年来新出现的薄膜润滑应是介于弹流润滑和边界润滑之间的状态, 它包容混合润滑, 并且出现在相当宽的范围内。

从弹流润滑向薄膜润滑转化的条件主要取决于润滑膜厚度。当弹流膜厚减薄到一定数值时, 膜厚变化规律偏离弹流润滑理论, 该膜厚值即为转化膜厚。

Johnston 等^[12] 对弹流与薄膜润滑的转化膜厚进行了实验研究, 图 7-6 为部分实验结果。

由弹流润滑理论, 点接触膜厚公式可简化为

$$h_c = ku^{0.7} \tag{7-2}$$

式中, h_c 为接触区中心膜厚; u 为卷吸速度; k 为常数。可知, 弹流润滑膜厚 h 应与卷吸速度 u 在对数坐标系中构成直线变化关系。

图 7-6 表明, 各种润滑剂在极低速度下都能保持 5nm 厚度稳定可靠的薄膜。此外, 除液晶和粘度低的硅氧烷之外其他几种润滑剂在膜厚小于 15nm 时, 中心膜厚随速度的变化明显地偏离弹流润滑规律即进入薄膜润滑状态。

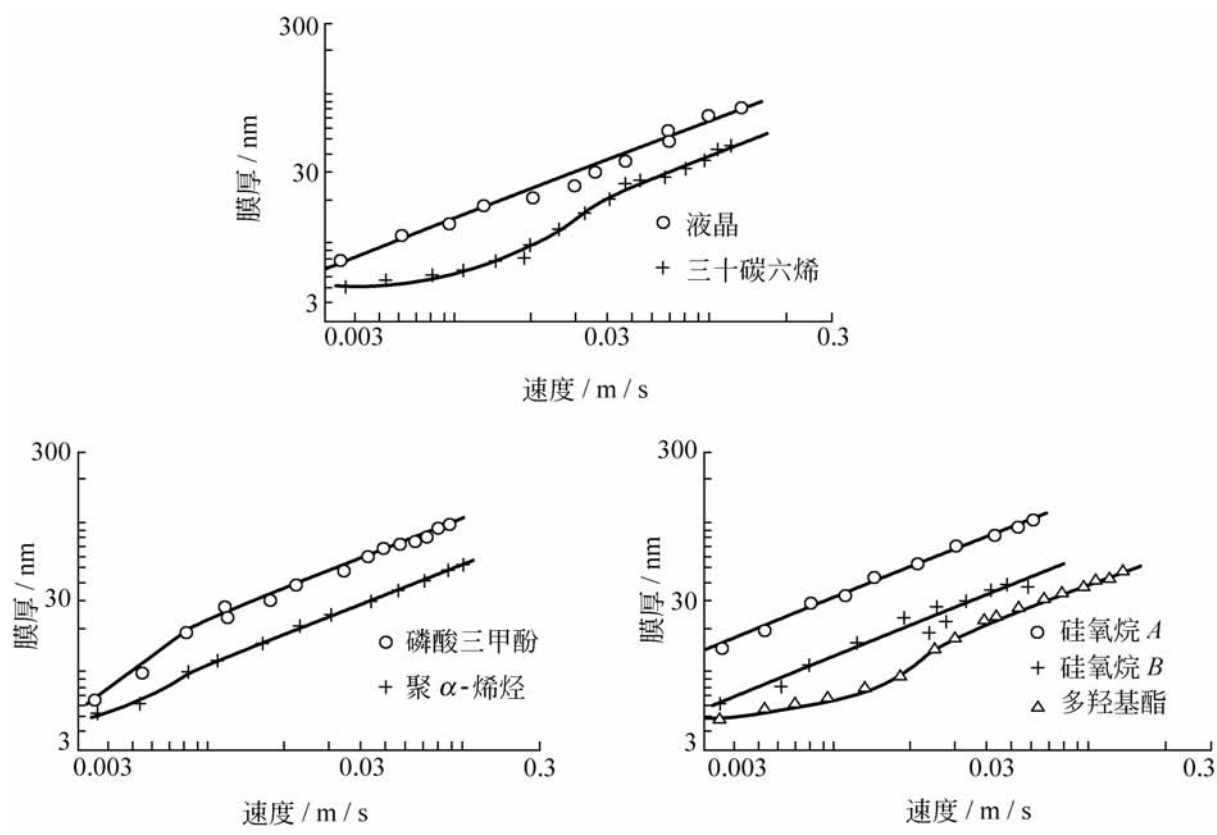


图 7-6 中心膜厚与速度的关系

当膜厚小于 15nm 时,连续介质力学的假设已不尽适用。由于靠近固体表面的液体分子有序排列,使润滑膜的有效粘度低于体相粘度,因而降低了润滑膜厚度。这一现象与第 6 章中图 6-4 的实验结果相吻合。即采用气流法测量靠近固体表面液体的粘度,发现具有化学极性的戊基皮脂酸在距离表面 10nm 以内的粘度降低。这说明由于液体分子与固体表面的吸附作用而产生的有序化结构,使其性质与体相液体不同。

应当指出,既然弹流润滑向薄膜润滑状态转化与液体分子排列结构有关,那么转化条件除膜厚之外还应当与液体其他性质有关,而且各种液体的转化膜厚也应当不同。我们^[17]对于这一问题采用根据光干涉相对光强原理研制的纳米膜厚测量装置,对点接触弹流膜厚的变化规律进行了系统的实验研究。图 7-7 给出部分实验结果。

由图可以看出,在卷吸速度较高的区域,所实验的各种润滑剂的中心膜厚均与卷吸速度呈线性关系,即润滑膜具有弹流润滑性质。对于 13602 标准液,当膜厚减小到 15nm 时,式(7-2)中的速度指数逐渐减小,即膜厚受卷吸速度的影响程度减弱而过渡到薄膜润滑,但是,不同润滑剂转化膜厚的大小各不相同。如图,液体石 的转化膜厚为 20nm,10 号矿

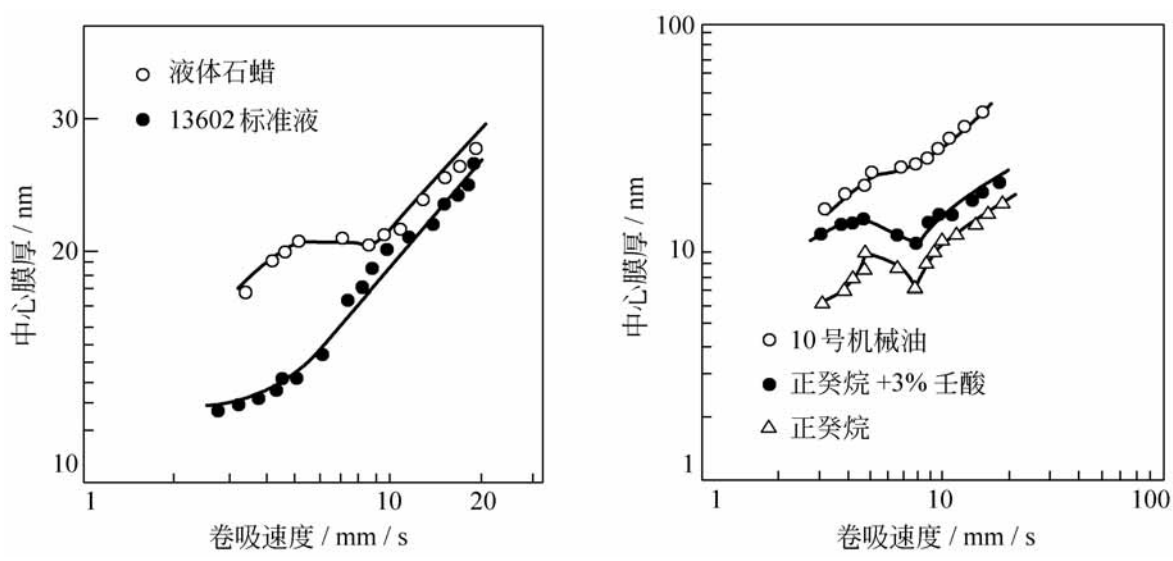


图 7-7 中心膜厚与速度关系

物油的转化膜厚为 24nm。对于粘度较小的正癸烷,不仅转化点的膜厚减小,约为 12nm,而且在薄膜润滑区膜厚与速度的关系出现异常情况,即卷吸速度在某个区间变化时,膜厚反而随速度的增加而减小。当在正癸烷中加入 3 % 的壬酸以后,虽然膜厚增加了,但膜厚随速度的变化规律与未加壬酸的相似。

我们认为,由于薄膜润滑以含有分子排列规律的有序液体膜为特征,有

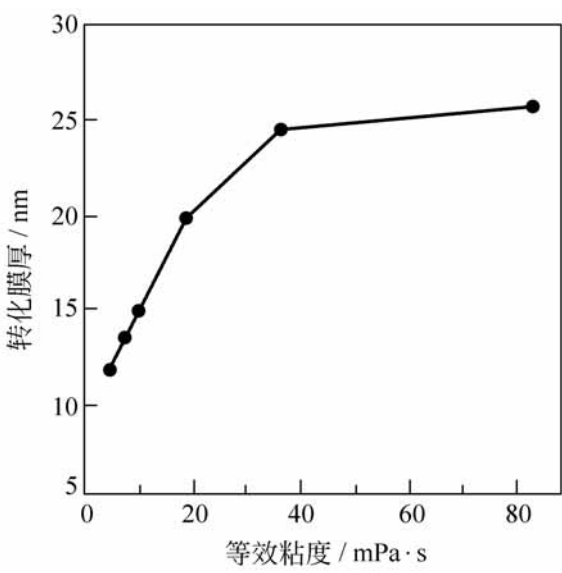


图 7-8 转化膜厚与粘度关系

序液体膜的厚度与界面粘附能的大小及其作用范围密切相关。而界面粘附能与液体分子的结构、分子量和环境温度的相关关系又与该液体的等效粘度和它们的相关关系类似。于是,有序液体膜的厚度也应随液体的等效粘度而变化。图 7-8 给出弹流润滑开始向薄膜润滑转化时的膜厚值与润滑剂等效粘度的关系^[13]。

由图可以看出,转化膜厚随润滑剂粘度的增加而增加。当膜厚达到 26nm 左右以后,转化膜厚度值的变化非常缓慢,这与粘附能的有效作用范围有关。

7 3 薄膜润滑的特征

弹流润滑以粘性流体膜为特征,它服从连续介质力学的规律,而边界润滑以液体分子有序排列的吸附膜为特征,以表面物理化学为基础。显然,作为中间状态的薄膜润滑兼有流体膜和吸附膜的特点,因此,润滑膜的有序化是薄膜润滑的首要特征。

其次,如第 1 章所示,润滑较重要的非牛顿特性有剪切时间稀化和切应变率稀化。前者是润滑油粘度随着剪切持续时间增加而降低;后者是粘度随着切应变率增加而降低,它们都使得流体动压润滑膜厚度减小。由于这两种效应对于润滑膜厚的影响并不明显,所以在常规润滑设计中通常不予考虑。而薄膜润滑涉及到润滑膜分子的再构造和表面力作用,剪切时间和切应变率对润滑性能的影响就成为了不可忽视的特征。

下面对薄膜润滑上述特征作简要介绍。

7 3.1 薄膜润滑的有序化现象

雒健斌等人^[13,18]采用光干涉相对光强方法对于点接触纳米级薄膜的性能结构及机理进行了系统的实验研究。图 7-9 是在载荷 6.05N、温度 20℃、钢球直径 20mm 条件下,采用 10 号机械油润滑时,不同卷吸速度的接触区光干涉条纹图像。由图看出,在静态接触即卷吸速度为零时,干涉条纹为一组完整的同心圆。而动态接触时,在接触区的出口端呈现颈缩现象,速度越高颈缩越强烈,这是流体动压效应的特征。

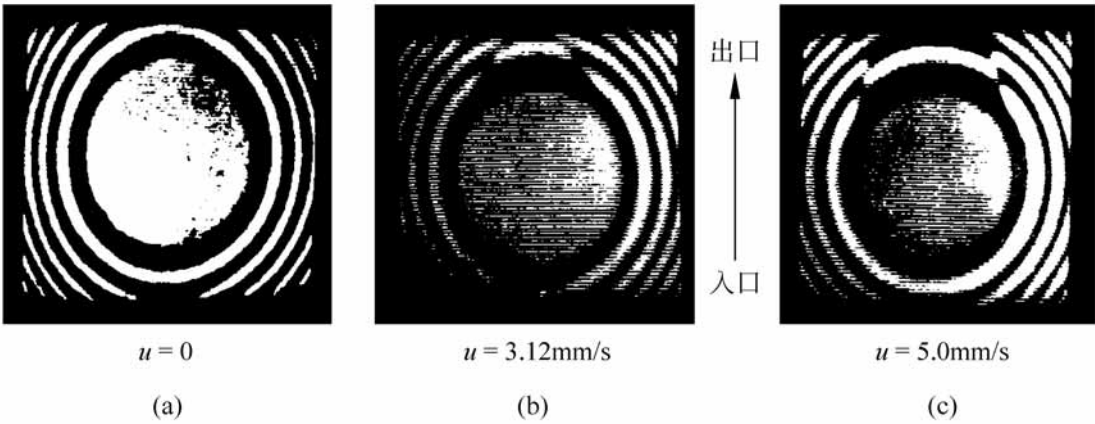


图 7-9 接触区干涉条纹

图 7-10 给出接触区中心截面上膜厚分布。静态接触时,膜厚小而且稳定,膜厚分布呈平坦状,因此不存在流体动压效应和端泄现象,此时润滑膜

可以认为主要是分子有序排列的吸附膜。而动态接触时,由于卷吸速度产生的流体动压效应使膜厚增加,膜厚曲线出现弧形并出现端泄现象,此时润滑膜包含粘性流体膜和吸附膜。

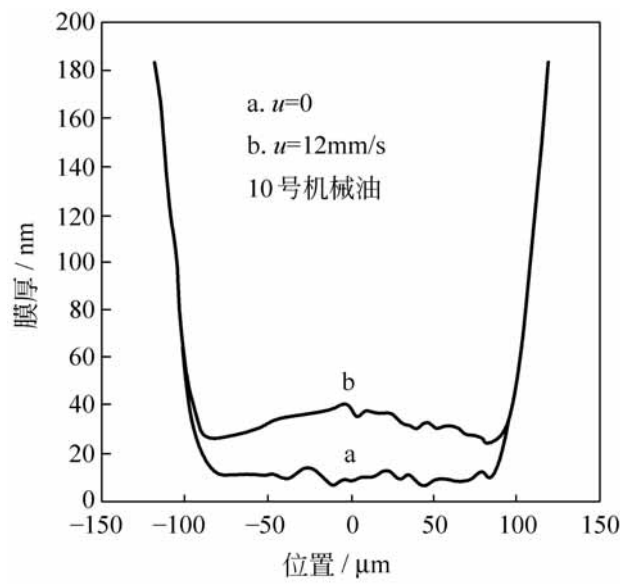


图 7-10 中心截面膜厚分布

如图 7-11 所示,13602 标准液在载荷 4N、温度 25 、钢球直径 20mm 时,不同卷吸速度的膜厚曲线表明,速度越高,膜厚曲线弯曲程度越大即流体动压效应越强,因此粘性流体膜厚在总厚度中所占比例就越大。图示还表明,当膜厚值大于 15nm 以后,膜厚曲线的弧形更为显著,这与图 7-7 中 13602 标准液膜厚的速度指数开始降低的膜厚值相同。由此可证明,当膜厚大于转化膜厚时,润滑膜的流体动压效应才比较显著。

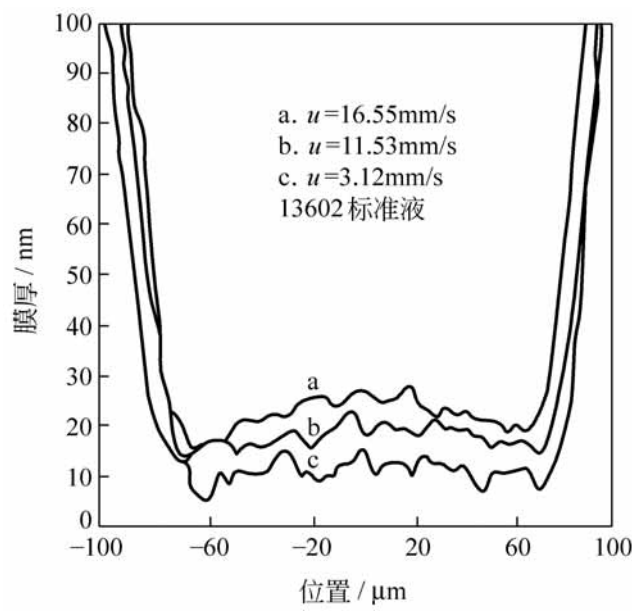


图 7-11 中心截面膜厚分布

图 7-12 为 10 号机械油润滑时,不同卷吸速度下的膜厚分布曲线,实验条件与图 7-9 相同。实验表明,当膜厚大于转化膜厚 24nm 时,膜厚曲线弯曲显著,流体动压效应加强,即润滑膜以粘性流体膜为主。图 7-13 为载荷 4N、温度 20℃、钢球直径 20mm 条件下,静态和动态接触时的膜厚随润滑剂粘度的变化。该图采用对数坐标系。

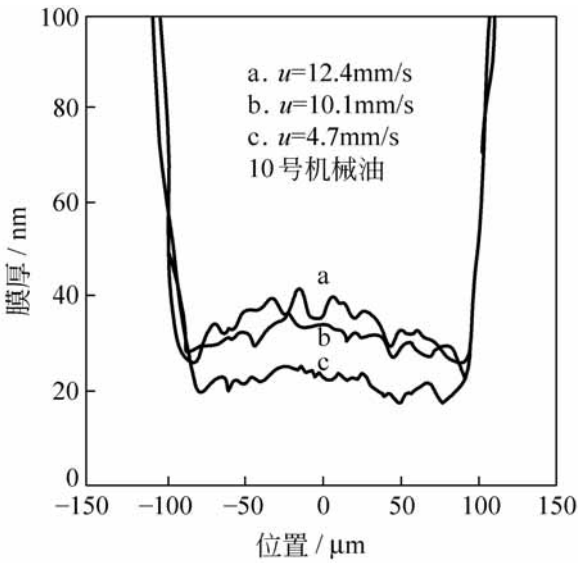


图 7-12 中心截面膜厚分布

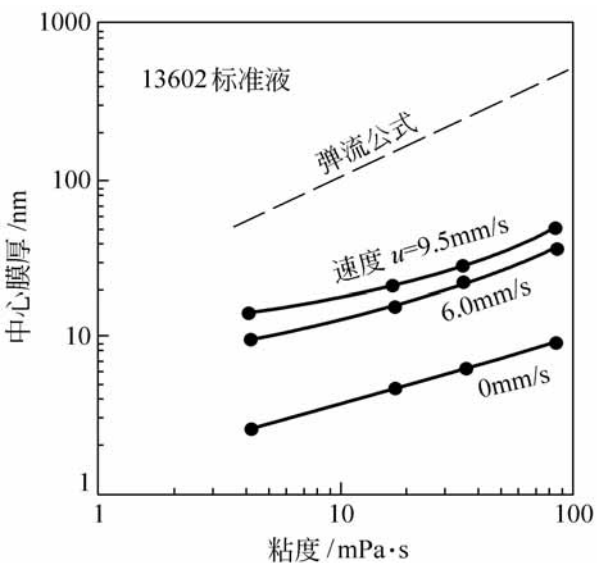


图 7-13 中心膜厚与粘度关系

由图可知,静态和动态接触的膜厚都随粘度的增加而增加,即粘度增加对于形成有序分子膜和粘性流体膜都有利。计算得出,静态接触时有序膜的膜厚随粘度变化的指数为 0.45,而根据公式(7-2),流体膜的膜厚随粘度增加的指数为 0.70。

进一步分析表明,虽然粘度对有序膜厚的影响小于对流体膜厚的影响,然而,对于薄膜润滑状态而言,粘度指数却高于速度指数。以 13602 标准液润滑为例,由图 7-7,在膜厚大于转化膜厚 15nm 的线性段,计算求得速度指数为 0.45,它低于弹流润滑公式(7-2)中 0.70 的数值。而当膜厚小于 15nm 以后,速度指数迅速降到 0.18,也低于粘度指数值 0.45。

如果将图 7-7 中的膜厚减去图 7-13 中静态接触时的膜厚,则线性段的速度指数增加达到 0.69,接近弹流理论的速度指数 0.70,而非线性段的速度指数也上升到 0.45 左右。由此可见,薄膜润滑状态除了粘性流体膜之外,还有另一种不参与流动的液体膜存在,即有序液体膜(ordered liquid film)。有序液体膜的厚度取决于液体分子与表面粘附能量的大小,而表面粘附能又与液体粘度相关。而有序膜占总膜厚的比例随总膜厚的减小而增大,这是造成薄膜润滑速度指数降低的重要原因。

另外,图 7-7 所示的实验表明,转化膜厚的最大值趋于 26nm,也就是说膜厚大于 26nm 时,将不发生速度指数的突变。此膜厚值与 Horn 和 Israelachvili(1981 年)用量子力学计算非极性液体表面分子作用力的有效范围十分接近。

在实验分析的基础上雒建斌^[13] 提出如图 7-14 所示薄膜润滑物理模型。他认为,亚微米或纳米量级润滑膜由 3 种结构性能不同的膜组成,即吸附膜、有序液体膜和粘性流体膜。

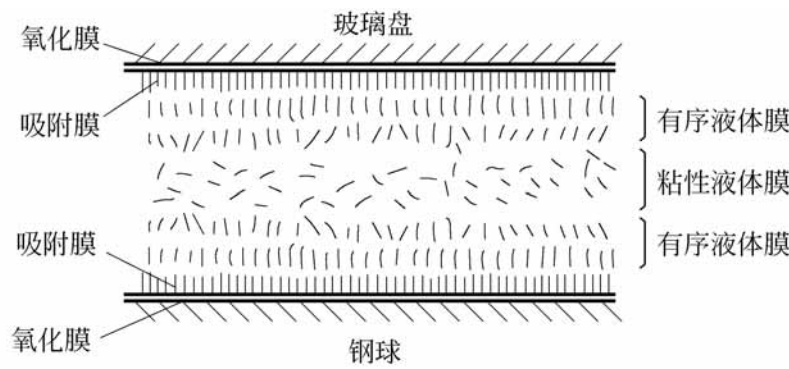


图 7-14 薄膜润滑模型

靠近摩擦表面的是吸附膜,它由两部分组成,一部分是静态接触时形成的吸附膜,另一部分是在润滑过程中部分有序液体膜因剪切作用转变成结构更加规则和紧密的吸附膜。吸附膜的总厚度为几个润滑油分子层,它与表面连接牢固,不具有流体性质,在润滑过程中不参加流动。吸附膜具有边界润滑特征,亦可称为边界润滑膜。

处于润滑膜中央部分为粘性流体膜,它是依靠流体动压效应形成的,具有弹流润滑特征,或称为弹流润滑膜。

介于粘性流体膜与吸附膜之间的是有序液体膜。它是由于液体分子在摩擦过程中受到剪切和表面能作用促使分子有序排列而形成的。在从粘性流体膜向吸附膜方向上,分子排列的有序度越来越高,即有序液体膜的有序度高于粘性流体膜,而低于靠近金属表面的吸附膜。在一般情况下,薄膜润滑中有序液体膜厚度相当于几个到十几个分子层。

如图 7-14,弹流润滑、薄膜润滑、边界润滑之间的相互转化取决于润滑膜总厚度值以及上述 3 种膜所占的相对比例。当润滑膜比较厚时,粘性流体膜所占比例大,摩擦剪切发生在流体膜中,有序液体膜难以形成,而吸附膜的影响也可以忽略,因此润滑膜的形成以流体动压效应为主,润滑状态为弹流润滑。

随着润滑膜减薄, 吸附膜在总膜厚中所占比例增加, 逐渐影响膜厚随卷吸速度的变化关系。当润滑膜减薄到表面能作用范围内后, 润滑油分子在表面能作用和摩擦剪切作用下发生结构变化, 一部分流体膜转化为有序液体膜, 即开始由弹流润滑转向薄膜润滑, 膜厚变化的速度指数也显著降低。

当润滑膜厚继续减小到粘性流体膜完全消失时, 润滑膜由有序液体膜和吸附膜组成。由于吸附膜是非流动膜而且很薄, 此时润滑膜的特征以有序液体膜为主, 在摩擦剪切作用下显示出时间效应, 即膜厚随时间而增加。如果润滑膜更薄而只有吸附膜存在时, 润滑状态即为边界润滑。由此可知, 3 种特性的润滑膜相互变化将预示着 3 种润滑状态的转化。

应当指出, 弹流润滑理论中以膜厚比来区分弹流润滑和混合润滑的观点并不全面, 因为它忽略了润滑膜很薄时出现的结构变化。例如, 对于超精密加工的光滑表面, 其表面粗糙度极小, 即便是润滑膜厚度远大于表面粗糙度, 但由于润滑膜厚度小, 在摩擦剪切和表面能作用下也可能形成分子有序排列的润滑膜而不具有弹流润滑性质。因此, 我们^[2]提出, 应当根据膜厚比和膜厚值相结合的观点来划分润滑状态。

对于分子尺度的润滑薄膜的性能和结构特征, 法国学者 Georges 等人^[19]也进行了实验研究, 并得到相似的结论。他们对于相同材料形成的点接触摩擦副, 两表面间以十二烷 $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{10}\text{CH}_3$ 作为润滑剂, 测量在挤压过程中润滑膜的流动性能, 藉以研究在表面能作用下润滑膜中非流动层的厚度以及表面粗糙度对于非流动层的影响。

实验结果表明, 由于范德华力作用, 在固体表面上形成厚度为润滑剂分子 1~2 层的非挤压流动层。在润滑膜挤压过程中, 该层分子受到约束而不参与流动。非流动层的厚度与表面粗糙度无关, 甚至在非流动层厚度小于粗糙峰高度时, 非流动层厚度仍然不变。

Georges 等还得出薄膜挤压过程存在 3 种状态。当润滑膜厚度较大时, 挤压流动属于流体动压润滑性质, 润滑剂的体相粘度起决定性作用, 而两表面上的非流动层不参与流动。当润滑膜厚度减小到接近非流动层厚度时, 润滑膜的挤压行为偏离流体动压润滑理论, 此时的润滑膜表现为约束膜性质。最后, 当润滑膜中的流体层全部被挤出, 两表面仅覆盖非流动层时, 则表面产生接触弹性变形。

7 3 2 薄膜润滑的时间效应

我们^[2,20]用光干涉方法观察钢球与玻璃盘组成的点接触润滑情况,发现在薄膜润滑条件下有些润滑剂的膜厚随持续剪切时间的增加而增加,并逐步趋于稳定数值。薄膜润滑的时间效应不能用润滑油的触变性来解释。因为润滑油的触变性是稀化作用,即随剪切时间增加而粘度降低,使膜厚逐渐减小而达到稳定。

采用光干涉相对光强原理测量纳米润滑膜厚度与运行时间的关系的实验研究表明:薄膜润滑的时间效应的强弱与载荷、卷吸速度和润滑剂粘度有关。

图 7-15 给出载荷 12N、卷吸速度 17.5mm/ s、温度 18℃、钢球直径 25.4mm 条件下,液体石蜡薄膜润滑膜厚在运行时间分别为 4min 和 78min 时的情况。膜厚分布图明显地示出膜厚随运行时间增加而增厚。

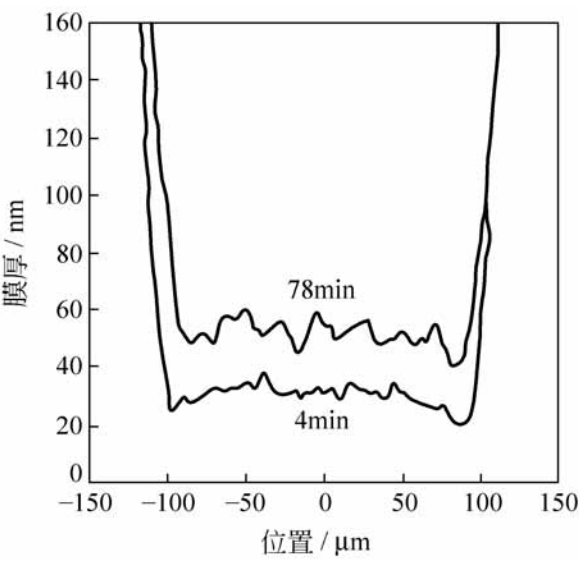


图 7-15 中心截面膜厚变化

图 7-16 和图 7-17 给出钢球直径 20mm、温度 27℃、卷吸速度 4.49mm/ s,而载荷分别为 4N 和 7N 时,液体石蜡润滑的中心膜厚随运行时间的变化。对比两图可知,在其他工况参数不变的条件下,当载荷为 4N,连续运行 80min 以后,膜厚增加了 6nm,运行停止后的静态接触膜厚为 7nm 左右,比运行前静态膜厚增加 2nm。而当载荷提高到 7N 时,虽然开始运行时的膜厚与载荷 4N 时相近,但是膜厚随时间增加较快,运行到 70min 时其增量达到 13nm,运行停止后静态接触膜厚为 12nm,比运行前静态膜厚增加 7nm。由此可见,当载荷增加,薄膜润滑膜厚随连续运行时间的变化幅度增加,即时间效应加强。

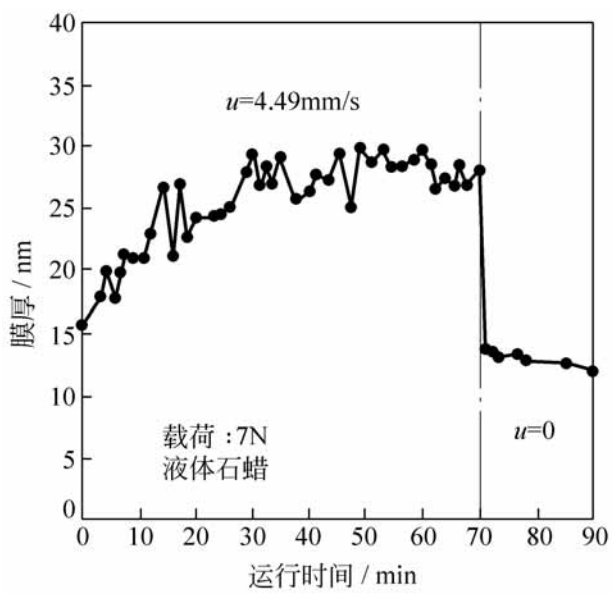


图 7-16 载荷为 7N 时的膜厚与运行时间

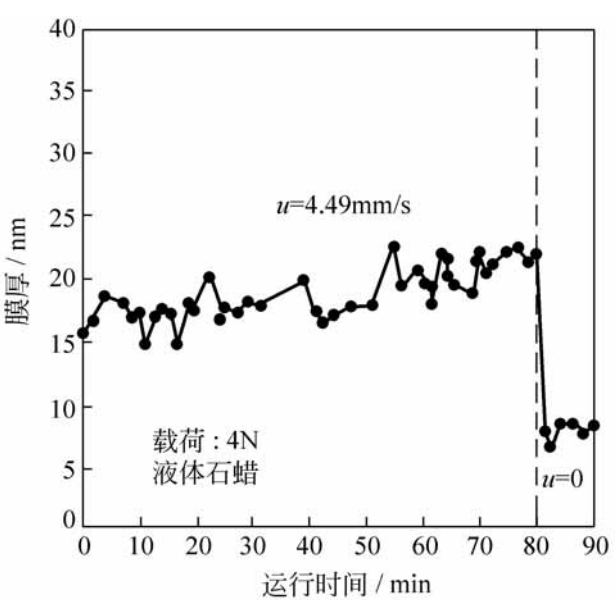


图 7-17 载荷为 4N 时的膜厚与运行时间

图 7-18 为液体石蜡在卷吸速度为 0.9mm/s 时的中心膜厚与运行时间的关系,实验的其他条件与图 7-16 相同。此时,运行 70min 以后膜厚的增量为 11nm ,远大于图 7-16 的膜厚增量。这说明卷吸速度越低,时间效应越强。

进一步实验表明,速度对润滑膜厚度时间效应的影响比较复杂。静态接触的膜厚不随着时间变化,即没有时间效应。在较高的卷吸速度下也不存在时间效应。只有在一定的速度范围内才具有时间效应,而且速度越低,时间效应越强。此外,薄膜润滑的膜厚值还与承受的剪切历史有关。

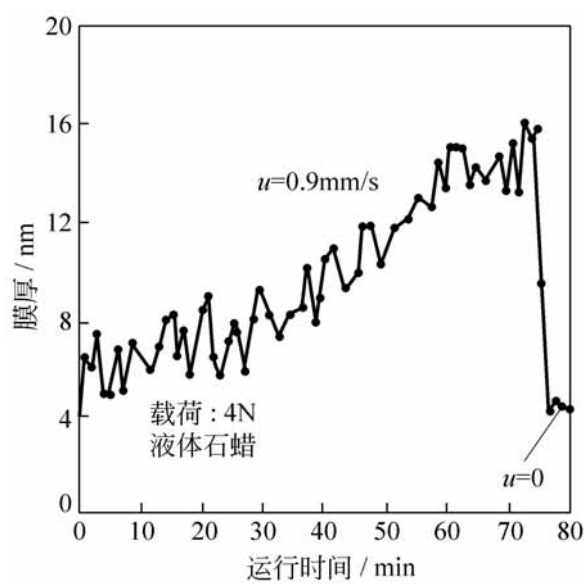


图 7-18 卷吸速度为 0.9mm/ s 时的膜厚与运行时间

润滑膜厚的时间效应还与润滑剂的粘度有关。图 7-19 列出载荷 4N、卷吸速度 3.12mm/ s、钢球直径 20mm 条件下,不同润滑油粘度对时间效应的影响。如图,10 号机械油的膜厚在连续运行 70min 以后增加到与 30 号机械油的膜厚非常接近。30 号机械油在运行过程中膜厚增加甚少,而粘度更高的 40 号机械油基本上无时间效应。

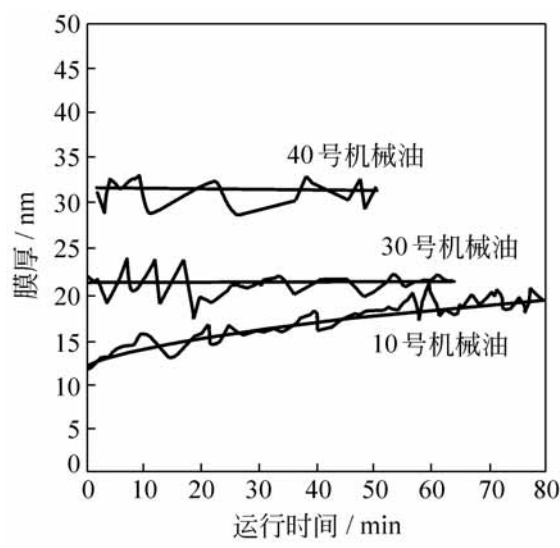


图 7-19 时间效应与粘度

根据大量的实验结果, 雒建斌^[13] 将薄膜润滑剪切时间效应与工况参数的相关关系汇总于表 7-2。并由此得出,如图 7-20 所示的时间效应与载荷的关系以及图 7-21 所示时间效应与速度和粘度的关系。

表 7-2 薄膜润滑剪切时间效应

润滑剂	温度 /	运行时间 / min	卷吸速度 / mm/ s	粘度 / Pa · s	载荷 / N	钢球直径 / mm	膜厚增量 / nm		
癸烷	30	70	3 .12	2 .5	4	20	32		
13602				3 .3			20		
10 号机械油				23			7		
30 号机械油				62			0 ~ 2		
40 号机械油				118			0		
液体石蜡	27		4 .49	23 .2	7		4	6 .5	
								6	
								12	
								6	
	18		0 .90	32 .7	4		6	11	
						17 .3		0	
						17 .3		12	17
						5 .70		4	7

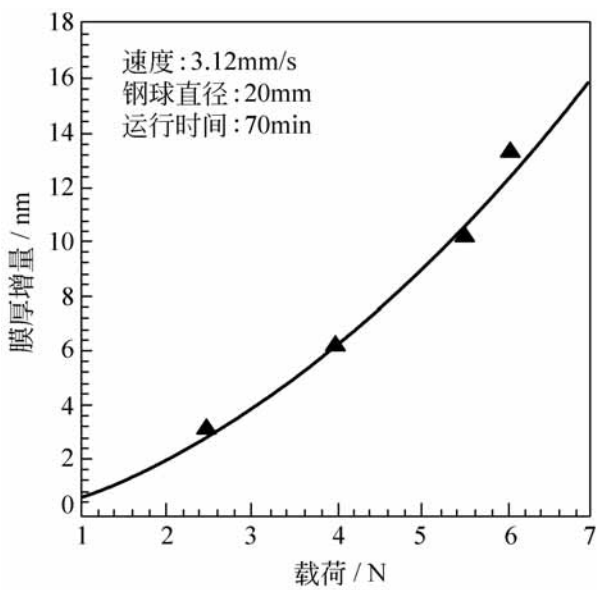


图 7-20 时间效应与载荷关系

以上研究说明,在一定的卷吸速度范围内,润滑剂的粘度越小、载荷越大、速度越低,则薄膜润滑的剪切时间效应就越强,即润滑膜厚度随连续运行时间而增加的幅度就越大。然而,根据流体动压润滑理论的分析,上述这些工况参数的变化恰巧是降低粘性流体膜厚度的不利因素。这就十分清楚地表明,薄膜润滑的成膜机理与流体动压润滑截然不同,而决定薄膜润滑膜特性的主要因素是表面能的作用和润滑膜分子有序化结构。

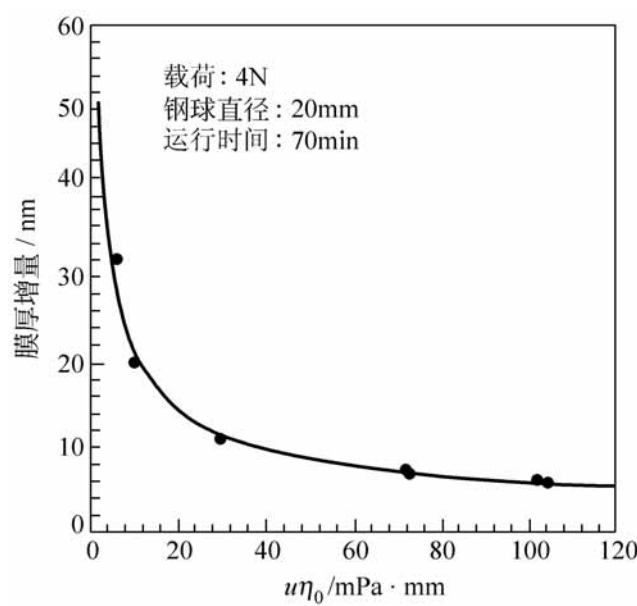


图 7-21 时间效应与粘度、速度关系

实验表明,在薄膜润滑运行过程中,润滑膜厚度增加的速度逐步减慢,当膜厚增加到 30nm 左右时,膜厚稳定不变。该膜厚值与表面力有效作用范围十分接近,这也表明时间效应促使润滑膜厚度增加与摩擦界面上表面能作用有关。

综上所述,我们可以提出以下的推论:在薄膜润滑状态下,润滑膜约束在摩擦表面之间狭窄缝隙中,由于载荷和表面能作用,在摩擦剪切过程中润滑膜分子将产生结构化。首先是靠近表面的液体分子呈垂直于表面的规则排列而形成吸附膜。进而在表面吸附膜形成的诱导力和吸附势能的作用下,又使邻近吸附膜的分子也逐渐有序化排列。随着运行时间增加,有序排列的分子越来越多,因而靠近表面的分子层有序度增加,同时,有序膜的厚度也不断增加,直至达到表面力有效作用范围时,有序膜厚度达到稳定。这种有序排列的分子膜也就是有序液体膜,它比体相液体的分子有序度高,故不易流动,而又兼有液体性质,在流体动压效应作用下,既能够支承载荷又能够减少端泄。在静态挤压载荷作用下,部分有序液体膜能被挤出接触区,但靠近表面的几层分子将与吸附膜一起保留下来,使静态接触膜厚度大于未经摩擦剪切的静态膜厚。

以上推论可以从 Thompson 等^[21]以及 Alstern 和 Granick(1990 年)的研究得到验证。他们用分子动力学模拟研究润滑薄膜分子在剪切过程中的行为,发现这些分子将打破原有的结构而发生相变或再结晶。球形分子被挤压在两个表面之间比不受约束分子的结晶速度快得多。而链状分

子在剪切中保持液体状态的时间比球形分子长得多,在发生相变时,更趋向于形成有序排列的类固体。模拟计算还证明,润滑膜压力增加将促进相变的发生。

润滑薄膜在剪切过程中形成有序液体膜的观点能够解释关于时间效应的实验现象。对于不同的润滑剂而言,粘度越低,即分子直径越小。而小分子在受到剪切和载荷作用之后,分子重新排列容易,相变所需时间短,因而时间效应强。而大分子润滑剂形成有序排列较慢,于是时间效应微弱,甚至无时间效应。

载荷是促进润滑薄膜液体分子重新排列的重要因素。实验表明,载荷增加可以提高润滑剂固化速度。分子动力学模拟计算也证明,增加润滑膜压力将促进液体分子发生相变,因而载荷增加使时间效应增强。

卷吸速度对时间效应的影响比较复杂。当速度为零时,不发生剪切运动,润滑膜虽然有静态压力作用,但分子运动困难,因此不出现分子重新排列和时间效应,其膜厚是表面最初生成的吸附膜。当卷吸速度比较高时,润滑膜主要是粘性流体膜,其分子间的约束很小,而且剪切运动发生在流体膜之中,邻近表面的分子不出现重新排列,因而也无时间效应。所以,只有当卷吸速度在一定范围以内,两个摩擦表面相距较近,介于表面间的液体分子在剪切和表面能作用下产生相变而显示时间效应。

总之,薄膜润滑状态下出现的时间效应是由于润滑膜的分子结构发生变化而产生的。降低润滑剂粘度、增加载荷和减小速度都将加强时间效应,使膜厚随剪切时间的增加而增加,随后趋于稳定数值。此外,在静态接触下不出现时间效应,而且时间效应还与润滑膜受剪切历史有关。

7 3 3 薄膜润滑的切应变率效应

Streator 和 Gerhardstein^[14] 对于纳米润滑薄膜在不同切应变率下的润滑性能进行了实验研究。实验是在经改装的硬磁盘与磁头装置上完成的,硬磁盘表面涂有非晶碳薄膜,表面较光滑,粗糙峰高算术平均偏差 $R_a = 3 \sim 5\text{nm}$,磁头材料为 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiC}$ 陶瓷,与磁盘接触面积 3.1mm^2 。以 4 种全氟聚醚作为润滑剂,采用浸涂技术(dip-coating technique)将润滑剂涂敷在硬磁盘表面上。当硬磁盘转动时,磁头与磁盘之间形成楔形滑块润滑。4 种润滑剂的性能列于表 7-3。

表 7-3 全氟聚醚润滑剂性能(温度 26)

润滑剂	运动粘度/ mm ² / s	密度/ g/ cm ³	表面张力/ 10 ⁻⁵ N/ cm
143AZ	29.4	1.9	16
143AY	104	1.9	18
143AX	300	1.9	18
133AD	1030	1.9	19

Streastor 等人采用载荷 150mN, 滑动速度在 0.25 ~ 250mm/ s 范围内变化, 润滑膜厚度介于 2.3 ~ 80nm 之间。测量出不同膜厚条件下, 摩擦力随着滑动速度的变化, 由此发现纳米润滑膜存在 3 种润滑状态, 即粘着润滑、流体动压润滑、剪切稀化润滑。

图 7-22 给出润滑膜厚度 h 分别等于 40, 23, 10 和 4nm 时, 摩擦力与滑动速度的关系, 在膜厚不变条件下即是摩擦力与切应变率的关系。

图 7-22(a)为膜厚 $h = 40\text{nm}$ 时的情况。在中间速度范围内, 摩擦力与滑动速度成线性变化关系, 而且 4 种润滑剂摩擦力的相对大小与表 7-3 中粘度数值相互对应。由此可见, 在中间速度(即切应变率)区域属于流体动压润滑状态。图 7-22(b)的膜厚 $h = 23\text{nm}$, 摩擦力的变化规律与膜厚 $h = 40\text{nm}$ 时相似, 但流体动压润滑状态的速度范围已经缩小, 摩擦力却有所增加。

实验表明, 膜厚 23nm 是连续介质力学可应用的最小膜厚。低于此膜厚时, 将不出现流体动压润滑状态, 如图 7-22(c)和(d)所示。除粘度最低的 143AZ 在膜厚 $h = 10\text{nm}$ 时出现很小速度范围的流体动压润滑之外, 在膜厚低于 23nm 时的摩擦力都随滑动速度增加而降低。摩擦力这种特性与边界润滑机理也不相符合, 故称为粘着润滑状态。这是因为在低滑动速度时具有较大的摩擦力, 例如膜厚 $h = 10\text{nm}$ 时低速摩擦力最大达到 318mN, 超过无润滑的摩擦力典型值 50mN 的 5 倍, 而边界润滑的摩擦力总是低于无润滑的固体摩擦力。其次, 根据边界润滑机理, 边界膜越厚, 摩擦力应越小, 而由图 7-22(c)和(d)得出, 低速时膜厚 10nm 的摩擦力反而大于膜厚 4nm 的摩擦力。

粘着润滑的机理十分复杂, 可以简单地认为它与表面分子间范德华力作用有关。粘着润滑与流体动压润滑状态之间的转化取决于润滑膜的切应变率的大小, 而后者是由膜厚和滑动速度两个因素决定的。

由图 7-22(a)和(b)可知, 在滑动速度更高的区域, 纳米润滑膜的摩擦

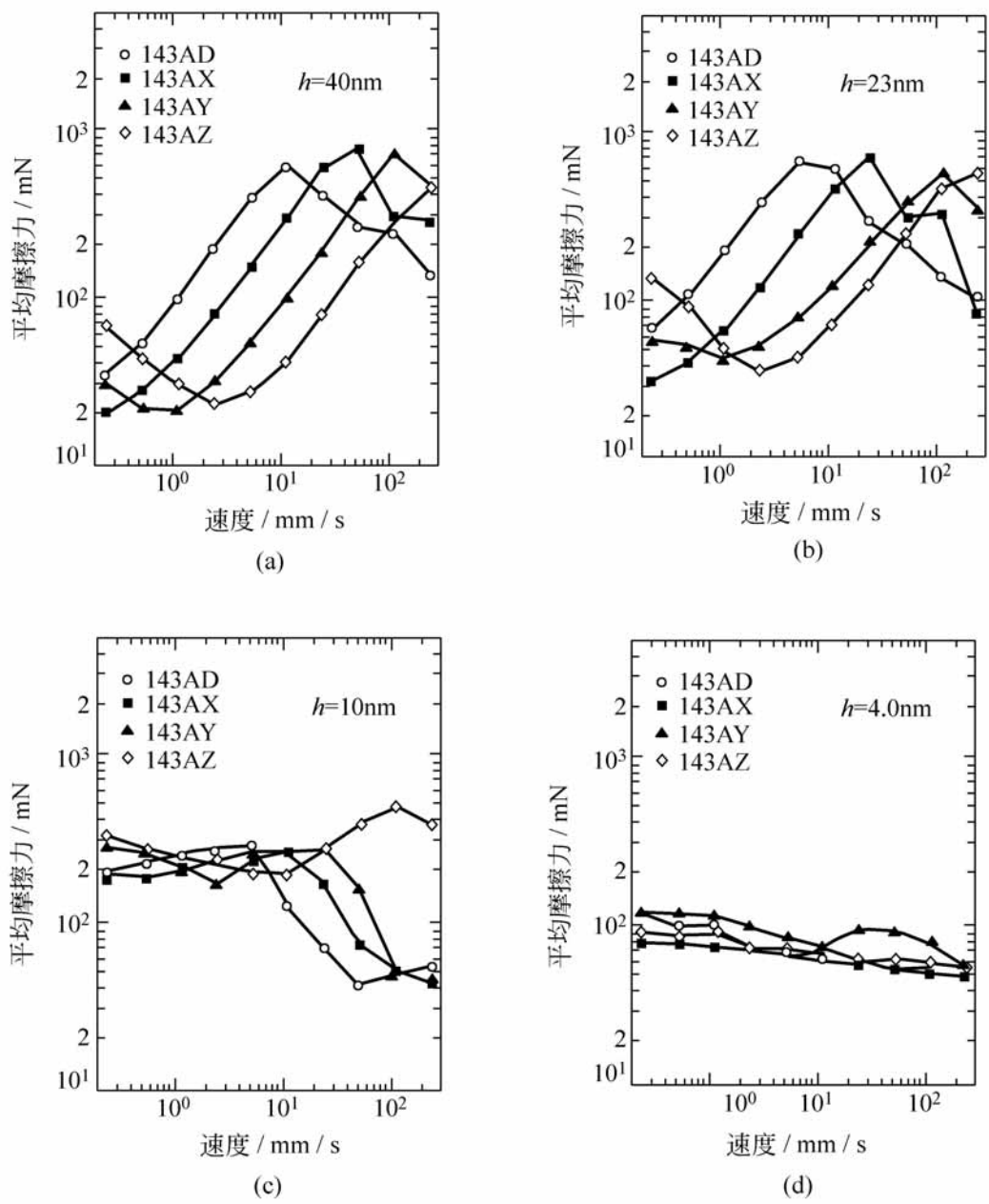


图 7-22 平均摩擦力与速度

力随速度增加而降低。这是由于在高的切应变率作用下, 润滑膜出现强烈的剪切稀化现象使粘度迅速下降, 从而导致摩擦力降低。例如对于 143AD 润滑剂, 在滑动速度为 250mm/s 时, 摩擦力为 130mN , 所对应的粘度值只有 $6.7 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$, 它比 143AD 的正常粘度 $1.95\text{Pa} \cdot \text{s}$ 低, 后者是前者的 300 倍。这种润滑状态称为剪切稀化润滑。

应当指出, 润滑膜承受的切应变率实质上就是流速沿膜厚方向的速度梯度。由于膜厚处于纳米尺度, 在很小的滑动速度下切应变率即可达到 $10^7 \sim 10^8 \text{s}^{-1}$ 的量级, 因而剪切稀化效应是薄膜润滑不可忽视的因素。

7.4 薄膜润滑数值分析

7.4.1 薄膜润滑数值分析的难点

应当指出,对亚微米、纳米薄膜润滑的数值计算将遇到许多复杂现象。例如,润滑薄膜的分子结构和非牛顿特性、薄膜固化与相变、极限剪切应力与屈服失效、表面粗糙度效应以及润滑膜含固体颗粒等,这些都是现今润滑理论所未涉及而又未被充分认识的重要问题。

如上所述,当润滑膜薄到分子尺度时,由于液体分子结构的有序化,连续介质的假设将不再适用。目前普遍认为,润滑膜厚度至少应大于液体分子尺寸一个量级才可以有效地应用连续介质力学分析其润滑行为。对于分子光滑表面,以连续介质力学为基础的雷诺方程适用的极限膜厚为 30nm 左右。也有人认为,对于更薄的润滑膜,只需要引入简单的修正系数,仍可采用雷诺方程进行分析。

液体在高压作用下将发生相变即固化,各种润滑剂的固化压力与润滑膜厚度和切应变率有关。胡元中等^[22]通过分子动力学模拟计算得出,纳米薄膜中液体的等效粘度随膜厚减小而逐渐增大,当膜厚减薄到一定程度时,粘度急剧增加而完全丧失流动性即出现液固相变。而且相变压力随膜厚减小而降低。Granick(1991 年)指出,连续的剪切运动对液体固化有抑制作用,切应变率越大,固化压力越高。由此可见,润滑膜固化给薄膜润滑数值分析带来很大困难。

除固化之外,润滑薄膜非牛顿性的另一个重要特性是极限切应力的存在。如图 7-23 所示,在目前提出的各种流变模型中,对于润滑膜的切应力极限有粘塑性极限和指数型极限两种。在指数型极限模型中,又提出了不同的指数值。在润滑分析计算中,通常采用指数型流变模型,取 $n = 1.8$ 或 2。

润滑膜的极限切应力作为液体的流变性质,它应当与压力、温度等有关。胡元中等^[22]关于剪切流动的分子动力学模拟计算证明,极限切应力的数值随膜厚减小而增大。润滑薄膜中液体的流动分为两个区域,在靠近运动表面的区域液体承受很大的切应力,当它超过极限切应力时,在液固界面上还将出现速度滑移现象。

黄平和温诗铸^[23]考察了润滑膜因极限切应力诱发润滑膜的失效过程。

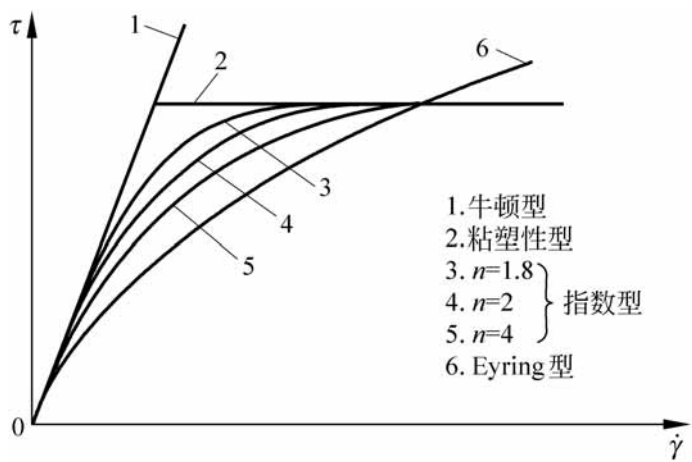


图 7-23 流变模型

指出,当润滑膜在剪切运动中达到极限切应力时液体开始屈服,在润滑膜内部或在液固界面上将产生滑动。随着切应变率增加,滑动区逐渐扩大,进而导致润滑膜丧失承载能力。

另外,随着润滑膜厚度减小,表面形貌的影响变得十分重要。对于薄膜润滑状态,采用由 Navier-Stokes 方程简化而得出的雷诺方程分析粗糙表面润滑是否有效也是需要研究的问题。Elrod(1973 年)提出区分两种粗糙度,即雷诺粗糙度和 Stokes 粗糙度。若以 l 表示粗糙峰波长, h 为各点的膜厚,当 $h \gg l$ 为雷诺粗糙度,适合薄膜润滑情况,此时可以应用雷诺方程进行分析计算。而当 $h \ll l$ 为 Stokes 粗糙度,则必须采用 Navier-Stokes 方程。不过,也有人提出采用 Navier-Stokes 方程分析粗糙表面的薄膜润滑更符合实际。

润滑膜含固体颗粒也造成薄膜润滑理论分析的困难。实验表明,经过精细过滤后的润滑油中所含固体颗粒的尺寸通常大于膜厚好几倍。固体颗粒严重影响薄膜润滑性能,甚至造成表面损伤。虽然关于润滑膜中颗粒运动规律的研究已有报道,但是含固体颗粒的润滑模型尚未建立。

总之,虽然薄膜润滑的物理模型和数值分析受到润滑研究者的普遍重视,但由于其复杂性,迄今为止还处于揭示现象和规律,以及寻求建立计算模型和求解方法的阶段。

7.4.2 薄膜润滑数学模型

近年来,美国伦塞勒工学院(Rensselaer Polytechnic Institute)的 Tichy 博士关于薄膜润滑数值计算发表了一系列研究报告,先后提出了三种物理数学模型和数值计算结果,对于薄膜润滑理论进行了有益的探索。

1 . 方向因子模型

1993 年在清华大学召开的摩擦学国际研讨会上, Tichy^[24] 提出方向因子(director)模型及其数值分析解。他认为薄膜润滑是由许多产生摩擦和承载的微接触所组成,如图 7-24 所示。微接触区的膜厚 $h = 1 \sim 10\text{nm}$, 润滑油分子尺寸约为 1nm , 微接触的结构是润滑油中的极性分子吸附在表面上, 靠近表面的润滑油层呈类固体特性, 远离表面的油层保持为液体。为此, Tichy 提出用方向因子即方向跟随分子走向而调整的单位向量来表示润滑膜结构。采用 3 个材料参数表示润滑薄膜的流变性质, 即

(1) 常规粘度 表征润滑膜液体部分的粘性阻力, 它对润滑的作用与对通常流体润滑的作用相同。

(2) 方向粘度 由于方向因子的方向变化引起的流动阻力。

(3) 弹性模量 由于方向因子附着在表面上, 在靠近表面的润滑油层呈现类固体的特性。

对于图 7-24 的流变模型, Tichy 计算了楔形滑块的薄膜润滑问题。计算表明, 吸附分子垂直于表面, 吸附层呈类固体性质。当润滑膜沿垂直于方向因子流动时, 粘性阻力很大, 该阻力用方向粘度表示。当润滑膜沿方向因子流动时, 则粘性阻力大大降低, 可以用常规粘度表示。

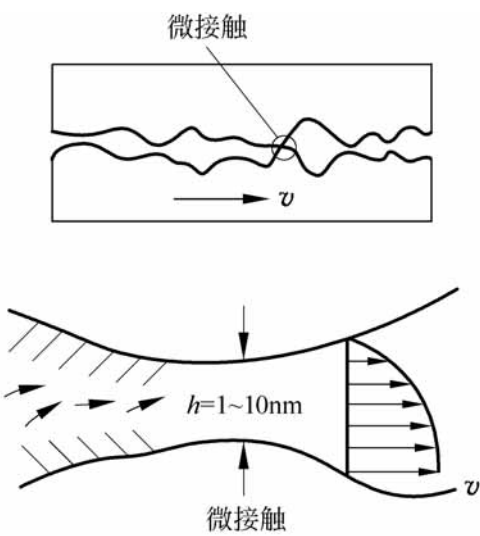


图 7-24 方向因子模型

2 . 表面层模型

根据表面附近吸附膜的粘度可以比体相粘度增加几个量级的情况, Tichy(1995 年)提出薄膜润滑的表面层模型。该模型包含常规粘度、表面层厚度和表面层粘度等 3 个材料参数。他认为, 根据表面附近的润滑剂分子微观结构, 可以将其视为粘度很高的刚性表面层。这样, 沿膜厚方向润滑膜具有两种粘度。

若 z 为膜厚方向坐标, h 为膜厚, h_s 为表面层厚度, η_0 为常规粘度, η_s 为表面层粘度, 则
当 $z < h_s$ 和 $z > h - h_s$ $\eta = \eta_s$

$$\begin{aligned} & < z < h - \\ & = 0 \end{aligned}$$

以上 η_0 和 η_s 可以用粘度计测量, 而 η 值可以根据润滑剂分子结构和表面能计算。

Tichy 根据表面层模型推导出修正的雷诺方程, 并应用于求解楔形滑块薄膜润滑。计算表明, 表面层厚度和表面层粘度是影响润滑性能的主要参数, 表面层厚度增加或表面层粘度增加都将使承载量增加和摩擦系数减小。

3 . 多孔表面层模型

随后, Tichy (1995 年) 将润滑膜靠近表面的润滑剂分子结构处理为一层多孔状的涂层, 它附着在固体表面上。该模型采用的 3 个材料参数为常规粘度、多孔层厚度和孔状参数。其中, 多孔层厚度由润滑剂分子结构和表面能计算, 而孔状参数则由实验测定。

Tichy 根据 Darcy 定律确定多孔层的特性, 进而推导出修正的雷诺方程, 应用它求解楔形滑块润滑的承载量、摩擦系数及其与多孔层厚度和孔状参数的关系。

应当指出, 以上几种模型并不完善, 材料参数也缺乏实验数据, 因此难以实际应用。

作者的博士研究生张朝辉^[25] 提出基于实验测试的纳米薄膜粘度修正公式, 并在此基础上对薄膜润滑进行数值分析, 计算结果与实验大体上吻合。

参 考 文 献

[1] Wen S Z . On thin film lubrication . Proc .1st International Symposium on Tribology , Beijing: International Academic Publishers, 1993 , Vol .1 , 30 ~ 37

[2] 温诗铸, 雒建斌 纳米薄膜润滑研究 .清华大学学报, 2001, 41(4/ 5): 63 ~ 68, 76

[3] 温诗铸 从弹流润滑到薄膜润滑——润滑理论研究的新领域 .润滑与密封, 1993, (6): 48 ~ 56

[4] 温诗铸 弹性流体动压润滑 .北京:清华大学出版社, 1992

[5] 温诗铸 纳米摩擦学 北京:清华大学出版社, 1998

[6] Hamrock B J, Jacobson B O, Bergstrom S I . Measurement of the density of base fluids at pressure up to 2 .2GPa . ASLE Transaction, 1987 , 30(2) : 196 ~ 202

[7] Hoglund E , Jacobson B O . Experimental investigations of shear strength of

- lubricants subjected to high pressure and temperature . Trans . ASME, Journal of Tribology, 1986, 108(4): 571 ~ 578
- [8] Bair S . High shear stress rheology of liquid lubricants . Ph .D . Thesis, Georgia Institute of Technology, USA, 1990
- [9] Huang Ping, Wen Shizhu . Study on oil film and pressure distribution of micro-EHL . Trans . ASME, Journal of Tribology, 1992, 114(1): 42 ~ 46
- [10] Huang P, Wen S Z . A new model of visco-plastic fluid lubrication for sliding problem . Acta Tribologica, 1994, 2(1): 23 ~ 30
- [11] Liu Jianhai, Wen Shizhu . Fully flooded, starved and parched lubrication at point contact system . Wear, 1992, (159): 135 ~ 140
- [12] Johnston G J, Wayte R, Spikes H A . The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contacts . Tribology Transaction, 1991, 34(2): 187 ~ 194
- [13] 雒建斌 . 薄膜润滑实验技术和特性研究:[博士学位论文] .北京:清华大学精密仪器与机械学系,1994
- [14] Streater J L, Gerhardstein J P . Lubrication regimes for nanometer-scale lubricant films with capillary effects, In: Dowson D . ed . Thin Films in Tribology . Elsevier, 1993, 461 ~ 470
- [15] 黄平, 雒建斌, 温诗铸 . NGY-2 型纳米级油膜厚度测量仪 . 摩擦学学报, 1994, 14(2): 175 ~ 179
- [16] Dowson D . Boundary Lubrication—An Appraisal of World Literature . USA: ASME Press, Chapter , 1969
- [17] Luo Jianbin, Wen Shizhu . Mechanism and characters of thin film lubrication . Science in China (Series A), 1996, 39(12): 1312 ~ 1322
- [18] 雒建斌, 温诗铸, 黄平等 . 纳米级薄膜润滑的特性研究 . 仪器仪表学报, 1995, 16(1): 240 ~ 244
- [19] Georges J M, Millot S, Loubet J L, et al ., Surface roughness and squeezed films at molecular level . In: Dowson D . ed . Thin Film in Tribology . Elsevier, 1993, 443 ~ 452
- [20] 雒建斌, 温诗铸, 黄平等 . 薄膜润滑的特性和机理研究 . 中国科学(A 辑), 1996, 26(9): 811 ~ 819
- [21] Thompson P A, Robbins M O, Grest G S . Simulations of lubricant behavior at the interface with bearing solids . In: Dowson D . ed . Thin Film in Tribology . Elsevier, 1993, 347 ~ 366
- [22] 胡元中, 王慧, 郭炎等 . 润滑薄膜流变性质的分子动力学模拟 . 见: 温诗铸主编 . 纳米摩擦学进展, 北京: 清华大学出版社, 1996, 62 ~ 80

-
- [23] 黄平,温诗铸.粘塑性流体润滑失效研究——滑动问题.自然科学进展,1995,5(4):435~439
- [24] Tichy J A. Ultra thin film structured tribology. Proc of 1st International Symposium on Tribology. Beijing: International Academic Publishers, 1993, V, 1, 48~57
- [25] 张朝辉,雒建斌,温诗铸.纳米级润滑膜的粘度修正与薄膜润滑计算.机械工程学报,2001,37(1):42~45

第 8 章

润滑失效与混合润滑

润滑失效的表征可以是：表面发生磨损或者润滑膜的承载力急剧降低乃至润滑膜完全丧失承载能力。导致润滑失效的主要因素有表面粗糙度、润滑剂非牛顿性和界面温度。在此以前，尽管人们认识到润滑失效是由这些因素引起的，但是并没有很清楚地了解上述因素导致润滑失效的机理。

本章还将讨论混合润滑问题，它是实际机械中最广泛存在的状态。这是由于表面粗糙度使摩擦界面上各点的润滑膜厚度不同，因而形成多种润滑状态同时存在。另外，又由于摩擦表面粗糙度的随机性和滑动过程中表面接触状态随时间而变化，因而造成混合润滑现象非常复杂，至今尚未建立令人满意的物理模型及相关的理论。

本章针对摩擦学中普遍关心的上述两个问题介绍作者所在的研究组的研究工作和一些结果。

8 1 粗糙度及材料粘弹性对润滑失效的影响

8 .1 .1 微观弹流润滑数值分析的修正

常规的微弹流数值解表明，无论是在滑动或是滚动情况下，即使表面很粗糙，弹流润滑膜仍可以阻止固体表面相互接触。这是因为流体粘度和材料弹性变形随润滑膜压力增大而显著增加，使得在粗糙峰处的压力迫使材料产生足以避免粗糙峰相互接触和碰撞的变形量，因此，不可能产生材料磨损。然而，常规的弹流润滑理论中采用了下面两个造成求解误差的假设：

(1) 将一般的润滑问题看成一个运动刚性平面和一个不动的弹性曲面的等效问题。

(2) 固体材料被看成是完全弹性体。

如果修正前一个假设,弹性变形应当分别加在两个摩擦副表面上。这一构形将与原来的解有显著差异。

对后一假设加以修正就应当考虑固体材料的粘性。粘性的引入使材料不能像常规弹流润滑理论中认为的完全变形,从而将可能导致润滑磨损的发生。作者^[1]修正上述假设对微观弹流润滑进行了数值分析,得出以下一些新的结果,从而解释了在全膜润滑状态下产生磨损的原因。

下面以一个运动的光滑表面和一个具有正弦粗糙的静止表面的纯滑动微弹流润滑问题为例,讨论常规的等效解与修正前一个假设的实际解中表面构形上的差异。

假定两摩擦表面材料相同,即 $E_1 = E_2$ 和 $\mu_1 = \mu_2$ 。等效解的膜厚形状如图 8-1(a)所示。虽然粗糙峰幅值明显高于计算得到的 Hertz 区平均膜厚(其中 $\bar{h} = 0.562\mu\text{m}$ 和 $\bar{h}_H = 0.119\mu\text{m}$),但从等效解表明仍有足够厚的润滑膜将两表面分开。特别需要指出的是:从图 8-1(a)中可以看到等效解中,速度平行于表面,这意味着摩擦副间的相对运动不会引起材料间的磨损。图中, b 为 Hertz 接触半径; H 为无量纲膜厚, $H = h/h_H$, 这里 $h_H = \bar{b}^2/R$ 。

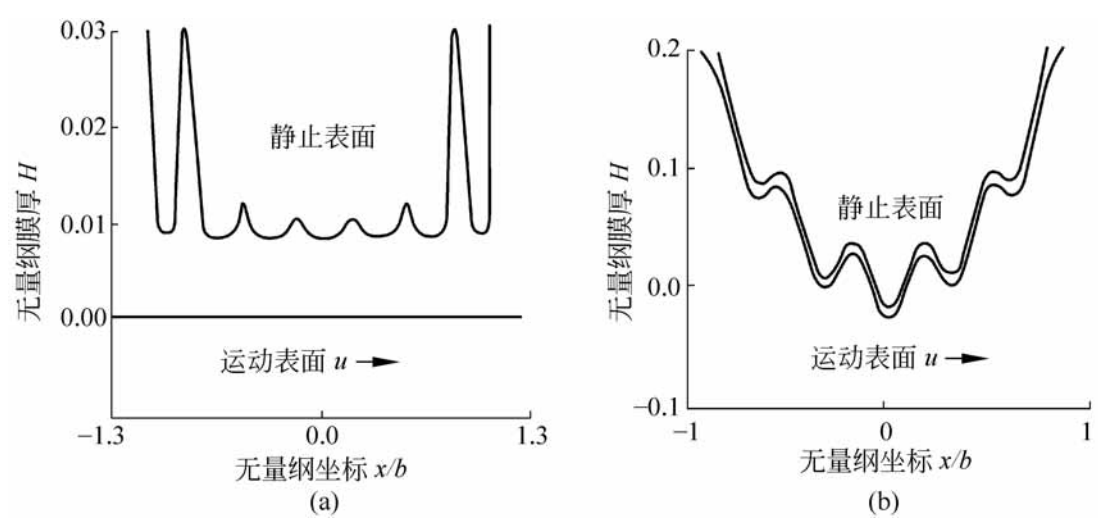


图 8-1 等效解与实际解的弹流接触变形的差异
(a) 等效弹流润滑变形; (b) 实际弹流润滑变形

如果将弹性变形相应分配到两个摩擦副表面,上述情况将发生变化。这时动、静表面的构形按下式计算

静表面

$$z_1 = h + \frac{x^2}{2} + h(x) + v_1$$

(8-1)

动表面

$$z_2 = -v_2$$

(8-2)

虽然膜厚的表达式仍为 $h = z_1 - z_2$,但是润滑区内间隙形状出现了波动,如图 8-1(b)。此时,运动速度不再与任何表面平行,即使表面间存在一层较厚的润滑膜,但是由于变形后的两表面相互嵌入,润滑磨损将可能发生。

8.1.2 表面材料粘弹性模型及其变形

如果只考虑上述真实变形而仍假设材料是完全弹性体,当载荷一旦加上则材料变形即完全实现,那么磨损依然不会出现。然而,实际上任何材料变形都需要一定的时间,这就是说材料具有粘性。当变形时间远小于加载时间时,材料的粘性可以忽略不计。但是当加载时间与变形时间相当或很短时,不考虑材料的粘性将可能引起较大偏差。点线接触摩擦副的加载时间通常都很短。

目前人们提出了许多固体材料粘弹性模型,最常用和最简单的是 Maxwell 模型和 Kelvin-Voigt 模型。在 Maxwell 模型中,变形被看作是弹性项和粘性项之和,载荷与弹性变形同时存在,而且变形随时间延续而趋于

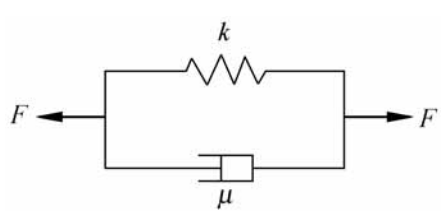


图 8-2 Kelvin-Voigt 粘弹性模型

无穷大。所以这一模型实际上改变了在经典弹性模型中的变形量数值。Kelvin-Voigt 模型如图 8-2 所示,与 Maxwell 模型相比,它更适合于微弹流润滑中所考虑的变形与时间的关系。

与 Maxwell 模型不同,Kelvin-Voigt 模型的变形由弹性项和粘性项共同控制。在变形初期,由于速度较大粘性项起主要作用。在变形后期,弹性项成为主要因素。总变形被限制在经典弹性模型的数值内,即极限值为弹性模型中的总变形。Kelvin-Voigt 模型的应变与时间的关系式如下

$$\epsilon = \epsilon_0 (1 - e^{-t/\tau})$$

(8-3)

式中: ϵ_0 为弹性模型中的总应变; t 为时间; τ 为迟滞时间, $\tau = \mu / G$, 其中 μ 为表面材料的粘度, G 为剪切弹性模量。

虽然许多材料都是粘弹性体,但对于高弹性材料来说,从实验中要准确测得其粘度尚很困难,原因是材料的粘性只明显表现在变形开始的很短时

间里。实验表明,钢的粘度约为 $1\text{MPa} \cdot \text{s}$ 。因为钢的剪切模量是 80GPa ,所以钢材料的迟滞时间约为 $1.25 \times 10^{-5} \text{s}$ 。需要指出:上述实验数据是从拉伸实验中得到的,接触变形下的粘度数据尚未见报道。

式(8-3)给出了应变与时间的关系。由于变形是应变的积分,因此为方便起见而又不会带来实质的偏差原则下,通常用了类似的公式来描述变形与时间的关系。如果弹性模型中的总变形为 ϵ_0 ,则变形随时间的变化公式为

$$\epsilon = \epsilon_0 (1 - e^{-t/\tau}) \tag{8-4}$$

如果粗糙度的波长为 λ ,两摩擦表面的相对滑动速度为 u ,则一个运动的粗糙峰需要经过 $t_1 = \lambda / u$ 的时间滑过一个静止的粗糙峰,如图 8-1(b)。当 t_1 时,则粗糙峰在 t_1 时间内的变形将不完全。如图 8-1(b)所示的算例中, $t_1 = 8.62 \times 10^{-6} \text{s}$,如果摩擦副的材料是钢,则在加载时间内变形无法实现。所以运动粗糙峰有可能与静止粗糙峰碰撞,这时在润滑条件下的磨损就会发生。

8.1.3 润滑磨损模型

如上分析,如果实际解的粗糙峰的高度超过润滑膜厚度,由于两摩擦表面是相互嵌入和材料的不完全变形,则润滑磨损将可能发生。基于上述论点,我们^[1]提出了润滑条件下磨损模型。设一个粗糙峰以速度 u 滑过静止表面,并假设:

- (1) 粗糙峰运动引起的磨损只发生在静止表面上;
- (2) 粗糙峰和静止表面均为粘弹性体;
- (3) 按式(8-4)计算表面弹性变形。

下面将先给出磨损发生的条件,再建立相应的磨损模型。

1. 润滑磨损准则

如果 λ 是粗糙度的波长、 ϵ_0 是粗糙峰总变形高度,则运动的粗糙峰从静止粗糙峰边缘到其中心所需时间为: $t_1 = \lambda / 2u$ 。在此期间材料的变形可按下式计算

$$\epsilon = \epsilon_0 (1 - e^{-t_1/\tau}) \tag{8-5}$$

当变形后的粗糙峰高度仍然高于润滑膜厚度即 $\epsilon_0 - \epsilon > h_0$,则润滑磨损将会发生。将式(8-5)代入这一不等式,可以得到润滑磨损发生时膜厚、粗糙峰高度、粗糙度波长、相对滑动速度和迟滞时间等 5 个参数的关系

$$\frac{1}{2u} \ln(\rho_0/h_0)$$

(8-6)

2 . 润滑磨损模型

在干摩擦条件下,锥形粗糙峰对平面的磨损公式可表达为

$$\frac{dV}{ds} = h^2 \tan \alpha = k \frac{W}{H}$$

式中: h 为粗糙峰高度; α 为圆锥角; W 为载荷; H 为材料硬度; k 为磨损系数。

如果用 $u dt$ 代替位移增量 ds , 润滑磨损公式可类似地写成

$$\frac{dV}{dt} = u(\rho_0 e^{-\alpha/2u} - h_0)^2 / \rho_0$$

(8-7)

式(8-7)应用的条件是润滑磨损发生的式(8-6)必须首先满足。式(8-7)表明,磨损量不再与载荷、材料硬度相关,而润滑膜厚度 h 、粗糙度波长 λ 、相对滑动速度 u 、材料粘度 η 以及迟滞时间 t_0 等影响润滑磨损。

3 . 润滑磨损的算例

这里给出利用式(8-7)计算的润滑磨损算例^[2],即静止光滑平面和转动的粗糙圆环线接触摩擦副的润滑磨损问题。虽然磨损是一个非稳态过程,但为了方便起见这里采用了准稳态求解整个磨损过程,即在每一步磨损后求解弹流润滑膜压力及膜厚按稳态解出,再利用它们计算下一步的磨损量。此外还假设:当粗糙峰滑过接触区时,材料的磨损仅发生在光滑平面上,粗糙表面不发生磨损。计算工况如下: $E = 221\text{MPa}$, $R = 0.02\text{m}$, $u = 1\text{m/s}$, $\rho_0 = 0.05\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

计算表明变形后的粗糙峰高度为初始中心膜厚的 1.1 倍,因此大于膜厚的粗糙峰部分在滑动过程中都将被磨损掉。这里的磨损量是在考虑了弹性变形之后得到的。下一步的弹流润滑求解是在前一步磨损后的构形下得到的。

图 8-3(a)给出了第 10 和 25 次滑动后弹流解膜厚曲线。从图中可以看出:随磨损过程的发展,润滑区不断增大。初期的磨损形状如同弹流润滑解中的膜厚形状,其颈缩现象明显可见。但随着磨损量的增加,磨损区成了抛物线状。这实际就是圆环在接触区的附近未发生变形时的形状。

图 8-3(b)是作者^[2]采用环块磨损实验机对计算的实验验证结果。可以看出,磨损表面形状与计算结果相似,表明了上述分析是合理的。

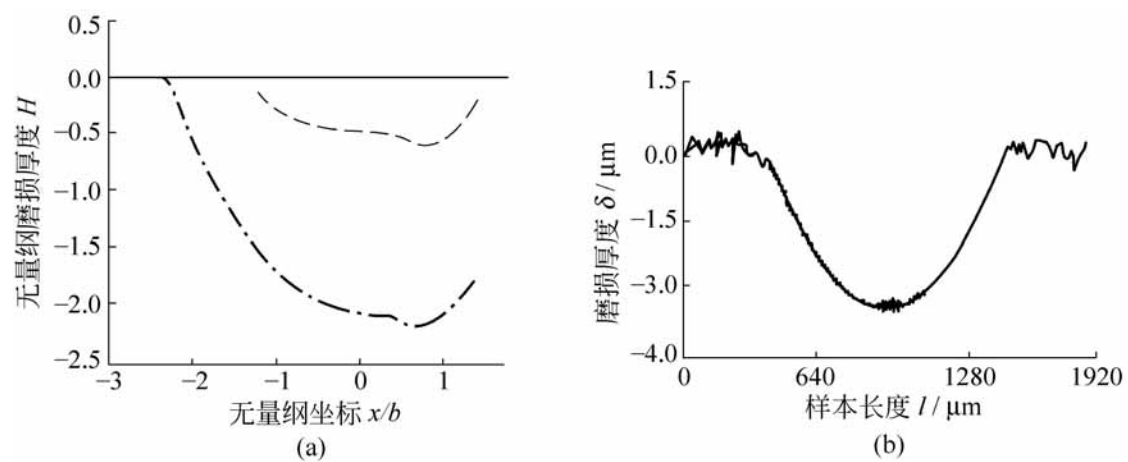


图 8-3 磨损形状的对比
(a) 计算磨损表面；(b) 实验磨损表面

为了进一步揭示润滑磨损特性,对于润滑磨损与工况条件的相关性进行了计算和实验验证。实验表明,根据材料粘弹性模型分析润滑磨损是可行的。图 8-4 是部分实验结果。^[2]

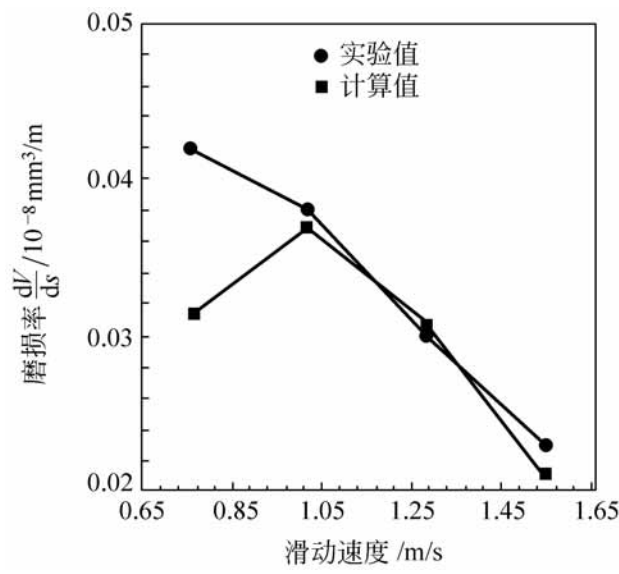


图 8-4 润滑磨损与滑动速度的关系

我们进一步研究了具有强烈粘弹性的橡胶材料的线接触润滑弹流问题^[3,4]。由于其弹性变形较大又具有粘性,摩擦副材料的粘弹性不仅是产生润滑磨损的主要原因,而且对于弹流润滑膜的的压力和膜厚有着显著影响,因此这类材料的弹流润滑与通常的金属材料有较大的差异。图 8-5 和图 8-6 是橡胶材料的弹流润滑的压力分布和膜厚曲线。图中, u_k/b 是表明材料粘性的参数。当它为 0 时,就是通常弹流润滑不考虑变形时间的情况。

从图 8-5 和图 8-6 中可以发现:与金属摩擦副的弹流润滑问题不同,在

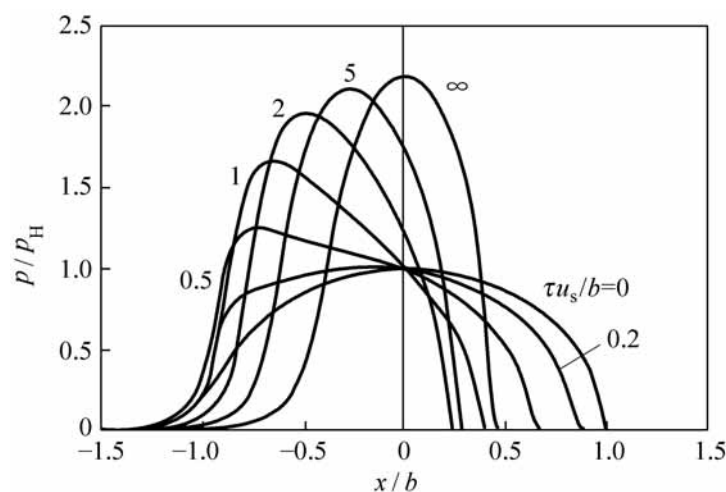


图 8-5 橡胶材料的弹流润滑膜压力解

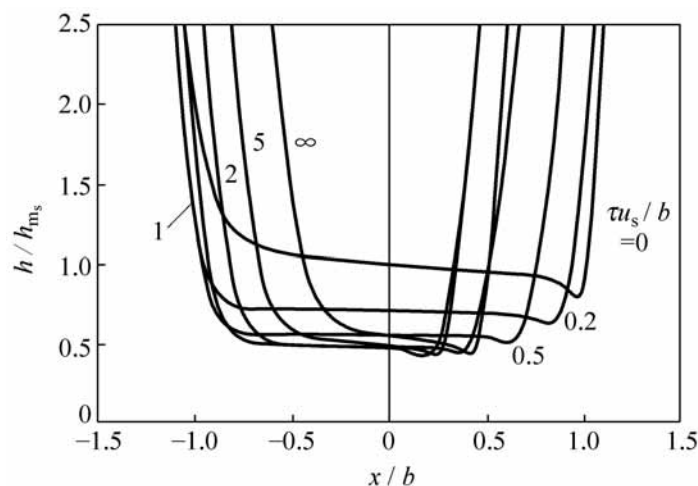


图 8-6 橡胶材料的弹流润滑膜厚度

入口区, 润滑膜压力出现了明显的峰值。而在出口区虽然膜厚依然具有一定的颈缩, 但是二次压力峰几乎没有, 且整个压力分布在接触中心区随 u/b 增加不断减小, 最终的润滑区仅为接触区的一半。此外, 材料的变形越大, 压力越偏向入口处。

8 2 流体极限切应力对润滑失效的影响

长期以来, 润滑膜非牛顿特性一直用来解释润滑过程的摩擦特性。但是, 根据润滑理论我们知道, 流体产生的动压力是由切应力产生的, 因此非牛顿性必然会对润滑膜的承载能力产生影响。根据这一事实, 我们^[5~8]对于塑性流体对润滑膜承载能力和润滑失效影响进行了较系统的研究。

8.2.1 粘塑性本构方程

图 8-7 是粘塑性流体本构方程的简化形式, 其中 τ_L 称极限切应力。下面我们基于这一本构方程对切应力达到流体的极限切应力时润滑膜的承载能力的变化进行讨论。粘塑性流体本构方程的数学表达形式为

$$\begin{aligned} &= \frac{du}{dz} \quad \left| \frac{du}{dz} \right| < \tau_L \\ &= \tau_L \quad \left| \frac{du}{dz} \right| > \tau_L \end{aligned} \tag{8-8}$$

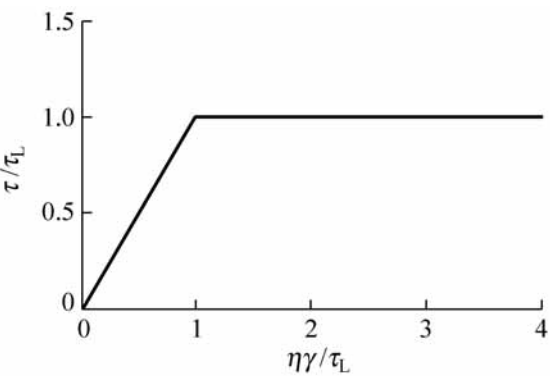


图 8-7 粘塑性流体本构曲线

我们对于粘塑性流体的直线滑块润滑问题计算中采用的参数是：

滑块宽度 $b=0.1\text{m}$, 间隙比 $K=2.2$, 滑动速度 $u_0=5\text{m/s}$, 润滑油粘度 $\eta=0.1\text{Pa}\cdot\text{s}$, 极限切应力 $\tau_L=6.9\times10^5\text{Pa}$ 。

8.2.2 流-固界面滑移的发生与扩展

在图 8-8 中给出了考虑极限切应力时, 直线滑块润滑膜压力分布和界面上切应力变化曲线^[7,8]。图中, $P=p(h_1-h_2)h_2/2u_0b$ 是无量纲压力; $T=\tau/\tau_L$ 是无量纲切应力; $X=x/b$ 是无量纲坐标。图 8-8 主要说明了流体与固体边界发生滑移和滑移扩展的情况, 因为当润滑膜某处的切应力达到极限值时, 该处的流体将发生滑移。从图中可以看出: 流体在界面上的滑移是从最小膜厚处开始的。如图 8-8(a), 当无量纲最小膜厚 $H_2=h_2/h_m=2.1$ 时 ($h_m=u_0/\tau_L=0.72\mu\text{m}$), 最小膜厚处的上边界的切应力 T_2 首先达到了极限值, 该处产生滑移, 同时滑移产生后导致膜厚降低。

从图中可以发现: 滑移区的扩展主要分为两个步骤:

(1) 滑移开始后, 随膜厚的继续下降, 滑移由最小膜厚所处的出口区向中心扩展。与此同时, 最大膜厚处下边界的切应力绝对值不断增加;

(2) 当 H_2 降低到 0.86 时 (此时 $H_1=1.89$), 最大膜厚所处的入口区下边界的切应力也达到极限值, 这时入口区也开始了滑移。此后, 滑移由出口和入口区两端向中间 $dp/dx=0$ 处扩展, 直至 $H_2=0.60$ 时 (此时 $H_1=1.32$) 全域都出现了滑移。

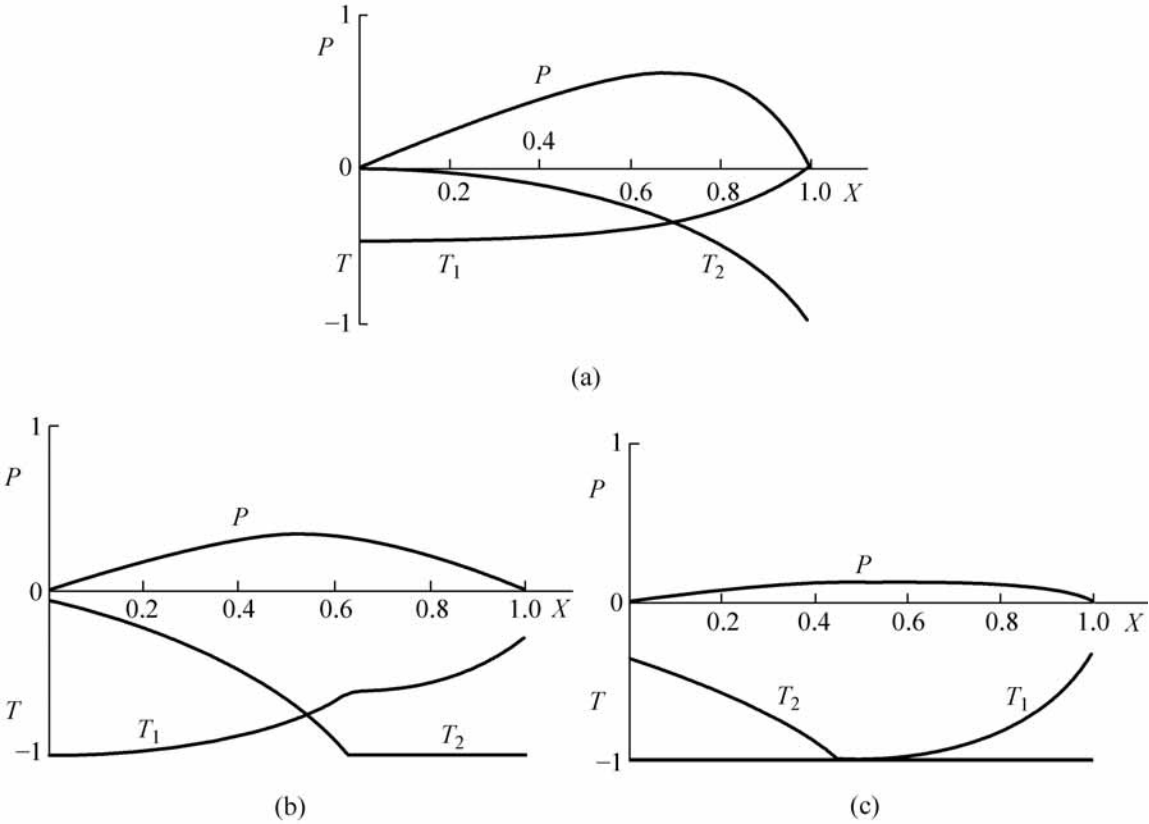


图 8-8 界面切应力和压力分布曲线
(a) $H_2 = 2.1$; (b) $H_2 = 0.86$; (c) $H_2 = 0.6$

8.2.3 滑移对润滑性能的影响

作者^[9]进一步分析由极限切应力引起的滑移对润滑特性的影响, 计算中采用的参数与图 8-8 相同。图 8-9 中给出了考虑极限切应力时直线滑块润滑的承载力 w , 摩擦系数 μ 和流量 q 与牛顿流体润滑解 w_0 , μ_0 和 q_0 之比随膜厚变化的曲线。在图 8-9 中, 膜厚 H_2 取值范围覆盖了从开始出现滑移到全域滑移全过程。从图中可以看出: 开始滑移时, 承载力、摩擦系数和流量与牛顿流体润滑解的差异很小。随着滑移区增大, 两者的差别明显增大。当全域滑移时, 承载力降至原来的 22%, 摩擦系数却是原来的 3.3 倍, 而流量增加了 21%。以上分析表明: 在界面产生滑移时, 仍然用经典润滑理论来计算轴承的承载力和其他润滑特性将与实际情况出现明显差异。

粘塑性流体润滑的承载力、摩擦系数和流量变化的原因分别是:

- (1) 在考虑滑移时, 因无量纲压力的下降造成承载力降低。
- (2) 摩擦系数取决于界面切应力和承载力的变化, 由于界面切应力变化不大而承载力显著下降, 造成摩擦系数剧增。

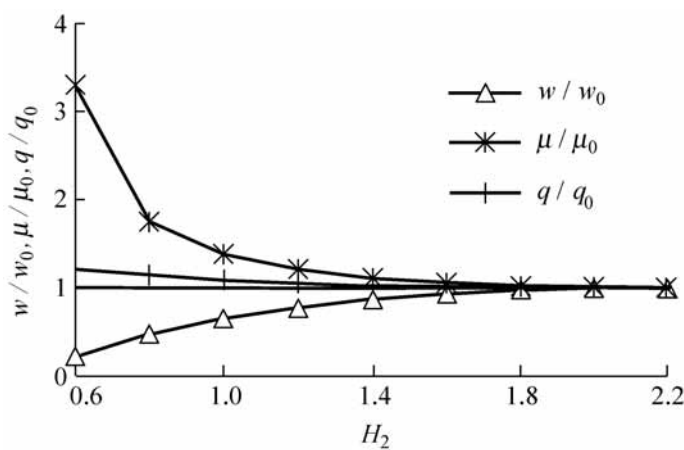


图 8-9 粘塑性流体润滑与牛顿流体润滑对比

(3) 流量的变化是由流速的改变引起的。

在图 8-10 中给出了 $H_2 = 0.7$ 时, 沿膜厚和宽度方向上的流速分布图。图中, $U = u/u_0$ 为无量纲流速; $Y = y/h$ 为无量纲坐标。

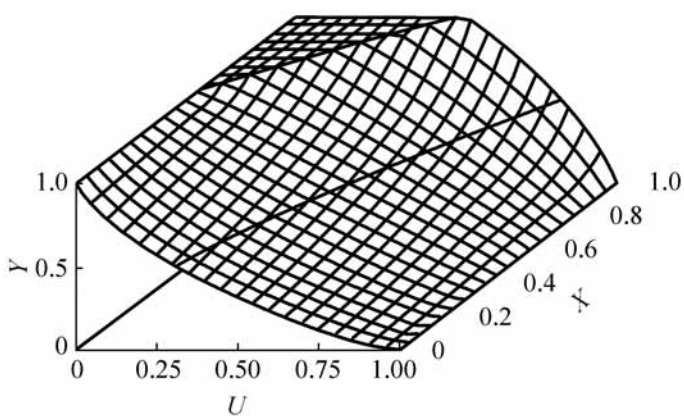


图 8-10 流速沿宽度和膜厚方向分布 ($K = 2.2, H_2 = 0.7$)

由图中可知:在入口区部分下界面无量纲流速不再是 1, 而小于 1。在出口区的部分上界面无量纲流速也不再为 0。当全域滑移发生时, 上界面的最大无量纲滑移速度为 $U = 0.6$ 。

表 8-1 给出在不同间隙比 K 下, 开始滑移、两端滑移和全域滑移发生时的最小膜厚值 H_2 。由表可知, 间隙比 K 是影响滑移的重要因素, 间隙比大的滑块比间隙比小的滑块开始出现滑移的入口间隙比较大, 而出现两端滑移和全域滑移则较小。

最后, 不同间隙比下全域滑移时的部分润滑性能, 如图 8-11 所示。它们分别以相对于牛顿流体润滑的比值给出, 即: 承载力 w/w_0 , 摩擦系数 μ/μ_0 和流量 q/q_0 。

表 8-1 不同间隙比下滑移时的最小膜厚值 H_2

K	H_2		
	开始滑移	两端滑移	全域滑移
1.2	1.27	1.03	0.87
1.4	1.50	1.01	0.78
1.6	1.69	0.98	0.72
1.8	1.85	0.94	0.67
2.0	2.00	0.89	0.64
2.2	2.10	0.86	0.60
2.4	2.23	0.82	0.58
2.6	2.33	0.78	0.56
2.8	2.42	0.75	0.54
3.0	2.50	0.72	0.53

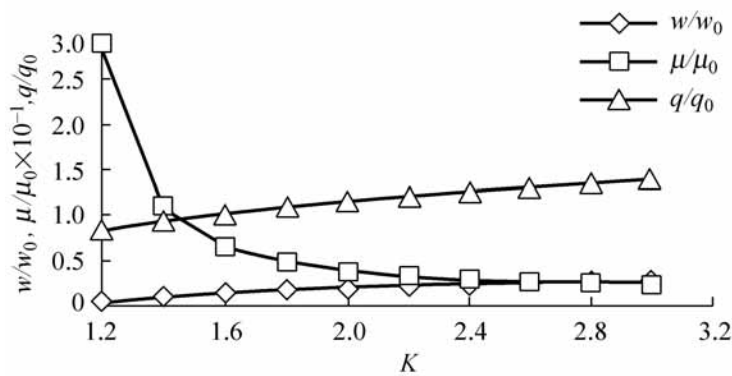


图 8-11 不同间隙比时全域滑移时润滑性能

极限切应力对润滑性能的影响可以归纳如下：

- (1) 承载力因滑移而减小十分明显。同时，它也随间隙比减小而减小，当间隙比最小时，相对承载力也降至最低；
- (2) 摩擦系数增加最为明显，摩擦系数甚至可增加一个数量级以上；
- (3) 流量在大多数间隙比下是增加的，只是间隙比较小时，才略有减少。
- (4) 间隙比越小，边界滑移对粘塑性流体润滑性能的影响越大。

以下通过对牛顿流体与粘塑性流体在流体润滑和弹流润滑过程中压力分布、膜厚、承载力等来讨论滑移的影响^[5,6]。

图 8-12 为牛顿流体(虚线)和达到极限切应力时的粘塑性流体(实线)在直线滑块润滑的压力分布,图 8-13 是牛顿流体(虚线)和粘塑性流体(实线)的承载

力变化。可以看出:牛顿流体与粘塑性流体的压力分布和载荷曲线明显不同。当达到切应力极限后,粘塑性流体的压力和承载力远远小于牛顿流体。

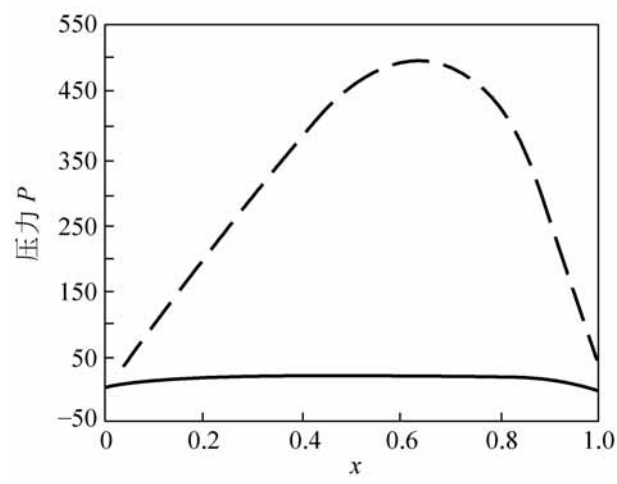


图 8-12 牛顿流体和粘塑性流体压力分布

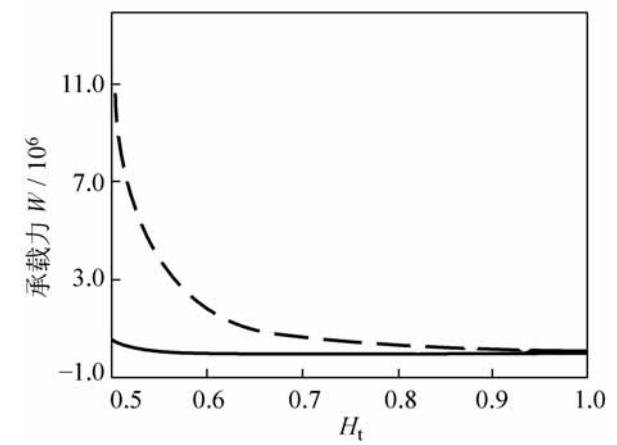


图 8-13 牛顿流体和粘塑性流体的载荷曲线

图 8-14 是滑滚比为 1 时粘塑性流体弹流润滑的压力和膜厚曲线。图中实线表示最大 Hertz 接触压力为 0.49GPa,此时还没有发生边界滑移,因此它与通常的弹流润滑解没有区别,具有明显的二次压力峰和颈缩。其余的虚线、点线和点划线表示最大 Hertz 接触压力分别为 0.5GPa,0.53GPa 和 0.55GPa 时的情况,这时流体与固体界面间的滑移随着 Hertz 压力增加而明显增大,滑移区域也不断加大。由图可以看出:发生边界滑移后,不但膜厚明显降低,而且压力分布形状也改变。

综上所述,根据现代润滑油含高分子添加剂具有的非牛顿特性和极限切应力而建立的粘塑性流体润滑理论表明:基于牛顿流体的润滑理论在一定条件下不再适用。由于极限切应力产生的界面滑移将导致润滑膜屈服而使承载能力大大降低甚至于润滑失效。

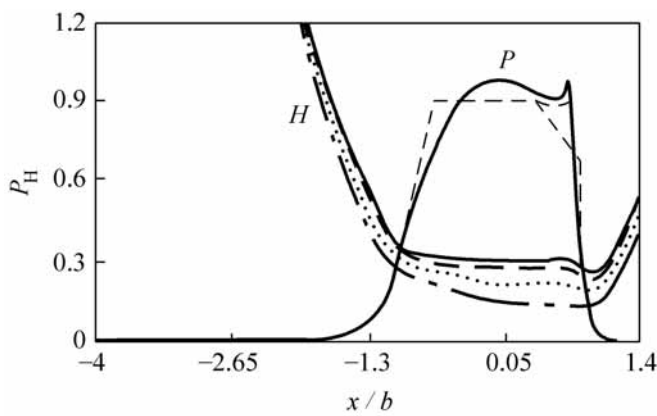


图 8-14 粘塑性流体弹流润滑的压力分布和膜厚

8 3 温度效应对润滑失效的影响

近年来,随着动力机械不断地高速化和大型化出现的润滑失效越来越为人们所关注。在汽轮发电机组中,由于轴承润滑失效导致的事故时有发生。据前苏联统计表明:水电机组因润滑失效导致的事故占总量的 60% 以上。在我国建成的大中型水电站中,推力轴承润滑失效的事故时有报道。由于润滑失效是突发性事故,研究和解决这一问题有着重要的意义。

实践表明:发生事故的轴承大都经过润滑理论设计表明润滑条件是良好的,这使得人们对经典润滑理论预测润滑失效的正确性提出了质疑。虽然由于冲击振动、加工安装误差等外界的因素会给理论分析结果带来偏差,但是润滑膜内在的因素,应当作为产生润滑失效的首要考虑因素,即在一定状态下,润滑膜本身将可能丧失承载能力。

在高速径向轴承中,油膜振荡是人们熟悉的润滑失效形式。而在大型重载推力轴承中,温度对润滑失效起着十分重要的作用。在大型推力轴承的润滑失效发生之前和过程中,温升总是显著增加,所以考虑温度的影响是分析这种润滑失效的关键。虽然热效应在润滑计算早已为人们熟悉并采用,但是以往的热流体润滑计算,不能全面反映推力轴承所处的状态和承载力的变化趋势。作者等人^[10~12]对于温度引起的非牛顿效应及润滑失效进行了分析研究,以下作简要介绍。

应当指出,大型推力轴承具有载荷重的特点,所以它们一般都是在较小的膜厚下运行的。众所周知:润滑膜厚下降可以显著增加推力轴承的承载力,但同时膜厚减小会使润滑膜切应变率增大,从而导致温升增加。随着温

度的增加,粘度迅速下降,这大大降低了润滑膜内的承载力,进而改变了润滑膜的本构特性。近年来,关于温度效应得出了热流体本构方程。通过研究表明:考虑热效应后,流体的切应力存在极值,在固液界面产生滑移进而改变流速分布。当切应力达到极限切应力后,润滑膜的承载能力开始明显降低,甚至丧失承载能力。

下面将给出基于热流体本构方程的热流体润滑失效分析,以及润滑失效的判断方法和准则。

8.3.1 温度引起的润滑失效机理

根据雷诺方程得到的润滑膜压力与膜厚的二次方成反比。也就是说,随膜厚的下降,压力迅速增大导致承载力增大。当考虑温度影响时,膜厚除了对承载力的上述影响外,膜厚的下降会增大润滑膜内部的切应变率,从而导致温度增加。温升会显著降低润滑剂粘度,由于压力与粘度成正比,粘度下降又会导致润滑膜的承载力降低,因此,出现因温度效应而产生的润滑稳定性问题。其关系如下所示:

	压力	(记为 p_1)	承载力
膜厚	切应变率	温度	粘度
	压力	(记为 p_2)	承载力

根据上面的分析,我们提出局部热稳定性与全局热稳定性的概念如下^[10]:

局部热稳定与热不稳定:对润滑区间的任一点,如果随膜厚下降该点的 $p_1 > p_2$,我们称该点是热稳定的。若 $p_1 = p_2$ 则称该点临界热稳定。若 $p_1 < p_2$,则称该点热不稳定。

全局热稳定与热不稳定:对整个润滑区间,如果随膜厚下降 $p_1 > p_2$,我们称全局是热稳定的。若 $p_1 = p_2$ 则称全局临界热稳定。若 $p_1 < p_2$,则称全局热不稳定。

8.3.2 热流体本构方程和临界膜厚

从上面的分析可知:确定润滑膜热稳定状态是确定润滑失效的重要步骤。所以下面讨论如何确定润滑膜热稳定与否,并给出热流体本构方程和临界膜厚。

经典润滑理论认为,滑动轴承间隙中的润滑剂可视为不可压牛顿粘性流体。其本构方程为

$$= \frac{du}{dz}$$

当考虑温度对粘度的影响, 并利用简化的能量方程和雷诺温粘公式 (式 (1-8)), 以及考虑到在高切应变率工况下有 U/h , 可以推出热流体本构方程。其表达形式如下^[10] :

$$= \frac{0}{1 + \quad^2} \tag{8-9}$$

式中, $= \frac{2_0 x}{cU}$ 。注意: 系数 与润滑膜的位置有关。在入口区处, 式 (8-9) 还原为牛顿流体本构方程, 而在出口区处, 方程 (8-9) 反映的非牛顿性最大。图 8-15 表示牛顿流体和热流体本构方程中切应力和切应变率关系的无量纲曲线。

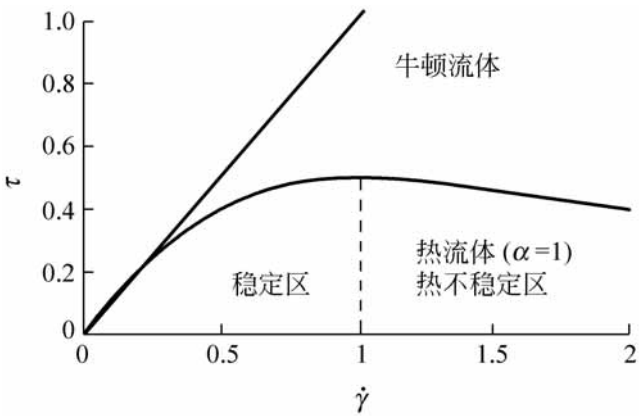


图 8-15 牛顿流体和热流体本构曲线

热流体本构方程与牛顿流体本构方程的区别在于它存在最大切应力。采用热流体本构方程的优点是: 在无需对雷诺方程和能量方程数值求解的情况下, 可直接得到轴承不同位置的切应力达到极值时相应的膜厚值。并可以通过该膜厚值对润滑失效发生的可能性和发展趋势作出近似的预测。

对方程 (8-9) 求极值, 可得到切应力达到极限切应力时的膜厚即临界膜厚, 其表达式为

$$h_c = \frac{2_0 Ux}{c} \tag{8-10}$$

在图 8-15 中, 标出了以极限切应力为界限的热稳定区和热不稳定区。利用临界膜厚可以判断润滑膜中任一点的流体处在稳定区还是非稳定区及其在图中的位置。由于膜厚与切应变率成反比, 所以对任何一点处 x , 当膜厚 h 大于 h_c 即 $h > h_c$, 则该点流体处于热稳定区, 且膜厚与临界膜厚的差越大, 表明稳定性程度越高。反之, 当 h 小于 h_c , 即 $h < h_c$, 该点的流体处于热

不稳定区,且临界膜厚与膜厚的差越大表明稳定性越差。

8.3.3 算例分析

作者等人^[11~13]通过理论计算与实验结果对比,给出了考虑温度效应可倾瓦扇形推力轴承的润滑失效分析结果,如图 8-16 所示。表 8-2 列出了计算与实验所采用的参数。

表 8-2 推力轴承的参数

参 数	数 值	单 位
B	0.014	m
D_2	0.565	m
L	0.158	m
U	76.53	m/s
Z	8	—
	0.69	rad
	0.01436	Pa·s
	0.03	1/K

图 8-16 为按热流体本构方程求解得到的推力轴承承载力随膜厚变化的数值计算和实验结果。另外,在图中还给出了在同样工况下,按常规的牛顿流体润滑理论中润滑膜压力与膜厚二次方成反比($p \propto 1/h^2$)计算的承载力随最小膜厚的变化,以及通常机械设计采用的《机械工程手册》^[14]给出的计算结果曲线。

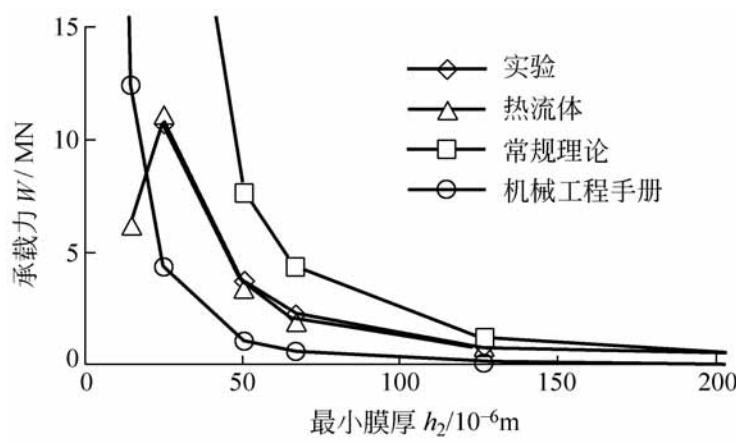


图 8-16 推力轴承承载力与最小膜厚变化

由图中可以得出以下结论:

(1) 在常规的牛顿流体理论中,随膜厚下降承载力可无限增大,因此无法预测润滑失效的发生;

(2) 在有实验数据的膜厚区域内, 按热流体本构方程的计算和实验的承载力十分吻合;

(3) 当膜厚减小到使部分润滑膜进入热不稳定状态后, 热流体计算和实验结果的承载力明显低于常规润滑理论的承载力;

(4) 热流体理论的计算结果表明, 当轴承长度方向热不稳定状态达到一定以后, 将达到承载极限, 如果继续加载则流体动压润滑将发生失效。

图中结果还表明: 常规按牛顿流体润滑理论和《机械工程手册》^[14] 规定的两种方法设计时, 承载力随膜厚的下降均可无限增大, 因此不能反映润滑失效的发生。而且在小膜厚区给出的承载力迅速增大, 而此时正是处在轴承承载力的极限区。

图 8-16 的实验数据未能给出膜厚小于 25.4μm 以后的承载力变化趋势。但是, 热流体本构理论则可以对出口处最小膜厚 h_2 直至润滑失效发生的全过程计算。由式(8-10)若令 $x = L$ 可以求得出口处最小膜厚 h_2 开始进入热不稳定区的临界膜厚为

$$h_c = 91\mu\text{m}$$

当出口处膜厚 $h = 25.4\mu\text{m}$ 时, 承载力达到最大。再利用式(8-10)和该状态下的间隙比 $K = 4.2$, 可以求得:

$$x/L = 0.57$$

这就是说, x 大于 0.57 L 的区域已经进入了热不稳定区。当不到轴承平均长度的一半进入热不稳定区时, 整个推力轴达到了全局热不稳定的临界点。

8.4 混合润滑状态

传统的观点认为, 混合润滑是干摩擦、边界润滑和流体润滑三种状态的组合。近年来的研究, 人们发现微观弹流润滑膜对粗糙峰的展平作用以及对薄膜润滑的认识, 认为除特殊的条件之外, 混合润滑将不包含干摩擦状态, 同时, 薄膜润滑则成为混合润滑的组成要素之一。

1992 年初, 作者在清华大学摩擦学国家重点实验室的学术报告对于混合润滑理论提出了以下的构想:

(1) 混合润滑状态是边界润滑、薄膜润滑、微观弹流润滑、流体动压润滑等的共同组合。各种润滑膜都以膜厚值为主要特征, 它们的形成机理、润滑性和失效准则各不相同。

(2) 混合润滑的整体特性是各种润滑膜组成特性的综合表现。各种润滑膜在接触表面上所占的比例与摩擦界面形态和工况条件有关。在摩擦过

程中, 各种润滑膜的比例及分布处于不断变化之中, 因此混合润滑特性具有强烈的时变性。

(3) 混合润滑的重要特征是伴随表面磨损, 它以接触疲劳机制和粘着机制为主要形式。根据环境介质和工况条件的不同, 这两类磨损机制的主次不同。

(4) 在摩擦过程中, 表面层材料承受动应力作用, 并导致弹塑性变形, 而应力、应变及其承受体积和材料强度都具有时变性。混合润滑状态下的正常磨损主要是因动应力场产生的接触疲劳以及磨粒运动所派生的微切削, 统属于机械磨损。

(5) 摩擦热效应以接触闪温、表面温度分布以及沿深度方向的温度梯度等参数表征, 它们是决定润滑膜失效和粘着磨损的基本因素。这些参数也具有时变性。

在此基础上, 作者还以图 8-17 阐述了对混合润滑研究发展的初步设想和相关关系。

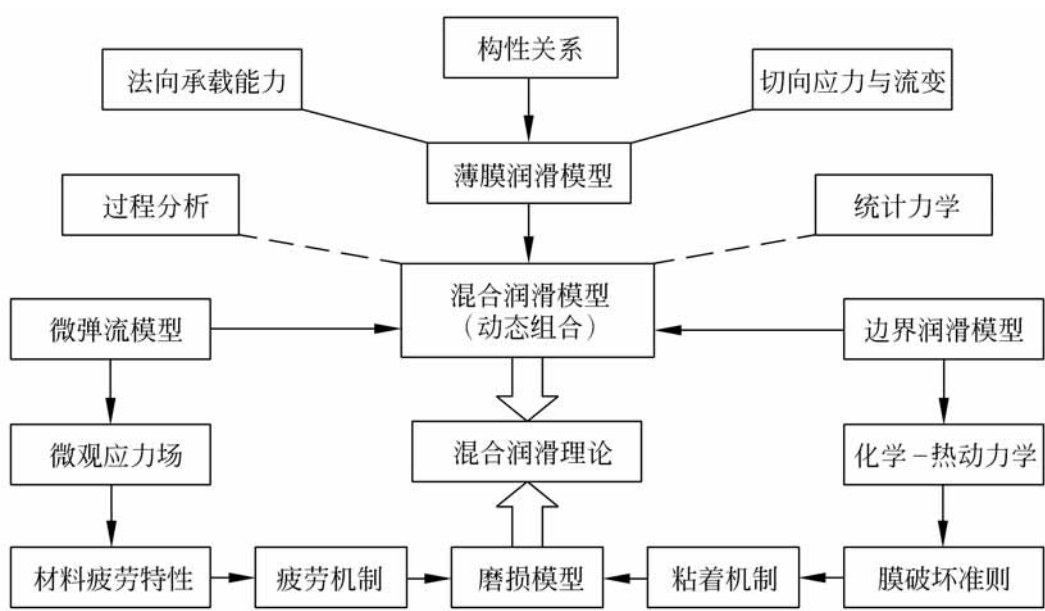


图 8-17 混合润滑研究设想

显然, 除了极光滑的表面之外, 混合润滑将是普遍存在的状态。在一定意义上说, 混合润滑研究是考察表面形貌对润滑行为的影响。有关薄膜润滑状态下的混合润滑研究, 由于受到实验技术的限制, 目前发表的研究报告不多。清华大学孔繁荣等人^[15~16]采用受抑光全反射技术实现纳米膜厚分布测量, 并应用于混合润滑研究。我们采用 3 种表面粗糙度的钢制圆盘与蓝宝石光滑平面组成的线接触滑动摩擦副, 考察沿接触线上滑动区润滑膜

厚度分布及其变化,并提出了平均膜厚与载荷、滑动速度、润滑油粘度和表面粗糙度之间的关系。

钢制圆盘表面经精磨或精磨后抛光,其粗糙度均方根偏差值 分别为 0.065μm,0.118μm 和 0.166μm,都是纵向纹理方向。采用 40 号和 20 号机械油润滑,它们在 50 时的动力粘度分别为 0.034Pa·s 和 0.017Pa·s。

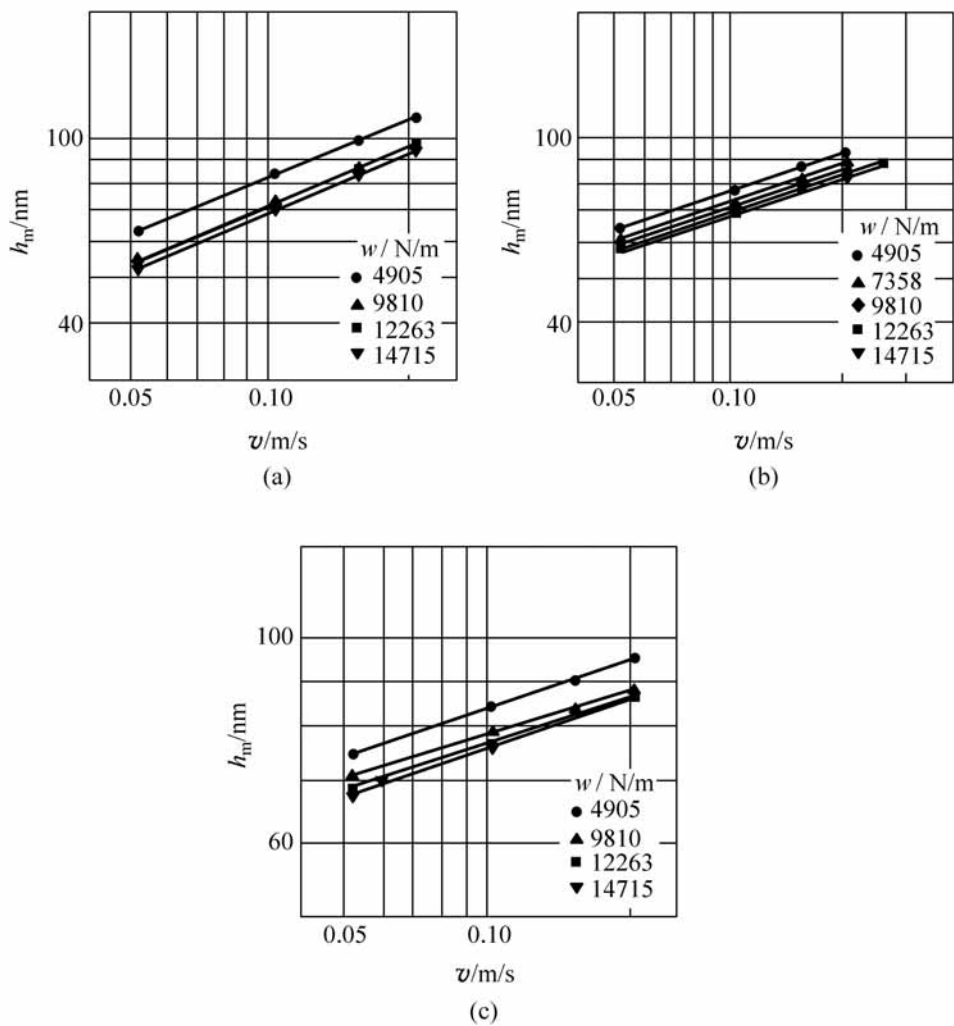


图 8-18 速度对平均膜厚的影响

(a) $R_a = 0.065 \mu m$; (b) $R_a = 0.118 \mu m$; (c) $R_a = 0.166 \mu m$

图 8-18 给出 40 号机械油润滑时,沿接触线中心膜厚平均值 h_m 与滑动速度 v 在对数坐标系中的关系。由图表明,和光滑表面的弹流润滑相同,粗糙表面的平均膜厚与速度也具有指数函数关系,即

$$h_m \propto v^\lambda$$

而速度指数 λ 的数值与粗糙度有关。如图,当 $R_a = 0.065 \mu m$ 时, $\lambda = 0.42$;当 $R_a = 0.118 \mu m$ 时, $\lambda = 0.26$;当 $R_a = 0.166 \mu m$ 时, $\lambda = 0.16$,但都低于光滑表面的数值。这说明粗糙度增加使速度对膜厚的影响减小。

图 8-19 是速度指数 α 值与粗糙度 σ 的变化关系, 横坐标引入 R 是使粗糙度 无量纲化, R 为圆盘半径。根据实验数据可以拟合 α 与 σ 的关系式如下

$$\alpha = 0.71 \times 0.8^{\sigma/R} \quad (8-11)$$

当 $\sigma = 0$ 即光滑表面时, 则得 $\alpha = 0.71$, 非常接近线接触弹流润滑膜厚公式中的速度指数 0.70 的数值。

采用 40 号机械油润滑时, 平均膜厚 h_m 与单位宽度载荷 w 的关系的实验结果如图 8-20 所示。膜厚与载荷的关系同样是指数函数规律, 即

$$h_m \propto w^{-\alpha} \quad (8-12)$$

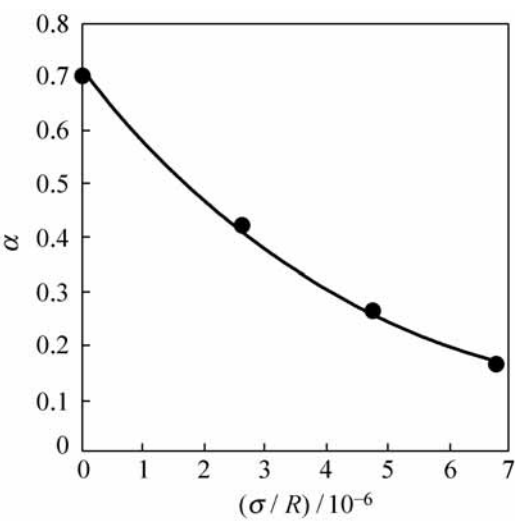


图 8-19 α 与 σ 的关系

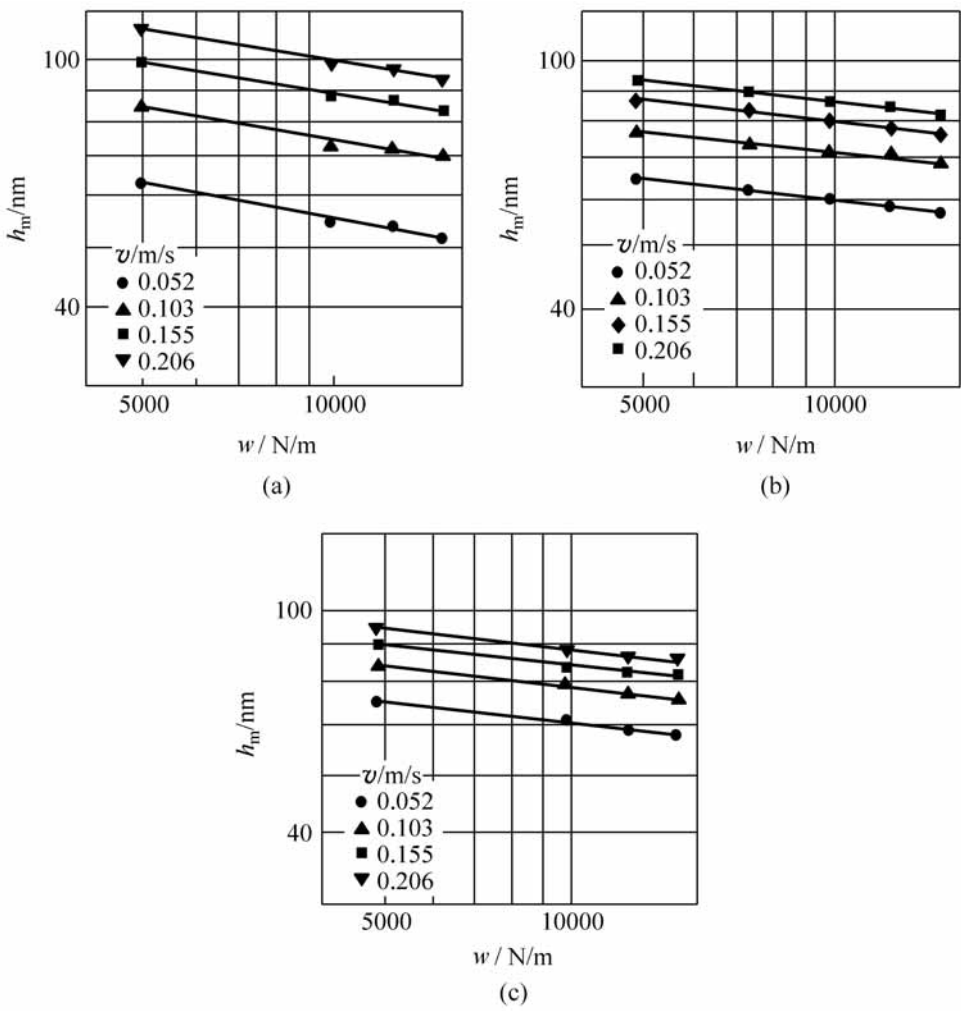


图 8-20 载荷对平均膜厚的影响

(a) $\sigma = 0.065 \mu\text{m}$; (b) $\sigma = 0.118 \mu\text{m}$; (c) $\sigma = 0.166 \mu\text{m}$

载荷指数也随粗糙度不同而变化。当粗糙度 值分别为 0.065μm, 0.118μm 和 0.166μm 时,相应的 值为 0.14, 0.12 和 0.09, 即粗糙度增加使载荷对膜厚的影响减小。

图 8-21 表示载荷指数 与粗糙度 的关系,其拟合关系式为

$$= 0.18 \times 0.91^{/R} \tag{8-13}$$

对于光滑表面 =0, 则 = 0.18, 与线接触弹流润滑 Dowson 和 Higginson 公式中的载荷指数值相同。

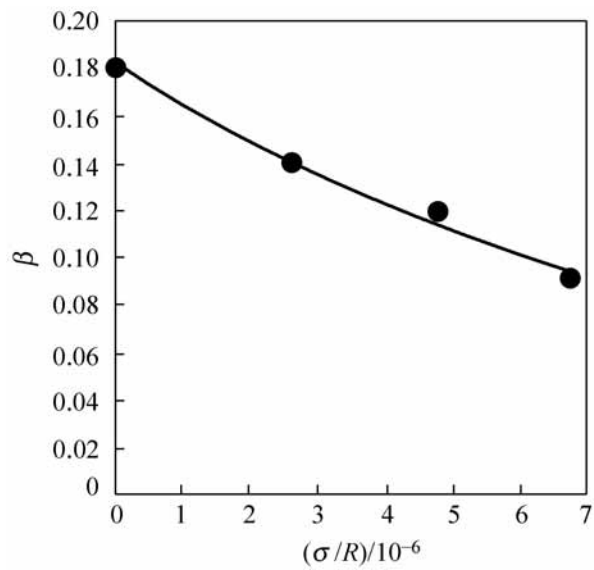


图 8-21 和 的关系

图 8-22 列出不同工况条件下两种机械油粘度对膜厚变化的影响。粘度增加时, 润滑膜厚度增加。图中, 两种粘度得出的膜厚随速度或载荷的变化是两条平行线, 这表明对于相同的粗糙度而言, 粘度的变化不影响膜厚的速度指数或载荷指数的数值, 即式 (8-11) 和式 (8-13) 对于各种粘度的机械油都适用。

粗糙度对于膜厚比 $h_m/$ 的影响如图 8-23 所示。由图可知, 膜厚比随着粗糙度的增加而减小, 同时, 粗糙度增加使得速度和载荷对平均膜厚的影响作用减弱。

应当指出, 由于表面粗糙度分布的随机性, 它对润滑膜厚度的影响相当复杂, 现有的研究结论各不相同, 这是一个有待进一步研究的问题。对于上述的实验结果有两点必须着重说明: 首先, 以上的粗糙度均为实验前表面处于自然状态下的数值。而在润滑过程中, 由于微观弹流膜局部压力对粗糙峰的展平作用, 实际粗糙度数值将大大地降低, 而且表面粗糙度越高, 其降低的幅度越大。其次, 以上讨论的膜厚 h_m 是指沿接触线上中心膜厚的平均

值,事实上接触区各点的实际膜厚不同。根据测量,接触区各点的膜厚介于10~110nm范围,显然,它是边界润滑、薄膜润滑和微观弹流润滑的混合状态。

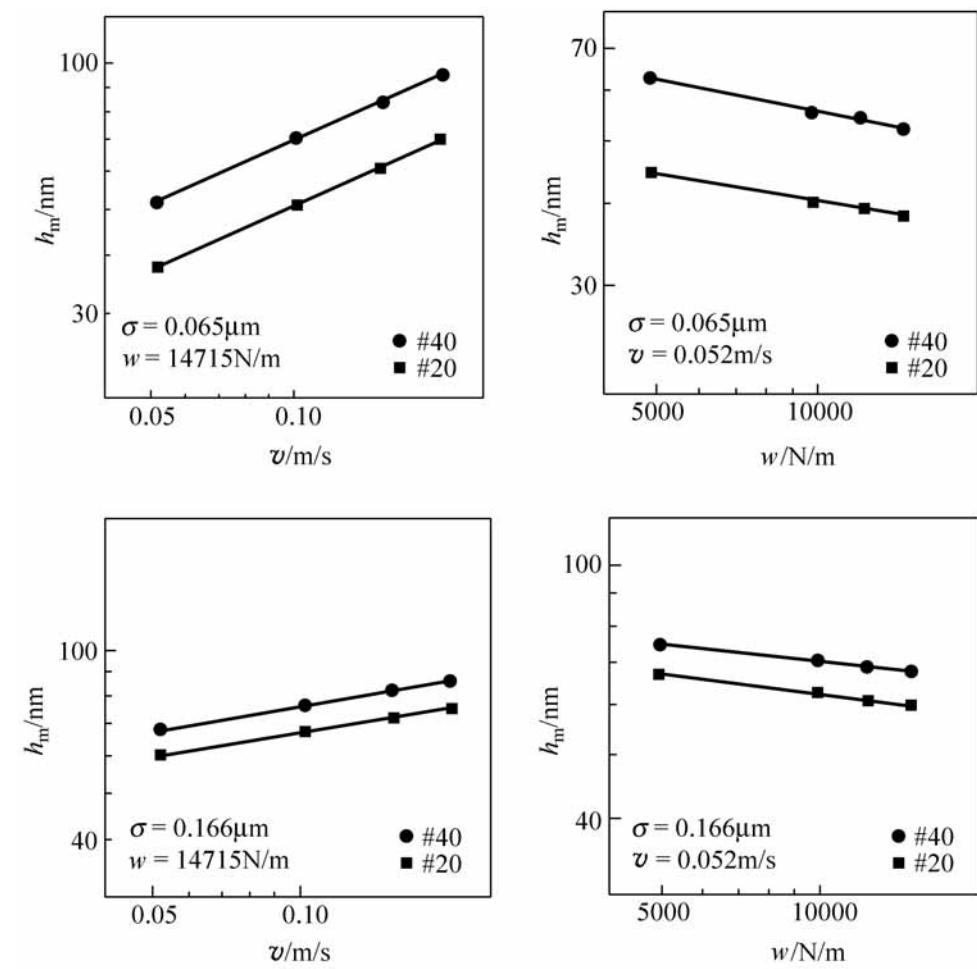


图 8-22 粘度对平均膜厚的影响

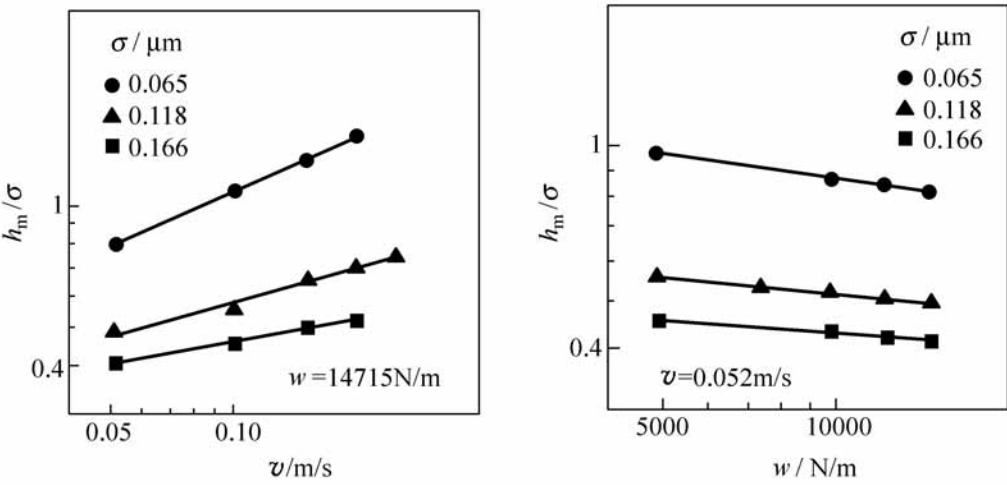


图 8-23 粗糙度对膜厚比的影响

1993 年 Jullien 等人对于碳基金属复合材料与玻璃表面在油润滑下的接触与摩擦实验研究,揭示出一种新的与混合润滑相似但又不尽相同的状态,他们称为分离薄膜润滑(fractionated thin film in lubrication)。实验表明,摩擦副接触表面出现若干个尺寸约为 $100\mu\text{m}$ 且相互分离的微小平台。润滑膜的应力场分割成若干小的压力区,各压力区由平台之间的零压区分隔开。润滑膜厚度在 $0.1 \sim 0.5\mu\text{m}$ 范围,摩擦系数稳定在 $0.12 \sim 0.15$ 之间。显然,这种特殊的润滑状态常存在于多孔材料的润滑。

参 考 文 献

- [1] 黄平,温诗铸.粘弹性流体动力润滑与润滑磨损.机械工程学报,1996,32(3): 27 ~ 34
- [2] Zou Q, Huang P, Wen S Z. Abrasive wear model for lubricated sliding contacts. Wear, 1996, (196): 72 ~ 76
- [3] 黄平,郑杰,Hooke,温诗铸.表面粗糙度对线接触低弹性模量弹流润滑性能的影响.清华大学学报,1996,36(10):50 ~ 56
- [4] Hooke C J, Huang P. Elastohydrodynamic lubrication of soft viscoelastic materials in line contact. Proc Instn Mech Engrs, 1997, 211, Part J: 185 ~ 194
- [5] Huang P, Wen S Z. A new model of visco-plastic fluid lubrication for sliding problems. ACTA Tribologica of Romania. 1994, 2(1): 23 ~ 30
- [6] 黄平,温诗铸.粘塑性流体润滑失效研究滑动问题.自然科学进展,1995,5(4): 435 ~ 439
- [7] 黄平,温诗铸.滑动条件下弹流润滑的屈服膜厚与屈服边界.润滑与密封,1996(6):18 ~ 23
- [8] Huang Ping, Luo Jianbin, Wen Shizhu. Theoretically study on the lubrication failure for the lubricants with a limiting shear stress. Tribology International, 1999, 32(10): 421 ~ 426
- [9] 黄平,雒建斌,温诗铸.粘塑性流体的界面滑移对润滑性能的影响研究.力学学报,1999,31(6):745 ~ 752
- [10] 黄平,陈扬枝,雒建斌,温诗铸.止推轴承流体动压润滑失效分析.机械工程学报,2000,36(1):96 ~ 100
- [11] 黄平,温诗铸.温度的非牛顿效应及其润滑失效机理分析.润滑与密封,1996,(2): 14 ~ 16
- [12] 张广军,黄平,温诗铸.润滑剂的温度非牛顿效应及其对润滑性能的影响.润滑与密封,1996,(3):5 ~ 9

-
- [13] 张广军,孟惠荣,黄平,温诗铸. 润滑剂边界滑移对弹流润滑特性的影响. 摩擦学报,1998, 18(3):243~247
 - [14] 机械工程手册 第29篇,轴承. 北京:机械工业出版社,1980
 - [15] 孔繁荣. 混合润滑的实验技术和特性研究:[博士学位论文]. 北京:清华大学精密仪器与机械学系,1993
 - [16] Qian Zou, Fanrong Kong, Shizhu Wen. A new method for measuring the film thickness of mixed lubrication in line contacts. Tribology Transactions, 1995, 38(4): 869~874

第二篇

摩擦磨损机理与控制

第 9 章

表面形态与表面接触

摩擦学是研究相互运动表面间发生的作用和变化,因此了解和研究摩擦表面形态和接触状况是分析摩擦磨损和润滑问题的基础,使摩擦学机理研究能够更深入地探索微观本质。

9.1 表面形貌参数

任何摩擦表面都是由许多不同形状的微凸峰和凹谷组成。表面几何特征对于混合润滑和干摩擦状态下的摩擦磨损和润滑起着决定性影响。

表面几何特征采用形貌参数来描述。最常用的表面形貌参数是表面粗糙度,它取表面上某一个截面的外形轮廓曲线来表示。根据表示方法的不同可分为一维、二维和三维的形貌参数。

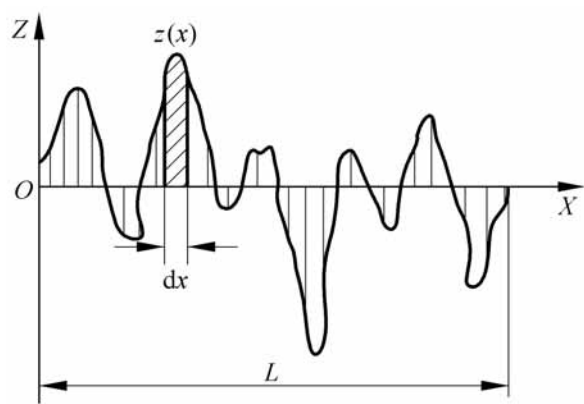


图 9-1 表面形貌轮廓曲线

一维形貌通常用轮廓曲线的高度参数来表示,如图 9-1,它描绘沿截面方向(X 方向)上轮廓高度 Z 的起伏变化。选择轮廓的平均高度线亦即中心线为 X 轴,使轮廓曲线在 X 轴上下两侧的面积相等。一维形貌参数种类

繁多,最常用的有:

1) 轮廓算术平均偏差或称中心线平均值 R_a

它是轮廓上各点高度在测量长度范围内的算术平均值,即

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |z(x)| dx = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |z_i| \tag{9-1}$$

式中, $z(x)$ 为各点轮廓高度; L 为测量长度; n 为测量点数; z_i 为各测量点的轮廓高度。

2) 轮廓均方根偏差或称均方根值 R_q 或

$$= \frac{1}{L} \int_0^L [z(x)]^2 dx = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i^2 \tag{9-2}$$

3) 最大峰谷距 R_{max}

在测量长度内最高峰与最低谷之间的高度差,它表示表面粗糙度的最大起伏量。

4) 支承面曲线

支承面曲线是根据表面粗糙度图谱绘制的。理论的支承面曲线如图 9-2 所示。假设粗糙表面磨损到深度 z 时,在左图中形成了宽度为 a 和 a 的两个平面,将 a_1 和 a 求和绘制在右图相应的 z 处。这样得到支承面为随深度 z 变化的曲线,即支承面曲线。

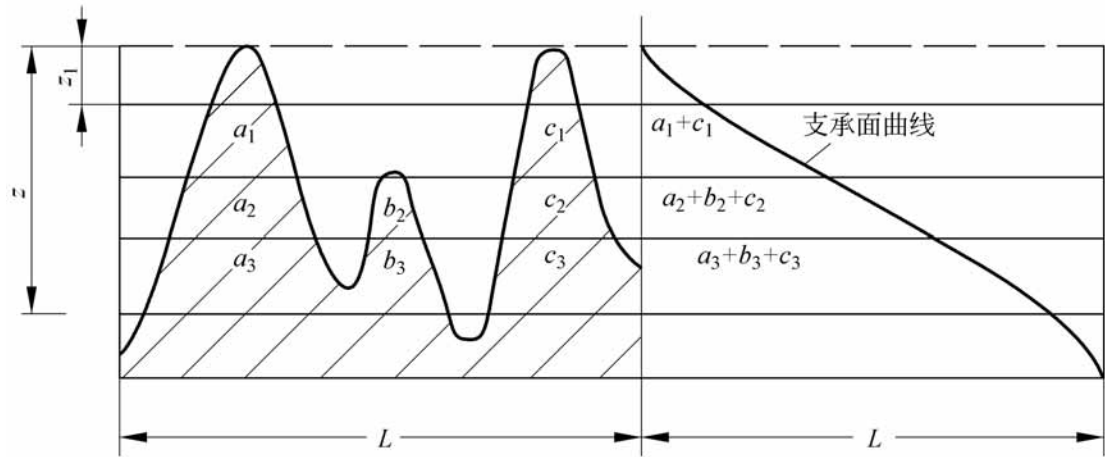


图 9-2 支承面曲线

5) 中线截距平均值 S_{ma}

它是轮廓曲线与中心线各交点之间的截距 S_m 在测量长度内的平均值。该参数反映表面不规则起伏的波长或间距,以及粗糙峰的疏密程度。

应当指出:一维形貌参数不能完善地说明表面几何特征。如图 9-3 所示,四种表面轮廓的 R_a 值相同,但形貌却很不一致,甚至完全相反,如图中

的(a)和(b)。虽然均方根值 σ 比中心线平均值 R_a 稍好一些,但对于图中(a)和(b)两个相反的轮廓仍然无法区别。通常,一维形貌参数仅适用于描述用同一方法制造的具有相似轮廓的表面。如果将一维高度参数和一维波长参数相配合,可以粗略地构成表面形貌的二维图像。

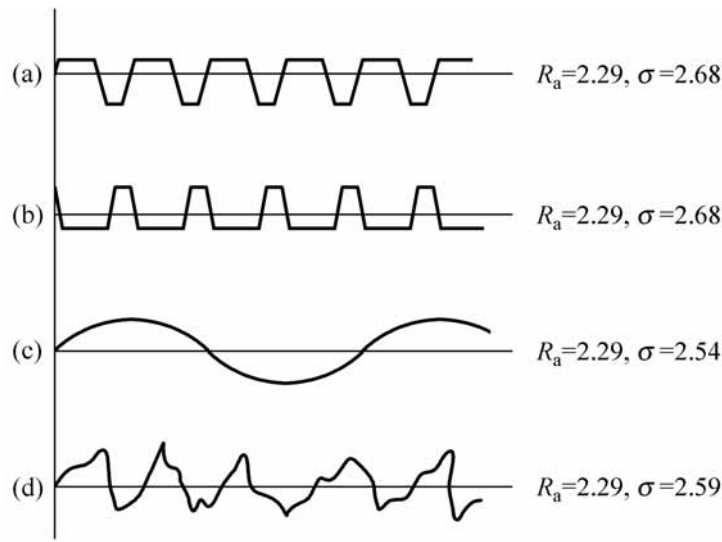


图 9-3 不同轮廓的 R_a 和 σ 值

实践证明:一维形貌参数不足以表征表面的摩擦学特性,而表面轮廓曲线的坡度和曲率与粗糙表面的摩擦磨损特性密切相关。因此,为了更好地反映粗糙表面的润滑效应和接触状况,人们又采用如下的二维形貌参数:

1) 坡度 \dot{z}_a 或 \dot{z}_q

它是表面轮廓曲线上各点坡度即斜率 $\dot{z} = dz/dx$ 的绝对值的算术平均值或者均方根值 \dot{z}_a 或 \dot{z}_q 。该指标对于微观弹流润滑效应十分重要。

2) 峰顶曲率 C_a 或 C_q

采用各个粗糙峰顶曲率的算术平均值 C_a 或者均方根值 C_q 。它对于润滑和表面接触状况都有影响。

然而二维形貌参数还不够全面,描述粗糙表面的最好方法是采用三维形貌参数,例如:

1) 二维轮廓曲线族

如图 9-4 所示,通过一组间隔很密的二维轮廓曲线来表示形貌的三维变化。

2) 等高线图

如图 9-5,用表面形貌的等高线表示表面的起伏变化。

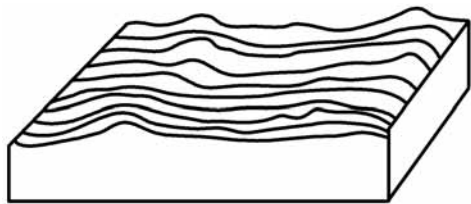


图 9-4 二维轮廓曲线族

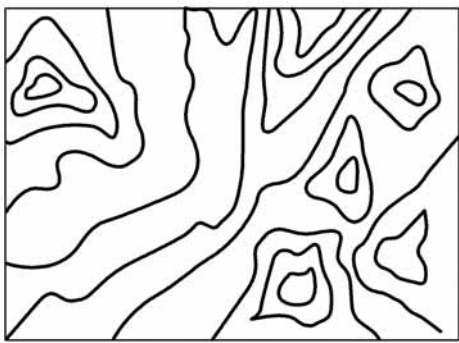


图 9-5 等高线图

9 2 表面形貌的统计参数

切削加工的表面形貌包含着周期变化和随机变化两个组成部分, 因此采用形貌统计参数比用单一形貌参数来描述表面几何特征更加科学, 能反映更多的信息。这就是将轮廓曲线上各点的高度、波长、坡度或曲率等用概率密度分布函数来表示它们的变化。

9 .2 .1 高度分布函数

如图 9-6, 以平均高度线为 X 轴, 轮廓曲线上各点高度为 z 。概率密度分布曲线的绘制方法如下:

由不同高度 z 作等高线, 计算它与峰部实体(X 轴以上)或谷部空间(X 轴以下)交割线段长度的总和 L_i , 以及与测量长度 L 的比值 L_i/L 。

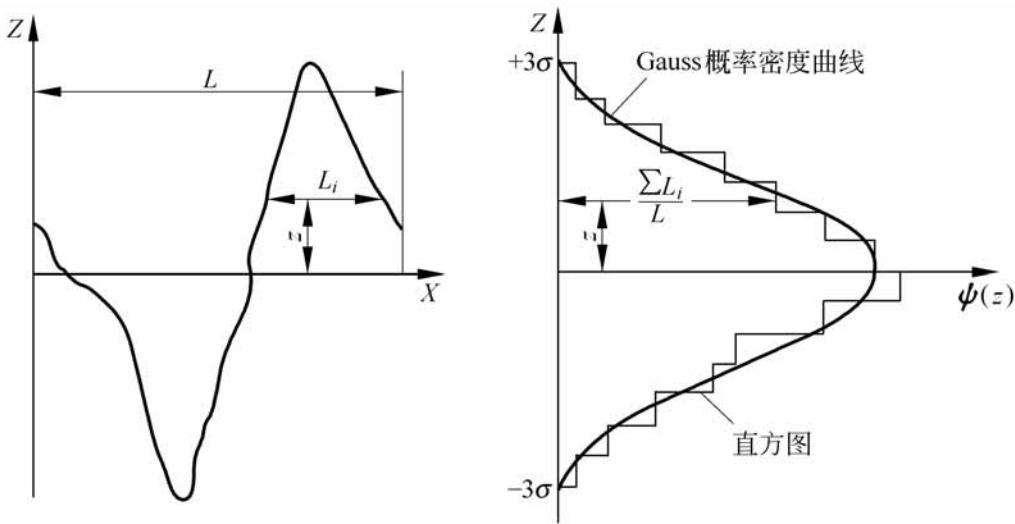


图 9-6 粗糙高度分布密度曲线

用这些比值 出高度分布直方图。如果选取非常多的 z 值, 则从直方图可以描绘出一条光滑曲线, 这就是轮廓高度的概率密度分布曲线。

切削加工表面的轮廓高度接近于 Gauss 分布规律。Gauss 概率密度分布函数为

$$f(z) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp - \frac{z^2}{2\sigma^2} \tag{9-3}$$

式中, σ 为粗糙度的均方值, 在 Gauss 分布中称为标准偏差, 而 σ^2 称为方差。

式(9-3)表示的分布曲线是标准的 Gauss 分布。概率密度分布函数 $f(z)$ 表示不同高度出现的概率。理论上 Gauss 分布曲线的范围由 $-\infty$ 到 $+\infty$, 但实际上在 -3σ 到 $+3\sigma$ 之间包含了分布的 99.9%。因此以 $\pm 3\sigma$ 作为 Gauss 分布的极限所产生的误差可以忽略不计。

应当指出: 对于二维形貌参数, 例如轮廓曲线的坡度和峰顶曲率, 也可以用它们的概率密度分布曲线来描述变化规律。

根据表面轮廓曲线求出若干点的坡度数值 $\dot{z} = dz/dx$ 。然后依照坡度等于某一数值的点数与总点数的比值作坡度分布的直方图, 进而采用上述方法求得坡度分布的概率密度函数 $\psi(\dot{z})$, 如图 9-7 所示。

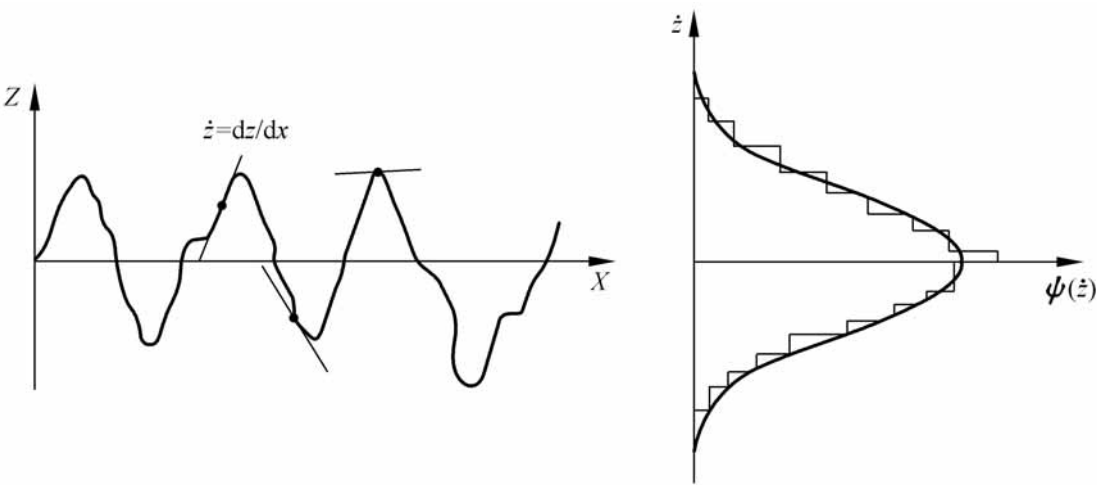


图 9-7 坡度分布密度曲线

对于峰顶曲率 C 或峰顶半径 r , $r = 1/C$, 采用类似的方法也可以求得其概率密度分布函数 $f(C)$ 或 $f(r)$ 。图 9-8 是根据某一实际切削加工表面求得的峰顶半径分布曲线。

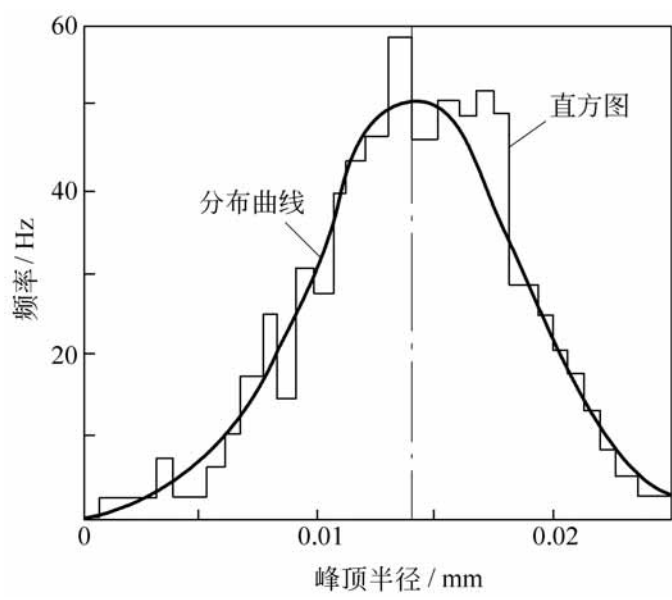


图 9-8 峰顶半径分布密度曲线

9.2.2 分布曲线的偏差

切削加工表面形 的分布曲线往往与标准 Gauss 分布存在一定偏差，通常用统计参数表示这种偏差。

1. 偏态 S

偏态是衡量分布曲线偏离对称位置的指标,它的定义是

$$S = \frac{1}{3} \int_{-\infty}^{+\infty} z^3 (z) dz \tag{9-4}$$

将标准的 Gauss 分布函数式(9-3)代入,求得 $S=0$, 即凡是对称分布曲线的偏态值 S 均为零 1。非对称分布曲线的偏态值可为正值或负值, 如图 9-9 所示。

2. 峰态 K

峰态表示分布曲线的尖峭程度。定义为

$$K = \frac{1}{4} \int_{-\infty}^{+\infty} z^4 (z) dz \tag{9-5}$$

将式(9-3)代入上式求得标准 Gauss 分布的峰态 $K=3$ 。而 $K<3$ 的分布曲线称为低峰态, $K>3$ 的分布曲线称为尖峰态,如图 9-10 所示。

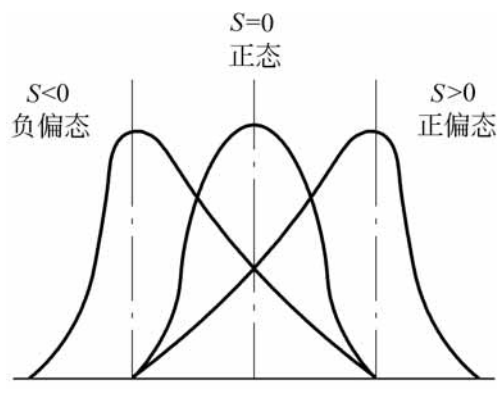


图 9-9 偏态

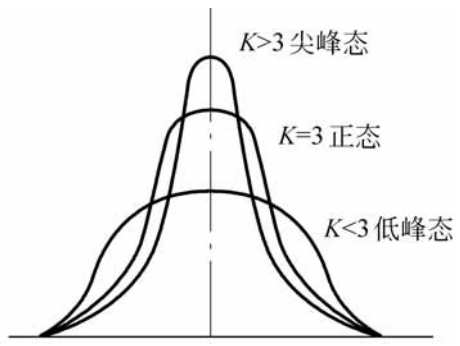


图 9-10 峰态

9.2.3 表面轮廓的自相关函数

在分析表面形貌参数时, 抽样间隔的大小对于绘制直方图和分布曲线有显著影响。为了表达相邻轮廓的关系和轮廓曲线的变化趋势, 可引用另一个统计参数, 即自相关函数 $R(l)$ 。

对于一条轮廓曲线来说, 它的自相关函数是各点的轮廓高度与该点相距一固定间隔 l 处的轮廓高度乘积的数学期望(平均)值, 即

$$R(l) = E[z(x) \times z(x + l)] \tag{9-6}$$

这里, E 表示数学期望值。

如果在测量长度 L 内的测量点数为 n , 各测量点的坐标为 x_i , 则 $R(l)$ 为

$$R(l) = \frac{1}{n - 1} \sum_{i=1}^{n-1} z(x_i) \times z(x_i + l) \tag{9-7}$$

对于连续函数的轮廓曲线, 上式可写成积分形式

$$R(l) = \lim_L \frac{1}{L} \int_{-L/2}^{+L/2} z(x) \times z(x + l) dx \tag{9-8}$$

$R(l)$ 是抽样间隔 l 的函数。当 $l = 0$ 时, 自相关函数记作 $R(b)$, 且 $R(b) = \sigma^2$ 方差。因此自相关函数的无量纲形式变为

$$R^*(l) = \frac{R(l)}{R(b)} = \frac{R(l)}{\sigma^2} \tag{9-9}$$

图 9-11 为典型轮廓曲线概率分布函数及其自相关函数。自相关函数可以分解为两个组成部分; 函数的衰减表明相关性随 l 的增加而减小, 它代表轮廓的随机分量的变化情况。函数的振荡分量反映表面轮廓周期性变化因素。

计算实际表面的自相关函数需要采集和处理大量的数据。为简化起

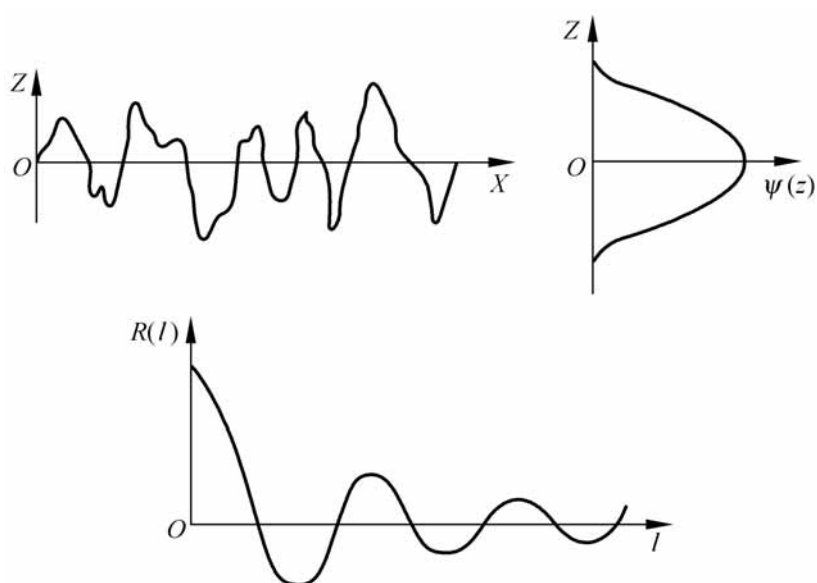


图 9-11 典型的自相关函数

见,通常将随机分量表示为按指数关系衰减,而振荡分量按三角函数波动。分析表明:粗加工表面(例如 $R_a = 16\mu\text{m}$ 的粗刨平面)的振荡分量是主要组成部分,而精加工表面(例如 $R_a = 0.18\mu\text{m}$ 的超精加工平面)的随机分量将是主要的。

自相关函数对于研究表面形貌的变化十分重要。任何表面形貌的特征都可以用高度分布概率密度函数 $\psi(z)$ 和自相关函数 $R^*(l)$ 这两个参数来描述。

近些年来,人们应用分形理论来表征表面形貌,进而研究粗糙表面的接触和摩擦磨损问题^[5]。

9 3 表层结构与表面性质

固体表面的摩擦学性能直接受到表面形态的影响,除几何形貌之外,表面物理与化学状态也是控制摩擦学行为和过程的重要因素^[2]。

金属表面在切削加工过程中表层组织结构将发生变化,使表面层由若干层次组成。典型的金属表层结构如图 9-12 所示。

金属基体之上是变形层,它是材料的加工强化层,总厚度为数十微米,由重变形层逐渐过渡到轻变形层。变形层之上是贝氏层(Bielby layer),它是由于切削加工中表层熔化、流动,随后骤冷而形成的非晶或者微晶质层。氧化层是由于表面与大气接触经化学作用而形成的,它的组织结构与氧化程度有关。最外层是环境中气体或液体极性分子与表面形成的吸附

膜或污染膜。

由此可知:金属表层的组织结构随着加工工艺条件而变化。同时,表层的机械性质与基体材料很不相同,金属表层的强化程度、微硬度和残余应力等对于摩擦磨损起着重要的影响。

在各种表面性质中,与摩擦学密切相关的主要有表面能、吸附效应和表面氧化等。

产生新表面所做的功表现为表面能。液体表面分子由于表面能的作用,有从表面进入内部的趋势,这种使液面自动收缩而减少表面积的内力称为表面张力。

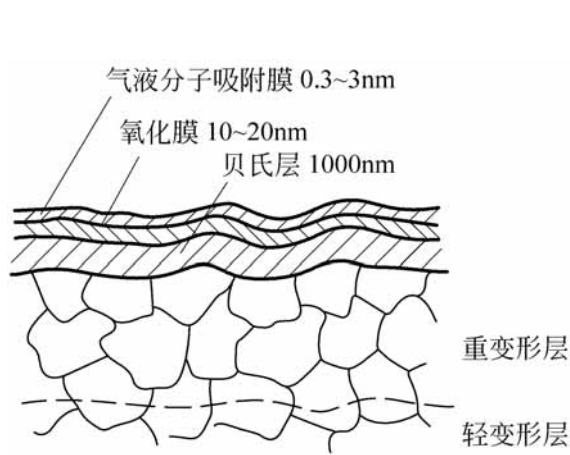


图 9-12 金属表层结构

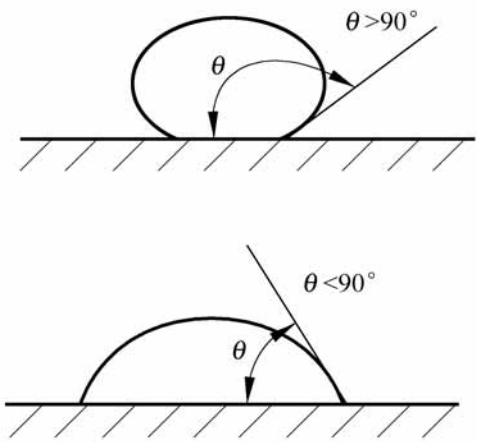


图 9-13 润湿角

固体的表面能不可能直接测量,但可通过与液体的接触形状推断出来。如图 9-13 所示,液滴在固体表面上呈现出一定的接触角或称润湿角,它是固液界面与液体表面在交点处的切平面之间的夹角。当润湿角 $< 90^\circ$ 时,固体表面张力大于液体表面张力,此时将发生润湿。如果接近于零时,液体就可以完全润湿固体表面。而当润湿角 $> 90^\circ$ 时,将不能润湿。显然,润滑剂在摩擦表面上的润湿角显著影响润滑性能。

吸附效应与固体表面具有较大的表面张力有关。在加工成形过程中形成的晶格缺陷,使表面的原子处于不饱和或不稳定状态。这样,环境中的极性气体或液体分子将与表面形成各种吸附膜。表面吸附效应对于边界润滑和干摩擦状态都是十分重要的。在切削加工或磨损过程中,金属的新生表面一旦暴露就很快地与大气中的氧形成氧化膜。氧化速度将取决于氧向表层内扩散速度或金属离子透过氧化膜向外的扩散速度。由于金属和氧化物的晶格常数不同,因而阻碍了氧向更深的内部扩散。氧化膜对摩擦磨损的影响与氧化膜的强度有关。通常薄的氧化膜强度高,可以防止粘着发生。

而氧 膜厚度增加使膜的强度降低,在摩擦过程中容易脱落而加剧磨损。

在摩擦过程中,由于力和热的作用,摩擦表面将发生一系列的变化。表面形貌和微观接触情况在摩擦中不断地变化,同时摩擦表面的吸附膜和氧化膜也将发生破裂、再生和转移。这些对摩擦磨损性能有很大影响。

金属摩擦副在摩擦过程中还将产生复杂的组织结构变化。当摩擦温度超过金属的结构转变温度时,由于表面上的高压力和环境介质的作用,将产生特殊的相变和结构转变。例如合金钢在摩擦过程中表层产生一种特殊的奥氏体,它不仅有相当高的硬度还有一定的塑性。又如,由于摩擦表面产生的压力和温度场反复变化,促使金属中的合金元素向着接触表面扩散,造成次表层的多孔性。此外,摩擦温度使表层发生再结晶,从而改变材料在摩擦中的塑性。摩擦过程中产生的这些变化对于摩擦表面相互作用的力学性质有很大的影响。

9.4 粗糙表面的接触

当两个固体表面接触时,由于表面粗糙,实际接触只发生在表观面积的极小部分上。实际接触面积的大小和分布对于摩擦磨损起着决定性的影响。

实际表面上粗糙峰顶的形状通常是椭圆柱体。由于椭圆柱体的接触区尺寸远小于本身的曲率半径,因而粗糙峰可以近似地视为球体,两个平面的接触可视为一系列高低不齐的球体相接触。在分析粗糙表面接触时,通常都采用这种模型。

如前所述,两个弹性体的接触可以转换为具有当量曲率半径 R 和当量弹性模量 E 的弹性球体与刚性光滑平面的接触。

9.4.1 单峰接触

如图 9-14,当两个粗糙峰相接触时,在载荷 W 作用下产生法向变形量,使弹性球体的形状由图示的虚线变为实线。显然,实际接触区是以 a 为半径的圆,而不是以 e 为半径的圆。

根据弹性力学分析可知

$$\begin{aligned} a &= \frac{9W^2}{16E^2R}^{1/3} \\ a &= \frac{3WR}{4E}^{1/3} \\ W &= \frac{4}{3}ER^{3/2}a^{3/2} \end{aligned} \quad (9-10)$$

从以上关系可得： $a^2 = R \delta$ 。于是实际接触面积 A 为

$$A = \pi a^2 = \pi R \delta \tag{9-11}$$

再根据几何关系得

$$e^2 = R^2 - (R - \delta)^2 = 2R\delta - \delta^2 \approx 2R\delta$$

因此几何接触面积 A_0 为

$$A_0 = \pi e^2 = 2\pi R\delta = 2A \tag{9-12}$$

可知：单个粗糙峰在弹性接触时的实际接触面积为几何接触面积的一半。

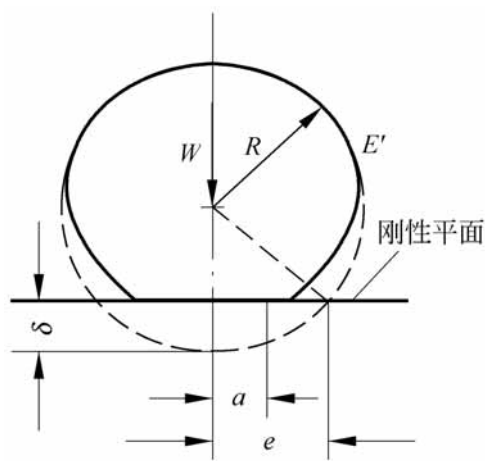


图 9-14 单峰弹性接触

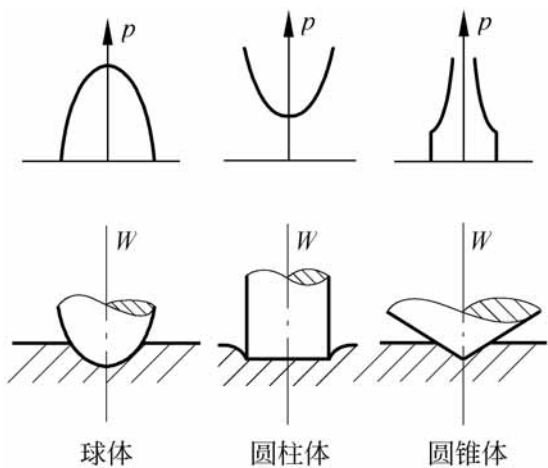


图 9-15 粗糙峰模型

粗糙峰模型除用球体之外，常见的模型还有圆柱体和圆锥体，如图 9-15 所示。如图，球体模型接触区压力分布为椭圆体。圆柱体和圆锥体模型的应力分布出现不定值区域，即在边缘或者中心区域应力趋于无限，因此弹性变形的计算困难。圆柱体模型的实际接触面积保持不变，这与粗糙表面的接触情况不符。而圆锥体模型比较接近实际，可用于摩擦磨损计算。

9.4.2 理想粗糙表面的接触

理想粗糙表面是指表面为许多排列整齐的曲率半径相同和高度相同的粗糙峰组成，同时，各峰承受的载荷和变形完全一样，而且相互不影响。

如图 9-16，粗糙峰在基面以上的最大高度为 h ，当光滑平面在载荷作用下产生法向变形后，法向变形量为 $(h - d)$ ， d 为刚性光滑平面与粗糙面基面之间的距离。

如果表面上共有 n 个粗糙峰，每个粗糙峰承受相同的载荷 W_i ，则由式 (9-10) 得总载荷

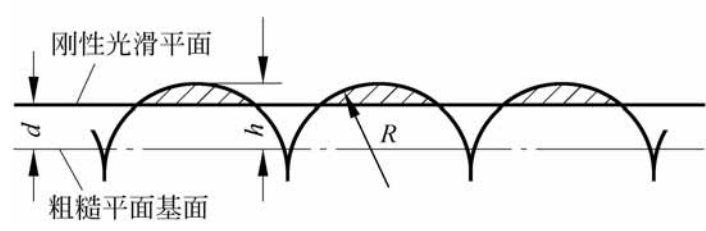


图 9-16 等高球形粗糙表面的接触

$$W = nW_i = \frac{4}{3} nE R^{1/2} (h - d)^{3/2} \tag{9-13}$$

实际接触面积为各粗糙峰实际接触面积 A_i 的总和, 即

$$A = n A_i = n R(h - d) \tag{9-14}$$

再由以上两式消去 $(h - d)$, 可得

$$W = \frac{4E}{3^{3/2} n^{1/2} R} A^{3/2} \tag{9-15}$$

由此可知: 对于弹性接触状态, 实际接触面积与载荷的 $2/3$ 次方成正比。

当表面处于塑性接触状态时, 各个粗糙峰接触表面上受到均匀分布的屈服应力 s 。假设材料法向变形时不产生横向扩展, 则各粗糙峰的接触面积为几何面积, 即 $A_{0i} = 2 R(h - d)$ 。这样

$$W_i = s A_{0i} = 2 s A_i \tag{9-16}$$

故

$$W = nW_i = 2 s A \tag{9-17}$$

式(9-17)表明: 对于塑性接触状态, 实际接触面积与载荷成正比。

在固体摩擦理论研究中, 通常认为实际接触面积与载荷保持线性关系。从理想粗糙表面模型的分析表明: 只有塑性接触状态这一关系才成立, 而弹性接触的实际接触面积与载荷的关系却是非线性的, 原因在于理想粗糙表面模型过于简化。但从以下的分析可知: 当采用随机粗糙模型时, 在弹性接触下同样满足实际接触面积与载荷的线性关系。

9.4.3 实际粗糙表面的接触

实际表面的粗糙峰高度是按照概率密度函数分布的, 因而接触的峰点数亦应根据概率计算^[3]。

图 9-17(a)为两个粗糙表面的接触情况。两表面粗糙度的均方根值分别为 σ_1 和 σ_2 , h 为中心线之间的距离。它们的接 情况可以转换为一个光

滑的刚性表面和另一个具有均方根值为 $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ 的粗糙的弹性表面相接触,如图 9-17(b)。

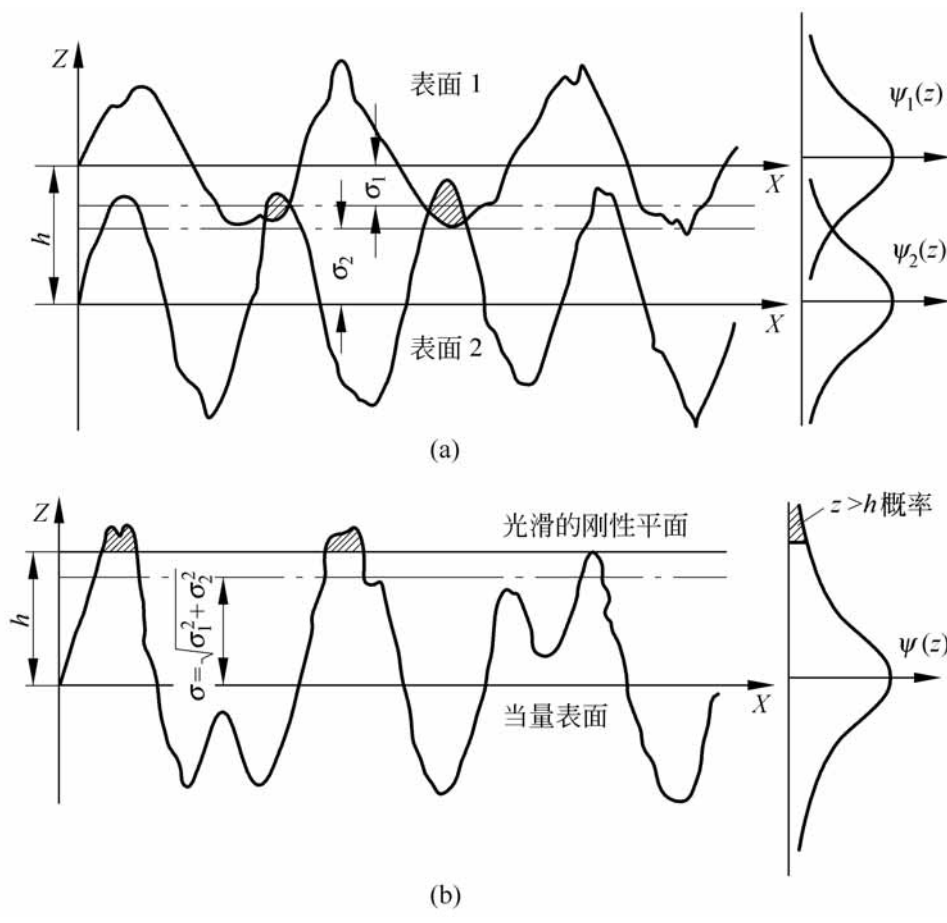


图 9-17 两粗糙表面的接触

在图 9-17(b) 中,当中心线之间的距离为 h 时,只有轮廓高度 $z > h$ 的部分才发生接触。在概率密度分布曲线中, $z > h$ 部分的面积就是表面接触的概率,即

$$P(z > h) = \int_h^\infty \psi(z) dz \tag{9-18}$$

如果粗糙表面的峰点数为 n , 则参与接触的峰点数 m 为

$$m = n \int_h^\infty \psi(z) dz$$

各个接触峰点的法向变形量为 $(z - h)$ 。由式(9-11)得实际接触面积 A 为

$$A = m R (z - h) = n R \int_h^\infty (z - h) \psi(z) dz$$

由接触峰点支承的总载量 W 为

$$W = \frac{4}{3} m E R^{1/2} (z - h)^{3/2} = \frac{4}{3} n E R^{1/2} \int_h^\infty (z - h)^{3/2} \psi(z) dz \tag{9-19}$$

通常实际表面的轮廓高度按照 Gauss 分布。在 Gauss 分布中, 靠近 z 值较大的部分近似于指数型分布。若令 $\phi(z) = \exp(-z/h)$, 计算可得

$$\begin{aligned} m &= n \exp(-h) \\ A &= nR \exp(-h) \\ W &= \frac{4}{3} nE R^{1/2} \exp(-h) \end{aligned} \quad (9-20)$$

从以上各关系式可进一步得出 $W \propto A$, $W \propto m$ 。由此可知: 两个粗糙表面在弹性接触状态下, 实际接触面积和接触峰点数目都与载荷成线性关系。

当两表面处于塑性接触状态时, 从以上分析则得

$$\begin{aligned} A &= 2 nR \int_h^\infty (z - h) \phi(z) dz \\ W &= \sigma_s A = 2 nR \sigma_s \int_h^\infty (z - h) \phi(z) dz \end{aligned} \quad (9-21)$$

即实际接触面积与载荷为线性关系, 而与高度分布函数 $\phi(z)$ 无关。

综上所述, 实际接触面积与载荷的关系取决于表面轮廓曲线和接触状态。当粗糙峰为塑性接触时, 不论高度分布曲线如何, 实际接触面积都与载荷成线性关系。而在弹性接触状态下, 大多数表面的轮廓高度接近于 Gauss 分布, 其实际接触面积与载荷也具有线性关系。

9.4.4 塑性指数

实际上两个粗糙表面的接触通常是一种混合的弹塑性系统, 也就是较高的峰点产生塑性变形, 而较低的峰点处于弹性变形状态。随着载荷增加, 两表面法向变形量增大, 而塑性变形的峰点数亦相应增多。所以法向变形量可以作为衡量表面塑性变形程度的指标。

Greenwood 和 Williamson^[4] 就接触变形问题提出如下分析:

由式(9-10)和式(9-11)可以求得接触面积上的平均压力为

$$p_c = \frac{W}{A} = \frac{4E}{3} R^{1/2} \quad (9-22)$$

根据塑性变形计算表明: 当平均压力达到 $H/3$ 时, 开始在表层内出现塑性变形, 这里 H 是材料的布氏硬度 (HB) 值。而当平均压力增到 H 时, 塑性变形达到肉眼可见的程度。通常选取 $p_c = H/3$ 作为出现塑性变形的条件。代入式(9-22)求得出现塑性变形时的法向变形量 为

$$\delta^{1/2} = \frac{H}{4E} R^{1/2} = 0.78 \frac{H}{E} R^{1/2} \quad (9-23)$$

考虑到从弹性变形转变到塑形变形是渐变过程,引入适当裕度,因而取塑性条件为

$$\sigma^{1/2} = \frac{H}{E} R^{1/2} \tag{9-24}$$

为方便应用,以无量纲参数表示塑性条件,取

$$= \frac{\sigma^{1/2}}{H} = \frac{E}{H} \frac{1}{R} \sigma^{1/2} \tag{9-25}$$

参数 $\sigma^{1/2}/H$ 称为塑性指数。

当塑性指数 $\sigma^{1/2}/H < 0.6$ 时,属于弹性接触状态。当 $\sigma^{1/2}/H = 1$ 时,即便是极轻的载荷也有一部分峰点处于塑性变形状态。而当 $1 < \sigma^{1/2}/H < 10$ 时,弹性变形与塑性变形混合存在, $\sigma^{1/2}/H$ 值越高,塑性变形所占比例越大。

参 考 文 献

[1] 温诗铸.摩擦学原理.北京:清华大学出版社,1990

[2] 温诗铸.纳米摩擦学.北京:清华大学出版社,1998

[3] Halling J. Principles of Tribology. McMillan Press Ltd. 1975

[4] Greenwood J A, Williamson J B. Contact of nominally flat surface. Proc. Roy. Soc. A., 1966, (295): 300 ~ 319

[5] 盛选禹, 雒建斌, 温诗铸. 基于分形接触的静摩擦系数预测. 中国机械工程, 1998, 9 (7): 16 ~ 18

第 10 章

固体摩擦与控制

两个相对滑动的固体表面摩擦只与接触表面的相互作用有关,而与固体内部状态无关,此称为外摩擦。液体或者气体中各部分之间相对移动而发生的摩擦,称为内摩擦。而边界润滑状态下的摩擦是吸附膜或其他表面膜之间的摩擦,也属于外摩擦。

外摩擦和内摩擦的共同特征是:一物体或一部分物质将自身的运动传递给与它相接触的另一物体或另一部分物质,并试图使两者的运动速度趋于一致,因而在摩擦过程中发生能量的转换。

外摩擦与内摩擦的不同特征在于内部运动状况。内摩擦时流体相邻质点的运动速度是连续变化的,具有一定的速度梯度,而外摩擦是在滑动面上发生速度突变。此外,内摩擦力与相对滑动速度成正比,当滑动速度为零时内摩擦力也就消失,而外摩擦力与滑动速度的关系随工况条件变化,当滑动速度消失后仍有静摩擦力存在。

本章讨论固体表面之间的干摩擦状态,它是在不施加润滑剂的条件下的滑动摩擦和滚动摩擦。

10 1 摩擦的基本特性

一般认为达·芬奇(Leonardo da Vinci)(1452—1519)是第一个提出摩擦基本概念的。在他的启发下,法国科学家 Amontons 进行实验并建立了摩擦定律。随后,Coulomb 在进一步试验的基础上,发展了 Amontons 的工作。由这些初期研究得出了四个经典摩擦定律如下:

定律一 摩擦力与载荷成正比

除了在重载荷下实际接触面积接近表观面积以外,第一定律是正确的。

它的一般形式为

$$F = f W \quad (10-1)$$

式中, F 是摩擦力; f 为摩擦系数; W 为正压力。

公式(10-1)通常称为库仑定律,可认为它是摩擦系数的定义。

定律二 摩擦系数与表观接触面积无关

第二定律一般仅对具有屈服极限的材料如金属是满足的,但不适用于弹性及粘弹性材料。

定律三 静摩擦系数大于动摩擦系数

这一定律不适用于粘弹性材料,尽管关于粘弹性材料究竟是否具有静摩擦系数还没有定论。

定律四 摩擦系数与滑动速度无关

严格地说,第四定律不适用于任何材料,虽然对金属来说基本符合这一规律,而对粘弹性显著的弹性体来说,摩擦系数则明显与滑动速度有关。

虽然根据最近的研究发现大多数经典摩擦定律并不完全正确,但是经典摩擦定律的确在一定程度上反映了滑动摩擦的机理,因此在许多工程实际问题中依然近似地引用。

深入的研究表明滑动摩擦还具有以下主要特性。

1. 静止接触时间的影响

使摩擦副开始滑动所需要的切向力称为静摩擦力,而维持滑动持续进行所需要的切向力则是动摩擦力。通常工程材料的动摩擦力小于静摩擦力,粘弹性材料的动摩擦力有时高于静摩擦力。

观察发现:静摩擦系数受到静止接触时间长短的影响。如图 10-1 所示,接触时间增加将使静摩擦系数增大,对于塑性材料这一影响更为显著。

由于摩擦表面在法向载荷作用下,粗糙峰彼此嵌入并产生很高的接触应力和塑性变形,使实际接触面积增加。随着静止接触时间延长,相互嵌入和塑性变形程度都加强,所以静摩擦系数增加。

2. 跃动现象

精细的实验研究证明:干摩擦运动并非连续平稳的滑动,而是一物体相对另一物体断续的滑动,此称跃动现象。当摩擦表面是弹性固定时,跃动现象更为显著。跃动现象是干摩擦状态区别于良好润滑状态的特征。

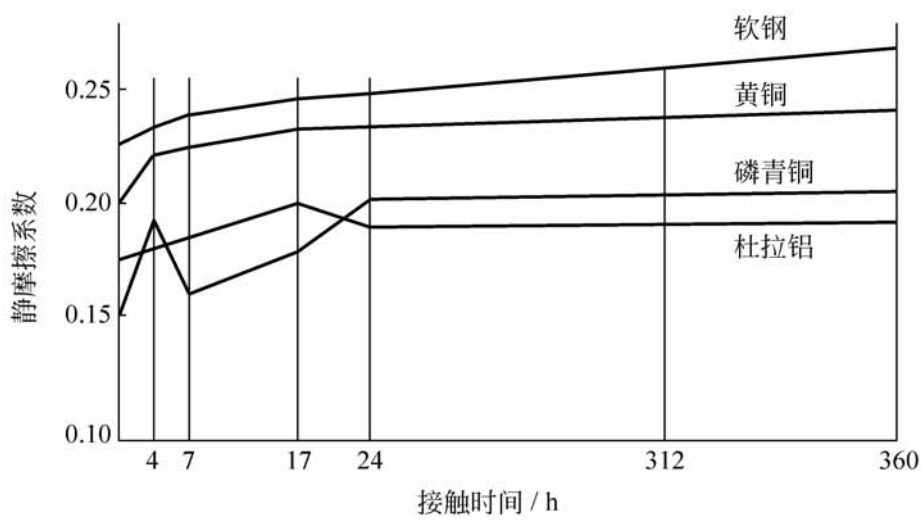


图 10-1 静摩擦系数与接触时间的关系

Bowden 等人提出的摩擦粘着理论说明了跃动现象的机理,可是粘着理论不能解释非金属材料的断续滑动现象。有人用静电力作用所引起的摩擦力变化来说明跃动现象,但没有得到满意的结果。

有关跃动现象比较满意的解释有二:一是跃动是摩擦力随滑动速度的增加而减小造成的;另一是跃动是摩擦力随接触时间延长而增加的结果。实际上这两种影响都是产生跃动现象的原因:在高速滑动条件下,前者的作用为主;而滑动速度较低时,后者是决定性的因素。

滑动摩擦的跃动现象对机器工作的平稳性产生不利的影响。例如闭合摩擦离合器时的颤动、车辆在制动过程中的尖叫、刀具切削金属时的振动,以及滑动导轨在缓慢移动时的爬行现象等等都与摩擦跃动现象有关。因此,提高摩擦过程的平稳性是减少振动噪声的重要途径。

3 . 预位移问题

在施加外力使静止的物体开始滑动的过程中,当切向力小于静摩擦力的极限值时,物体产生一极小的预位移而达到新的静止位置。预位移的大小随切向力而增大,物体开始稳定滑动时的最大预位移称为极限位移。对应极限位移的切向力就是静摩擦力。

图 10-2 列出几种金属材料的预位移曲线。由图可知:仅在起始阶段预位移才与切向力成正比,随着趋近于极限位移,预位移增长速度不断加大,当达到极限位移后,摩擦系数将不再增加。

预位移具有弹性,即切向力消除后物体沿反方向移动,试图回复到原来位置,但保留一定残余位移量。切向力越大,残余位移量也越大。如

图 10-3 所示,当施加切向力时,物体沿 olP 到达 P 点,其预位移量为 oQ 。当切向力消除时,物体沿 PmS 移动到 S 点,出现残余位移量 oS 。如果对物体重新施加原来的切向力,则物体将沿 SnP 移到 P 点。

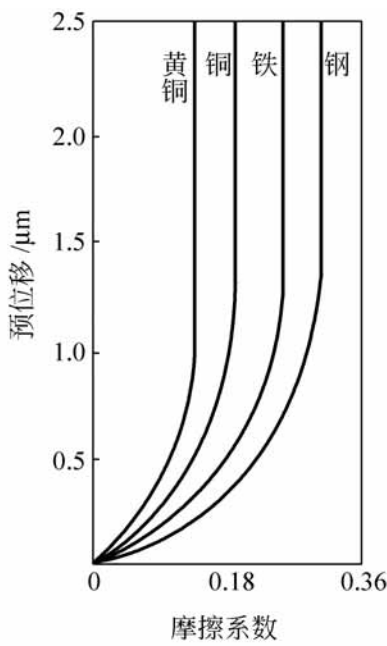


图 10-2 预位移曲线

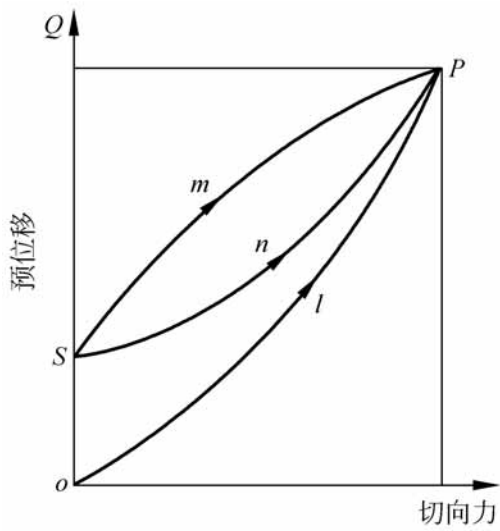


图 10-3 弹性预位移

预位移问题对于机械零件设计十分重要。各种摩擦传动以及车轮与轨道之间的牵引能力都是基于相互紧压表面在产生预位移条件下的摩擦力作用。预位移状态下的摩擦力对于制动装置的可靠性也具有重要意义。

10 2 经典摩擦理论

摩擦是两个接触表面相互作用引起的滑动阻力和能量损耗。摩擦现象涉及的因素很多,因而提出了各种不同的摩擦理论。

10.2.1 机械啮合理论

早期的理论认为摩擦起源于表面粗糙度,滑动摩擦中能量损耗于粗糙峰的相互啮合、碰撞以及弹塑性变形,特别是硬粗糙峰嵌入软表面后在滑动中形成的犁沟效应。

图 10-4 是 Amontons(1699 年)提出的最简单的摩擦模型。

摩擦力为

$F = \mu F_N = \tan \phi W \tag{10-2}$

$F = f W$

摩擦系数 $f = \tan \phi$ ，它是由表面状况确定的常数。

在一般条件下，减小表面粗糙度可以降低摩擦系数。但是超精加工表面的摩擦系数反而剧增。另外，当表面吸附一层极性分子后，其厚度不及抛光粗糙高度的十分之一，却能巨大地减小摩擦力。这些都说明机械啮合作用并非产生摩擦力的惟一因素。

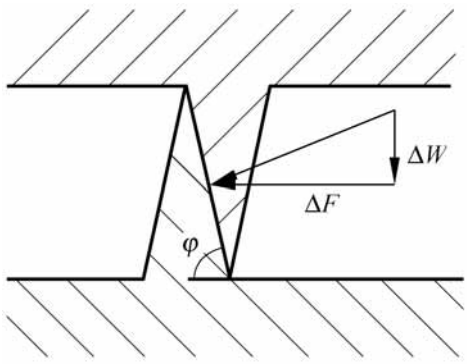


图 10-4 机械啮合模型

10.2.2 分子作用理论

随后，人们用接触表面上分子间作用力来解释滑动摩擦。由于分子的活动性和分子力作用可使固体粘附在一起而产生滑动阻力，这称为粘着效应。

Tomlinson(1929 年)最先用表面分子作用解释摩擦现象。他提出分子间电荷力在滑动过程中所产生的能量损耗是摩擦的起因，进而推导出 Amontons 摩擦公式中的摩擦系数值。

两表面接触时，一些分子产生斥力 P_i ，另一些分子产生吸力 P_p 。则平衡条件为

$$W + P_p = P_i$$

P_p 数值很小，可以略去。若接触分子数为 n ，每个分子的平均斥力为 P ，则得

$$W = P_i = nP$$

在滑动中接触分子连续转换，即接触分子分离，同时形成新的接触分子，而始终满足平衡条件。接触分子转换所引起的能量损耗应当等于摩擦力做功，故

$$f W x = k Q$$

式中， x 为滑动位移； Q 为转换分子平均损耗功； k 为转换分子数，且

$$k = q n \frac{x}{l}$$

这里， l 为分子间的距离； q 为考虑分子排列与滑动方向不平行的系数。

将以上各式联立可以推出摩擦系数为

$$f = \frac{qQ}{Pl} \tag{10-3}$$

应当指出, Tomlinson 明确地指出分子作用对于摩擦力的影响, 但他提出的公式并不能解释摩擦现象。摩擦表面分子吸力的大小随分子间距离减小而剧增, 通常分子吸力与距离的 7 次方成反比。因而接触表面分子作用力产生的滑动阻力随实际接触面积的增加而增大, 而设法向载荷的大小无关。

根据分子作用理论应得出这样的结论, 即表面越粗糙实际接触面积越小, 因而摩擦系数应越小。显然, 这种分析除重载荷条件外是不符合实际情况的。

如上所述, 经典的摩擦理论无论是机械的或分子的摩擦理论都很不完善, 它们得出的摩擦系数与粗糙度的关系都是片面的。在 20 世纪 30 年代末期, 人们从机械-分子联合作用的观点出发较完整地发展了固体摩擦理论。在英国和前苏联相继建立了两个学派, 前者以粘着理论为中心, 后者以摩擦二项式为特征。这些理论奠定了现代固体摩擦的理论基础。

10 3 粘着摩擦理论

Bowden 和 Tabor^[1] 经过系统的实验研究, 建立了较完整的粘着摩擦理论, 对于摩擦磨损研究具有重要的意义。

10 3 .1 粘着摩擦理论基本要点

Bowden 等人(1945 年) 提出的简单粘着理论可以归纳为以下的基本要点:

1) 摩擦表面处于塑性接触状态

由于实际接触面积只占表观接触面积的很小部分, 在载荷作用下接触峰点处的应力达到受压的屈服极限 σ_s 而产生塑性变形。此后, 接触点的应力不再改变, 只能依靠扩大接触面积来承受继续增加的载荷。图 10-5 表示摩擦表面接触情况。

由于接触点的应力值为摩擦副中软材料的屈服极限 σ_s , 而实际接触面积为 A , 则

$$W = A \sigma_s$$

$$A = \frac{W}{s}$$

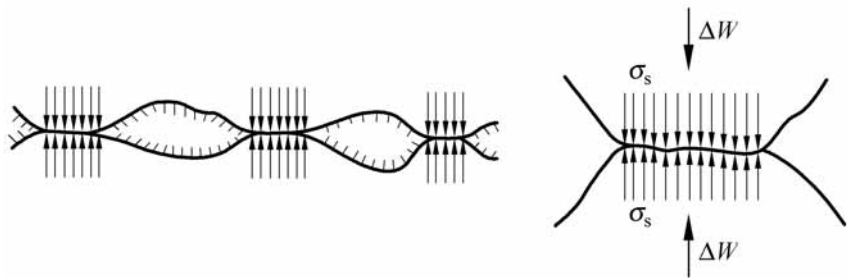


图 10-5 表面接触状况

2) 滑动摩擦是粘着与滑动交替发生的跃动过程

由于接触点的金属处于塑性流动状态,在摩擦中接触点还可能产生瞬时高温,因而使两金属产生粘着,粘着结点具有很强的粘着力。随后在摩擦力作用下,粘着结点被剪切而产生滑动。这样滑动摩擦就是粘着结点的形成和剪切交替发生的过程。

图 10-6 为钢对钢滑动摩擦中摩擦系数的测量值。图中摩擦系数的变化说明滑动摩擦的跃动过程。实验还证明:当滑动速度增加时,粘着时间和摩擦系数的变化幅度都将减小,因而摩擦系数值和滑动过程趋于平稳。

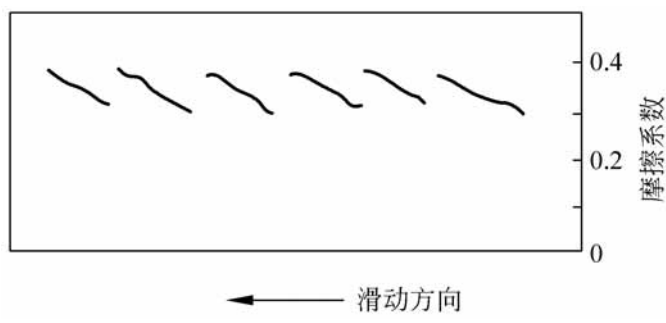


图 10-6 滑动摩擦的跃动过程

3) 摩擦力是粘着效应和犁沟效应产生阻力的总和

图 10-7 是由粘着效应和犁沟效应组成的摩擦力模型。摩擦副中硬表面的粗糙峰在法向载荷作用下嵌入软表面中,并假设粗糙峰的形状为半圆柱体。这样,接触面积由两部分组成:一为圆柱面,它是发生粘着效应的面积,滑动时发生剪切。另一为端面,这是犁沟效应作用的面积,滑动时硬峰推挤软材料。所以摩擦力 F 的组成为

$$F = T + P_e = A_b + Sp_e \tag{10-4}$$

这里, T 为剪切力, $T = A_b$; P_e 为犁沟力, $P_e = Sp_e$; A 为粘着面积即实际接

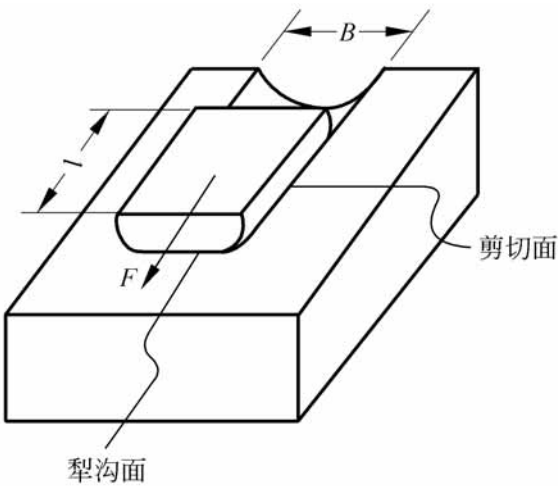


图 10-7 粘着效应和犁沟效应的摩擦力模型

触面积； τ_b 为粘着结点的剪切强度； S 为犁沟面积； p_e 为单位面积的犁沟力。

实验证明： τ_b 的数值与滑动速度和润滑状态有关，并且十分接近摩擦副中软材料的剪切强度极限。这表明粘着结点的剪切通常发生在软材料内部，造成磨损中的材料迁移现象。

p_e 的数值决定于软材料性质而与润滑状态无关。通常 p_e 值与软材料的屈服极限成正比，而硬峰嵌入深度又随软材料的屈服极限的增加而减小。对于球体嵌入平面，可推得犁沟力与软材料屈服极限的平方根成反比，即软材料越硬，犁沟力越小。

对于金属摩擦副，通常 p_e 的数值远小于 T 值。粘着理论认为粘着效应是产生摩擦力的主要原因。如果忽略犁沟效应，式(10-4)变为

$$F = A \tau_b = \frac{W}{s} = \tau_b$$

因此，摩擦系数为

$$f = \frac{F}{W} = \frac{\tau_b}{s} = \frac{\text{软材料剪切强度极限}}{\text{软材料受压屈服极限}} \tag{10-5}$$

10.3.2 修正粘着理论

从以上简单粘着理论的式(10-5)得出的摩擦系数与实测结果并不相符合。例如大多数金属材料的剪切强度与屈服极限的关系为 $\tau_b = 0.2 s$ ，于是计算的摩擦系数 $f = 0.2$ 。事实上，许多金属摩擦副在空气中的摩擦系数可达 0.5，在真空中则更高。为此，Bowden 等人又提出了修正粘着理论。

Bowden 等认为：在简单粘着理论中，分析实际接触面积时只考虑受压

屈服极限 σ_s , 而计算摩擦力时又只考虑剪切强度极限 τ_b , 这对静摩擦状态是合理的。但对于滑动摩擦状态, 由于存在切向力, 实际接触面积和接触点的变形条件都取决于法向载荷产生的压应力 σ 和切向力产生的切应力 τ 的联合作用。

因为接触峰点处的应力状态复杂, 不易求得三维解, 于是根据强度理论的一般规律, 假设当量应力的形式为

$$\sigma^2 + \tau^2 = k^2 \tag{10-6}$$

式中, k 为待定常数, $k > 1$; k 为当量应力。

k 和 k 的数值可以根据极端情况来确定。一种极端情况是 $\tau = 0$, 即静摩擦状态。此时接触点的应力为 σ_s , 所以 $\sigma_s^2 = k^2$, 式(10-6)可写成

$$\sigma^2 + \tau^2 = \sigma_s^2 \tag{10-7}$$

即

$$\frac{W}{A}^2 + \frac{F}{A}^2 = \sigma_s^2$$

或

$$A^2 = \frac{W^2}{\sigma_s^2} + \frac{F^2}{\sigma_s^2} \tag{10-8}$$

另一种极端情况是使切向力 F 不断增大, 由式(10-8)可知实际接触面积 A 也相应增加。这样, 相对于 F/A 而言, W/A 的数值甚小而可忽略。则由式(10-7)得

$$\tau_b^2 = \sigma_s^2 \tag{10-9}$$

或

$$\tau_b = \sigma_s / 2.5$$

大多数金属材料满足 $\tau_b = 0.2 \sigma_s$, 由式(10-9)可求得 $k = 2.5$ 。实验证明 $k < 2.5$, Bowden 等人取 $k = 9$ 。

由式(10-8)知: W/σ_s 表示法向载荷 W 在静摩擦状态下的接触面积, 而 $(F/\sigma_s)^2$ 反映切向力即摩擦力 F 引起的接触面积增加。因此修正粘着理论推导的接触面积显著增加, 所以得到比简单粘着理论大得多的摩擦系数值, 也更接近于实际。

如前所述, 在空气中金属表面自然生成的氧化膜或其他污染膜使摩擦系数显著降低。有时为了降低摩擦系数, 常在硬金属表面上覆盖一层薄的软材料表面膜。这些现象可以应用修正粘着理论加以解释。

具有软材料表面膜的摩擦副滑动时, 粘着点的剪切发生在膜内, 其剪切

强度较低。又 于表面膜很薄,实际接触面积则由硬基体材料的受压屈服极限来决定,实际接触面积又不大,所以薄而软的表面膜可以降低摩擦系数。

设表面膜的剪切强度极限为 τ_f , 且 $\tau_f = c \tau_b$, 系数 c 小于 1; τ_b 是基体材料的剪切强度极限。由式(10-7)得摩擦副开始滑动的条件为

$$\tau_s^2 + \frac{\tau_f^2}{c^2} = \tau_b^2 \tag{10-10}$$

再根据式(10-9)求得

$$\tau_s^2 = \tau_b^2 - \frac{\tau_f^2}{c^2} = \tau_b^2 \left(1 - \frac{c^2}{c^2} \right)$$

进而求得摩擦系数

$$f = \frac{\tau_s}{\tau_b} = \frac{c}{(1 - c^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{10-11}$$

图 10-8 绘出式(10-11)的关系。当 c 趋近于 1 时, f 趋近于 ∞ , 这说明纯净金属表面在真空中产生极高的摩擦系数。而当 c 不断减小时, f 值迅速下降, 这表明软材料表面膜的减摩作用。当 c 值很小时, 式(10-11)变为

$$f = \frac{\tau_f}{\tau_b} = \frac{\text{软表面膜的剪切强度极限}}{\text{硬基体材料受压屈服极限}} \tag{10-12}$$

由此可知:经过修正的粘着理论更加切合于实际,可以解释简单粘着理论所不能解释的现象。

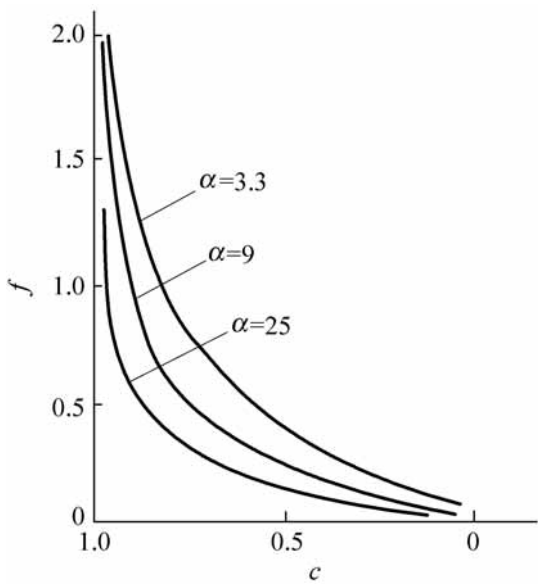


图 10-8 摩擦系数 f 与系数 c 的关系

10.3.3 犁沟效应

犁沟效应是硬金属的粗糙峰嵌入软金属后,在滑动中推挤软金属,使之塑性流动并犁出一条沟槽。犁沟效应的阻力是摩擦力的组成部分,在磨粒磨损和擦伤磨损中,它是摩擦力的主要分量。

如图 10-9,假设硬金属表面的粗糙峰由许多半角为 θ 的圆锥体组成,在法向载荷作用下,硬峰嵌入软金属的深度为 h ,滑动摩擦时,只有圆锥体的前沿面与软金属接触。接触表面在水平面上的投影面积 $A = d^2/8$;在垂直面上的投影面积 $S = dh/2$ 。

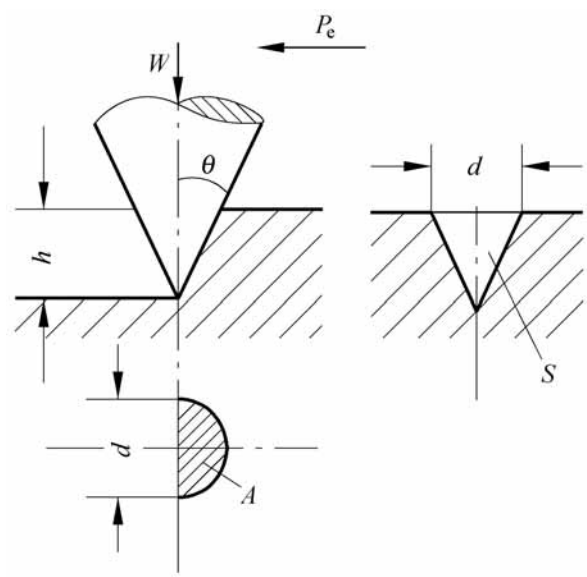


图 10-9 圆锥粗糙峰的犁沟模型

如果软金属的塑性屈服性能各向同性,屈服极限为 σ_s ,于是法向载荷 W 和犁沟力 P_e 分别为

$$W = A \sigma_s = \frac{1}{8} d^2 \sigma_s$$

$$P_e = S \sigma_s = \frac{1}{2} d h \sigma_s$$

由犁沟效应产生的摩擦系数为

$$f = \frac{P_e}{W} = \frac{4h}{d} = \frac{2}{\tan \theta} \cot \theta \tag{10-13}$$

当 $\theta = 60^\circ$ 时, $f = 0.32$; 而 $\theta = 30^\circ$ 时, $f = 1.1$ 。实验证明,屈服性能各向同性的条件不能完全满足,可引入表 10-1 中的系数 k_p 将式 (10-13) 的 f 值增大。

表 10-1 修正系数 k_p

材料	钨	钢	铁	铜	锡	铅
k_p	1.55	1.35 ~ 1.70	1.90	1.55	2.40	2.90

如果同时考虑粘着效应和犁沟效应, 单个粗糙峰滑动时的摩擦力包括剪切力和犁沟力, 即

$$F = A_b + S_s$$

则摩擦系数

$$f = \frac{F}{W} = \frac{A_b + S_s}{A_s} = \frac{b}{s} + \frac{2}{\cot \theta} \tag{10-14}$$

对于大多数切削加工的表面, 粗糙峰的 θ 角较大, 式(10-14)右端第二项甚小, 所以通常可以忽略犁沟效应, 式(10-14)变成式(10-5)。然而当粗糙峰的 θ 角较小时, 犁沟项将为不可忽视的因素。

应当指出: Bowden 等人建立的粘着理论是固体摩擦理论的重大发展。他们首先测出了实际接触面积只占极小部分, 揭示了接触峰点的塑性流动和瞬时高温对于形成粘着结点的作用。同时粘着理论相当完善地解释了许多滑动摩擦现象, 例如: 表面膜的减摩作用、滑动摩擦中的跃动现象, 以及胶合磨损机理等等。根据粘着理论得出的磨损中材料迁转现象, 也已由示踪放射技术所验证。

然而, 与其他摩擦理论一样, 粘着理论过分地简化了摩擦中的复杂现象, 因而还有一些不完善之处。例如实际的摩擦表面相接触处于弹塑性变形状态, 因而摩擦系数随法向载荷而变化。又如接触点的瞬时高温并不是滑动摩擦的必然现象, 也不是形成粘着结点的必要条件。虽然接触点达到塑性变形时形成粘着, 然而对于极软或极光滑的表面, 在不大的法向载荷作用下也发生粘着现象。此外, 在上述分析中认为犁沟阻力 P_g 与剪切阻力 b 无关, 而事实上两者都是反映金属流动能力的指标。而式(10-14)中材料的 b 和 s 都与表面层的应力状态和接触几何有关, 因此都不是固定的数值。

10.4 摩擦二项式定律

前苏联学者 Kpa e 等人^[2]认为滑动摩擦是克服表面粗糙峰的机械啮合和分子吸引力的过程, 因而摩擦力就是机械作用和分子作用阻力的总和, 即

$$F = f_0 S_0 + f_m S_m \tag{10-15}$$

式中, S_0 和 S_m 分别 分子作用和机械作用的面积; f_0 和 f_m 分别为单位面积上分子作用和机械作用产生的摩擦力。

根据他们的研究,提出 $f_m = A_m + B_m p^a$ 。其中, p 为单位面积上的法向载荷; A_m 为机械作用的切向阻力; B_m 为法向载荷的影响系数; a 为指数, 其值不大于 1 但趋于 1。

$f_0 = A_0 + B_0 p^b$ 。其中, A_0 为分子作用的切向阻力, 与表面清洁程度有关; B_0 为粗糙度影响系数; b 为趋近于 1 的指数。于是

$$F = S_0 (A_0 + B_0 p^b) + S_m (A_m + B_m p^a)$$

若令 $S_m = \lambda S_0$, λ 为比例常数。已知实际接触面积 $A = S_0 + S_m$, 法向载荷 $W = pA$, 则

$$F = \frac{W}{A + 1} (B_m + B_0) + \frac{A}{A + 1} (A_m + A_0)$$

令

$$\frac{B_m + B_0}{A + 1} = \frac{A_m + A_0}{A + 1} =$$

所以

$$F = \lambda A + W = \lambda A + W \tag{10-16}$$

式(10-16)称为摩擦二项式定律。 λ 为实际的摩擦系数, 它是一个常量。 W/A 代表单位面积的分子力转化成的法向载荷, λ 和 1 分别为由摩擦表面的物理和机械性质决定的系数。

将式(10-16)与通常采用的单项式(10-1)对照, 求得相当于单项式的摩擦系数为

$$f = \frac{A}{W} + \lambda \tag{10-17}$$

可以看出: f 并不是一个常量, 它随 A/W 比值而变化, 这与实验结果是相符合的。

实验指出: 对于塑性材料组成的摩擦副, 表面处于塑性接触状态, 实际接触面积 A 与法向载荷 W 成线性关系, 因而式(10-17)中的摩擦系数 f 与载荷大小无关, 而符合 Amontons 定律。但对于表面接触处于弹性变形状态的摩擦副, 实际接触面积与法向载荷的 $2/3$ 成正比, 因而式(10-17)的摩擦系数随载荷的增加而减小。

摩擦二项式定律经实验证实相当满意地适合于边界润滑,也适用于某些实际接触面积较大的干摩擦问题,例如决定堤坝与岩面基础的滑动以及计算粘接接头的承载能力等等。

10 5 滑动摩擦的影响因素

研究摩擦系数的变化及其影响因素,以便控制摩擦过程和降低摩擦损耗,是一项具有普遍意义的课题。摩擦系数是摩擦副系统的综合特性,受到滑动过程中各种因素的影响,例如:材料副配对性质、静止接触时间、法向载荷的大小和加载速度、摩擦副的刚度和弹性、滑动速度、温度状况、摩擦表面接触几何特性和表面层物理性质,以及环境介质的化学作用等。这就使得摩擦系数随着工况条件的变化很大,因而预先确定摩擦系数准确的数据和全面估计各种因素的影响是十分困难的。

10 5 .1 载荷情况的影响

载荷是通过接触面积的大小和变形状态来影响摩擦力。

常规方法加工的粗糙表面,摩擦总是发生在一部分接触峰点上。接触点数目和各接触点尺寸将随着载荷而增加,最初是接触点尺寸增加,随后载荷增加主要引起接触点数目增加。实验表明:光滑表面在接触面上的应力约为材料硬度值的一半,而粗糙表面的接触应力可达到硬度的2~3倍而出现表面塑性变形。

如上所述,当表面是塑性接触时,摩擦系数与载荷无关。在一般情况下,金属表面处于弹塑性接触状态,由于实际接触面积与载荷的非线性关系,使得摩擦系数随着载荷的增加而降低。

由于摩擦表面处于弹塑性接触状态,这样摩擦系数也将随加载速度而改变。当载荷很小时,加载速度的影响更为显著。表10-2说明摩擦系数随加载速度的增加而增加。

表 10 -2 加速度对摩擦系数的影响(青铜与钢配对)

工 况	干 摩 擦			油 润 滑		
加速度/ m/ s ²	50	110	550	50	110	300
摩擦系数	0 .20	0 .22	0 .26	0 .11	0 .11	0 .14

对于钢与铸铁组成的摩擦副, 摩擦系数随加载速度不同, 将在 0.17 ~ 0.23 之间变化。

10.5.2 滑动速度与温度的影响

当滑动速度不引起表面层性质发生变化时, 摩擦系数几乎与滑动速度无关。然而在一般情况下, 滑动速度将引起表面层发热、变形、化学变化和磨损等等, 从而显著地影响摩擦系数。

图 10-10 是 Kpa e 等人提出的实验结果。对于一般弹塑性接触状态的摩擦副, 摩擦系数随滑动速度增加而越过一极大值, 如图中曲线 2 和 3, 并且随着表面刚度或者载荷增加, 极大值的位置向坐标原点移动。当载荷极小时, 摩擦系数随滑动速度的变化曲线只有上升部分, 而在极大的载荷条件下, 曲线却只有下降部分, 如图中曲线 1 和 4 所示。

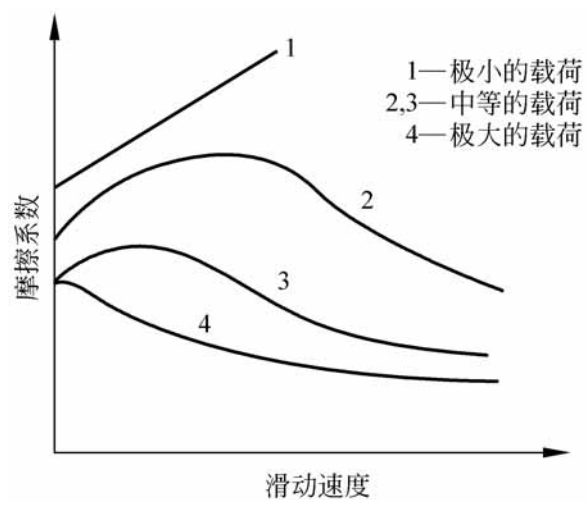


图 10-10 滑动速度与摩擦系数

归纳实验结果, 滑动速度对摩擦系数的影响可以采用下列关系式

$$f = (a + bU)e^{-cU} + d$$

式中, U 为滑动速度; a, b, c 和 d 为由材料性质和载荷决定的常数, 参见表 10-3。

表 10-3 a, b, c 和 d 的数值

摩擦副	单位面积载荷/ N/mm^2	a	b	c	d
铸铁 - 钢	1.9	0.006	0.114	0.94	0.226
	22	0.004	0.110	0.97	0.216
铸铁 - 铸铁	8.3	0.022	0.054	0.55	0.125
	30.3	0.022	0.074	0.59	0.110

滑动速度影响摩擦力主要取决于温度状况。滑动速度引起的发热和温度变化,改变了表面层的性质以及摩擦过程中表面的相互作用和破坏条件,因而摩擦系数必将随之变化。而对于在很宽的温度范围内机械性质保持不变的材料例如石墨,摩擦系数几乎不受滑动速度影响。

为了全面描述摩擦过程中表面温度的状况,通常采用表面瞬现温度、表面平均温度、体积平均温度、温度梯度、热量分布函数等参数来进行研究。总的说来,摩擦热对摩擦性能的影响表现在两方面:一是发生润滑状态转化,如从油膜润滑转化为边界润滑甚至干摩擦;另一是引起摩擦过程表面层组织的变化,即摩擦表面与周围介质的作用改变,如表面原子或分子间的扩散、吸附或解附、表层结构变化和相变等。

温度对于摩擦系数的影响与表面层的变化密切相关。大多数实验结果表明:随着温度的升高,摩擦系数增加,而当表面温度很高使材料软化时,摩擦系数将降低。

10.5.3 表面膜的影响

金属表面上的原子通常处于不平衡状态,易与周围介质作用形成表面膜。而摩擦中的表面变形和温升促进表面膜的形成。有时为了降低摩擦,常常人为地在摩擦表面生成薄的表面膜,例如铟、镉、铅等软金属或者硫化物、氯化物、磷化物的表面膜。

表面膜的减摩作用与润滑膜相似,它使摩擦副之间的原子结合力或离子结合力被较弱的范德华 (Van-der-Waals)力所代替,因而降低了表面分子力作用。另外表面膜的机械强度低于基体材料,滑动时剪切阻力较小。

表面膜厚度对摩擦系数有很大影响。图 10-11 是 Bowden 得到的实验结果,图中给出工具钢表面上铟膜厚度与摩擦系数的关系。当表面膜厚度为 10^{-3} mm 时,摩擦系数为极小值。如果表面膜太薄,其作用不能充分发挥,而厚度太大时,又因表面层较软使实际接触面积增大,摩擦系数相应增加。

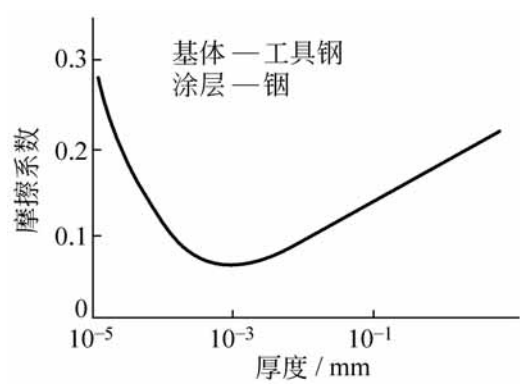


图 10-11 表面膜厚度的影响

表 10-4 说明了表面膜的减摩作用,在干摩擦状态下效果十分显著。

表 10-4 氧化膜和硫化膜的减摩作用

摩擦条件	摩擦副	摩擦系数		
		纯净表面	氧化膜	硫化膜
干摩擦	钢 - 钢	0 .78	0 .27	0 .39
	铜 - 铜	1 .21	0 .76	0 .74
硬脂酸润滑	钢 - 钢	0 .11	0 .19	0 .16

表面膜破坏以后摩擦系数将急剧增加。破坏的原因可以是载荷引起的机械损坏,它取决于表面膜的硬度和与基体的连接强度。对于铅、铟等易熔金属的表面膜,当温度升高到熔点时也发生破坏。

当形成比较坚硬的表面膜例如氧化铝,往往因脆性高而使连接强度很低。减摩效果很好的镉膜与基体的连接强度较弱,容易从表面擦掉。金属与石墨摩擦所产生的石墨膜能获得稳定的摩擦系数。

10.6 滚动摩擦

虽然人们很早就利用滚动摩擦,然而有关滚动摩擦的机理研究和实验数据却很不够。

如图 10-12 所示。当圆柱沿平面滚动时,由于接触区的变形使得以接触点 C 为中心的接触压力分布不对称,因而支承面的反力产生偏移。此反力对于接触点的矩称为滚动摩擦力矩。

滚动摩擦系数 k 定义为滚动摩擦力矩与法向载荷之比,即

$$k = \frac{FR}{W} = e \tag{10-18}$$

由此可知:滚动摩擦系数与滑动摩擦系数不同,它是有量纲的量,常用单位为 mm。

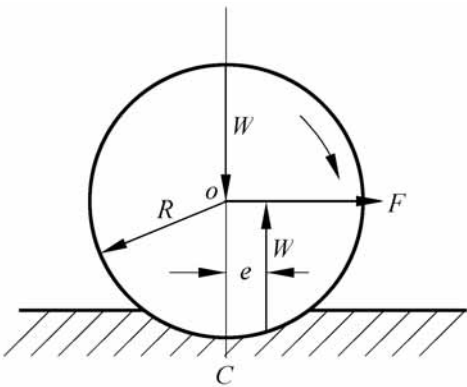


图 10-12 滚动摩擦

另外,也可以用无量纲量即滚动阻力系数 f_r 来表征滚动摩擦的大小。它在数值上等于滚动驱动力产生单位距离所做的功与法向载荷之比。若圆柱滚过角度为 α , 滚过的距离为 R , 而驱动力做功为 FR , 则滚动阻力系

数为

$$f_r = \frac{FR / R}{W} = \frac{F}{W} = \frac{k}{R} \tag{10-19}$$

Coulomb(1785 年) 最早用实验方法得出滚动摩擦定律: 滚动阻力系数 f_r 与滚动体半径 R 的乘积是一个常量, 也就是滚动摩擦系数 k 或者偏心距 e 为常量。它们的数值取决于摩擦副材料性质, 而与载荷大小无关。随后, Dupuit(1837 年) 提出了修正公式, 通常称为 Dupuit 定律, 即

$$f_r = \frac{k}{D} \tag{10-20}$$

式中, D 为滚动体直径。滚动摩擦系数 k 为由材料和表面状况确定的常量, 不随速度和载荷而变化。

显然, 上述的滚动摩擦定律未涉及滚动摩擦机理, 它可以近似地应用于工程计算。

通常各种滚动运动都可以视为以下三种基本滚动形式的组合, 这三种滚动形式的表面作用和摩擦机理各不相同。

1) 自由滚动

圆柱体或球体沿着平面而无约束地作直线滚动, 这是最简单的滚动形式。

2) 具有牵引力的滚动

在接触区内同时受到法向载荷和切向牵引力的作用, 例如摩擦轮传动。

3) 伴随滑动的滚动

当两个滚动体的几何形状造成接触面上的切向速度不相等时, 滚动中必将伴随滑动, 例如向心推力球轴承中球与滚道之间的滚动。

滚动摩擦机理显然与滑动摩擦不同。除非接触面存在很大的滑动, 滚动摩擦通常不存在犁沟效应, 而粘着结点的剪切阻力也不是滚动摩擦的主要原因。滚动摩擦阻力主要由以下四种因素组成:

1) 微观滑动

微观滑动是滚动过程中普遍存在的现象。当两个弹性模量不同的物体作自由滚动时, 由于接触表面产生不相等的切向位移, 就将微观滑动出现。用以传递机械功的滚动接触表面有切向牵引力作用, 也将产生较大的微观滑动。当几何形状使得接触面上两表面的切向速度不同时, 将导致更大的微观滑动。

微观滑动所产生的摩擦阻力占滚动摩擦的较大部分, 它的机理与滑动

摩擦相同。

2) 塑性变形

在滚动过程中,当表面接触应力达到一定值时,首先在距表面一定深度处产生塑性变形。随着载荷增加塑性变形区域扩大。塑性变形消耗的能量表现为滚动摩擦阻力,可以根据弹塑性力学计算。例如球体沿平面自由滚动时,由于球体运动前方的材料塑性变形所产生的滚动摩擦阻力 F 可以表达为

$$F = \frac{W^{2/3}}{R}$$

式中, W 为法向载荷; R 为球体半径。

3) 弹性滞后

滚动过程中产生弹性变形需要一定能量,而弹性变形能的主要部分在接触消除后得到回复,其中小部分消耗于材料的弹性滞后现象。粘弹性材料的弹性滞后能量消耗远大于金属材料,它往往是滚动摩擦阻力的主要组成。

4) 粘着效应

滚动表面相互紧压形成的粘着结点在滚动中将沿垂直接触面的方向分离。因为结点分离是受拉力作用,没有结点面积扩大现象,所以粘着力很小。通常由粘着效应引起的阻力只占滚动摩擦阻力的很小部分。应当指出,对于铁道运输中的轮轨摩擦还必须保证一定的粘着性能,以防止滚动中打滑而加剧磨损。研究表明^[4],轮轨间的粘着效应与材料性能、接触状况以及环境污染等密切相关。

综上所述,滚动摩擦过程十分复杂,在通常情况下,上述各种因素同时影响滚动摩擦阻力,根据滚动形式和工况条件不同,各种因素所起的作用也不同。

10.7 滑动摩擦的其他问题

10.7.1 特殊工况的摩擦

现代机械装备中许多摩擦副处于高速、高温、低温、真空等特殊工况下工作,它们的摩擦特性不同于一般工况下的摩擦。

1 . 高速摩擦

在航空、化工和透平机械中,摩擦表面的相对滑动速度常超过 50m/ s,甚至达到 600m/ s 以上。此时接触表面产生大量的摩擦热,而又因滑动速度高,接触点的持续接触时间短,瞬间产生的大量摩擦热来不及向内部扩散。因此摩擦热集中在表面很薄的区间,使表面温度高,温度梯度大而容易发生胶合。

高速摩擦的表面温度可达到材料的熔点,有时在接触区产生很薄的熔化层。熔化金属液起着滑润剂的作用而形成液体润滑膜,使摩擦系数随着速度的增加而降低,如表 10 -5 所示。

表 10 -5 高速摩擦的摩擦系数

材 料	铜			铁		3 号钢		
滑动速度/ m/ s	135	250	350	140	330	150	250	350
摩擦系数	0 .056	0 .040	0 .035	0 .063	0 .027	0 .052	0 .024	0 .023

注:对摩件为含碳量 0 .7% 的钢环,硬度 HB250; 单位面积载荷为 8MPa。

2 . 高温摩擦

高温摩擦出现在各种发动机、原子反应堆和宇航设备中。用作高温工作的摩擦材料为难熔金属化合物或陶瓷,例如钢、钛、钨金属化合物和碳化硅陶瓷等等。

研究表明:高温摩擦时,各种材料的摩擦系数随温度的变化趋势相同,即随着温度的增加,摩擦系数先缓慢降低,然后迅速升高。在这个过程中摩擦系数出现一个最小值。对于通常的高温摩擦材料,最小的摩擦系数出现在 600 ~ 700 左右。

3 . 低温摩擦

在低温下或者各种冷却介质中工作的摩擦副,其环境温度常在 0 以下。此时摩擦热的影响甚小,而摩擦材料的冷脆性和组织结构对摩擦影响较大。低温摩擦材料主要的有铝、镍、铅、铜、锌、钛等合金,以及石墨、氟塑料等。

4 . 真空摩擦

在宇航和真空环境中工作的摩擦副具有许多特点。如:由于周围介质稀

薄, 摩擦表面的吸附膜和氧化膜经一段时间后发生破裂, 而且难以再生, 这就造成金属直接接触, 产生强烈的粘着效应, 所以真空度越高, 摩擦系数越大。在真空中无对流散热现象, 摩擦热难以排出, 使表面温度高。此外, 由于真空中的蒸发作用, 使得液体润滑剂失效, 因而固体润滑剂和自润滑材料得到有效的应用。为了在摩擦表面上生成稳定的保护膜, 真空摩擦副可以采用含二硫化物和二硒化物的自润滑材料以及锡、银、镉、金、铅等金属涂层。

10.7.2 摩擦振动

由于摩擦副的支承弹性影响, 滑动摩擦过程常出现摩擦振动。发生宏观的摩擦振动的先决条件是存在下降的摩擦系数速度特性曲线, 如图 10-13 所示。

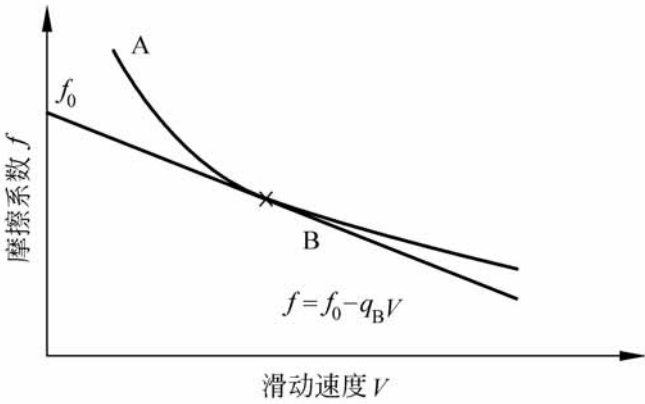


图 10-13 下降的摩擦系数与速度曲线

摩擦过程的宏观振动可以通过实验来分析。如图 10-14(a) 所示, 一个重量为 W 的滑块在一粗糙的水平基面上滑动。

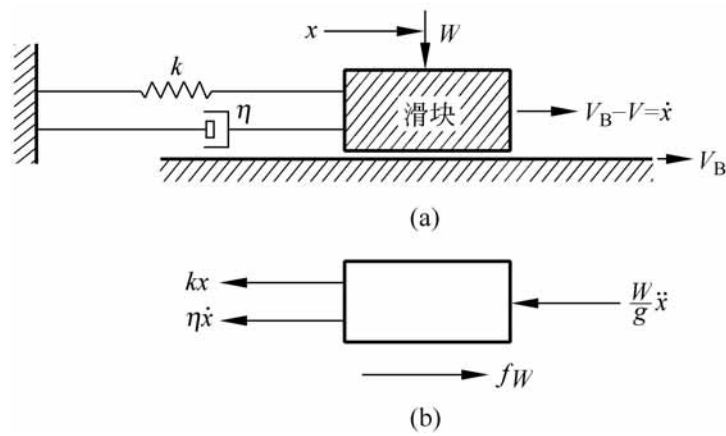


图 10-14 摩擦振动物理模型

我们将滑块的支承等效为受到固定在支座上的弹簧 k 和粘滞阻尼器的约束。如果基面向右的运动速度是 V_B , 则滑块对基面的相对速度是沿 x

的负方向,即在某一瞬时,滑块以相对速度 V 向左运动,设相当于图 10-13 中的 B 点,此时的滑动摩擦系数可由下式表示:

$$f = f_0 - q_B V$$

其中, q_B 为 B 点位置的摩擦系数与速度曲线的斜率,而 f_0 是一常数。图 10-14(b)表示了作用于滑块上的瞬时的力,由此可以写出以下的方程式:

$$\frac{W}{g} \ddot{x} + \dot{x} + kx = fW \tag{10-21}$$

将 f 值代入式(10-21),并令 $V = V_B - \dot{x}$,则得到

$$\ddot{x} + K_3 \dot{x} + K_4 x = K_5 \tag{10-22}$$

其中, $K_3 = -[q_B - (f_0/W)]g$; $K_4 = k g / W$; $K_5 = (f_0 - q_B V_B) g$ 。

对于这一运动,可以认为 q_B 是常数。假定摩擦曲线的斜率 q_B 满足关系: $q_B > f_0 / W$ 。则可以证明公式(10-22)中的负阻尼系数 K_3 将给出一以指数形式增加的振动振幅。这种自激振动,在机械工程中有许多实例。例如发生在机车的驱动轮上的噪声,又如粉笔在黑板上的尖啸声。

公式(10-22)的解是正弦形式的。而负阻尼系数给系统提供能量是产生振动现象的最重要原因。假如我们考虑到速度减少时摩擦系数与速度曲线的斜率增加(如图 10-13 中的 A 点斜率 q_A),则 K_3 甚至会变成更大的负值,这会使振动的振幅出现急剧的增加。铁道车辆铸铁刹车块与车轮的摩擦振动就是一个典型的例子。在较高的滑动速度下,斜率实际上为零,所以,刹车开始时较平滑。但是,因为随着速度的减小,铸铁的摩擦系数与速度曲线的斜率迅速增加,所以在车辆接近停止时,振动会变得极为剧烈。如果采用摩擦系数随速度的变化比铸铁的小得多的非金属刹车块,振动的剧烈程度会大大降低,在所有的速度段引起一些较小的振动。

10 .7 .3 地面摩擦

除了前面已经分析的车轮滚动摩擦之外,还有其他的一些地面摩擦方式,如拖拉机行驶或滑雪的摩擦情况,将在这里简单地加以介绍。

1 . 松软土壤(例如软土或砂)上车轮滚动摩擦

在农用拖拉机中,土壤的性能决定了牵引能力和承托车轮的能力。通常土壤同时具有塑性和摩擦性能。而土壤中的切应力 τ 与土壤的粘结系数 c 、摩擦角 ϕ 以及作用在车轮与土壤界面处的平均加载压力 p 之间的关系如下:

$$\tau = c + p \tan \phi \tag{10-23}$$

塑性物质(如水含量饱和的泥土或某种形式融化的雪)的摩擦角 可以认为是零,于是 $\mu = c$ 。对于更普遍的粒状土壤,没有粘结或没有内部粘合力时,则有 $c=0$,因而, $\mu = \tan \phi$ 。但是对于实际土壤来说,由于 c 和 $\tan \phi$ 对含水量十分敏感,而且土壤通常缺乏那种作为其他易变形材料特征的均匀性,因此问题比较复杂。

现在来研究带肋状轮胎在软土中的牵引力,如图 10-15 中所示。理论和经验指出:弹性轮胎面上的链挡和肋条,当与地面接触时立即粘住土壤,因而它们在产生牵引力中只起次要的作用。这与汽车轮胎上胎面花纹的作用是不同的。这种肋条的主要作用是使车轮的有效直径从 D 增大到 $D + 2t$, 这里 D 是未挠曲的平滑轮胎的直径,而 t 为肋条的深度,如图 10-15 所示。

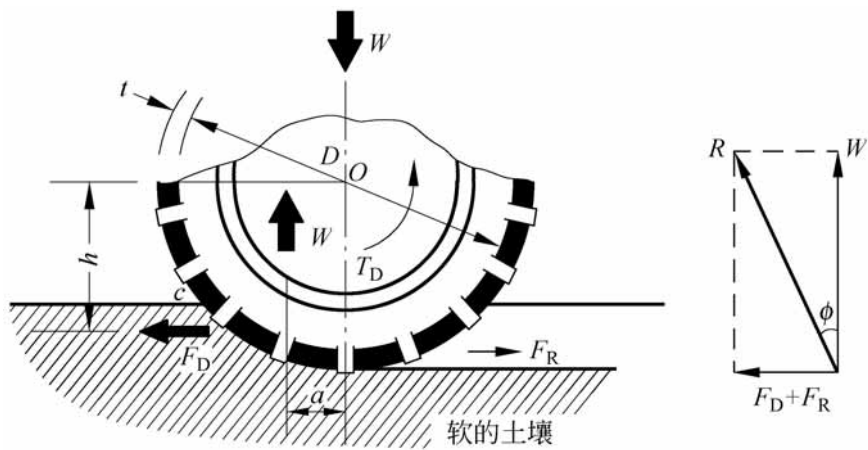


图 10-15 带肋状轮胎在软土上行动

令 T_D 为加在车轮上的驱动力矩,而 F_D 为在车轮中心以下距离 h 处产生的牵引力的平均值。根据力矩平衡有

$$T_D = F_D h + W a$$

这里, a 为车轮中心到土壤表面上的载荷反力 W 的距离。公式两侧都除以 h , 则得

$$T_D / h = F_D + F_R \tag{10-24}$$

式中 $F_R = W(\alpha h)$ 为车轮的滚动阻力。在软土中行驶时比值 αh 比通常的轮胎在硬路面上行驶的数值大得多,这是因为载荷仅有效地支承在由初始接触到最大压入位置的那一段软土上。

由于 F_D 和 F_R 各自按图 10-15 中所指的方向取为正的, 因此, 在公式 (10-24) 右端, 它们在数量上是相减的。把公式 (10-24) 的每一项除以接触面积 A , 于是得到

$$\frac{T_D}{hA} = \mu - \mu f_R = \mu (\tan \alpha - f_R)$$

(10-25)

推导上式引用了对粒状土壤 $c=0$, 土壤在剪切边界处的剪切强度 $= F_D/ A$, $\mu = W/ A$, 以及滚动阻力系数 $f_R = F_R/ W$ 。公式 (10-25) 清楚地表明:对车轮施加的驱动力 T_D 是土壤摩擦性能和法向载荷的一个函数。这一公式通常用来评价软土和土壤的承载能力。

2 . 雪橇在冰上的滑动摩擦

下面研究雪橇在冰上和雪上的摩擦问题。记录到的最低系数发生在冰和雪的融点附近(在大气压力下为 0)。表 10-6 列出充气轮胎在不同的冰和雪的条件下滑动摩擦系数 f_A 的典型数值。我们看到,从压紧的雪到湿冰,摩擦系数有 10 倍的变化。对于雪橇滑动,系数 f_A 的数值可能与表 10-6 中所列的有差异,但其相对关系将保持不变。

表 10-6 冰或雪在 0 时的典型摩擦系数

冰-雪状态	f_A	速度范围/ km/ h
压紧的雪	0 .20	8 ~ 65
粗糙的冰	0 .12	8 ~ 32
光滑的冰	0 .057	0 ~ 32
湿冰	0 .02	—

现在来研究上蜡的雪橇在压紧的雪上滑动的情况,如图 10-16 所示。

上蜡的作用是在雪橇上建立疏水性的表面,产生一种排斥由压力融化而产生的水珠的倾向。如图 10-16 所示,运动的上蜡表面与单个水珠间的接触角约为 84 和 66°。在速度大于 0 .4mm/ s 时,接触角的数值与速度无关。显然,因为前后端的接触角数值不同,由于表面张力效应,将产生一个毛细管阻力作用在雪橇上。这个力 F_{ST} 的大小可按下述方法计算。

在水珠周边单位长度上的表面张力 γ_L 与水珠内部压力 p_w 的关系,可用下列熟知的公式表示

$$p_w = 4 \gamma_L / d$$

(10-26)

这里 d 为水珠直径,通常认为水珠直径约为 30μm。如果我们现在研究图 10-16 中表面张力的水平分量,我们得到水珠周边单位长度上的毛细管阻力 F ,于是

$$F = \gamma_L (\cos66^\circ - \cos84^\circ) = 0.302 \gamma_L$$

(10-27)

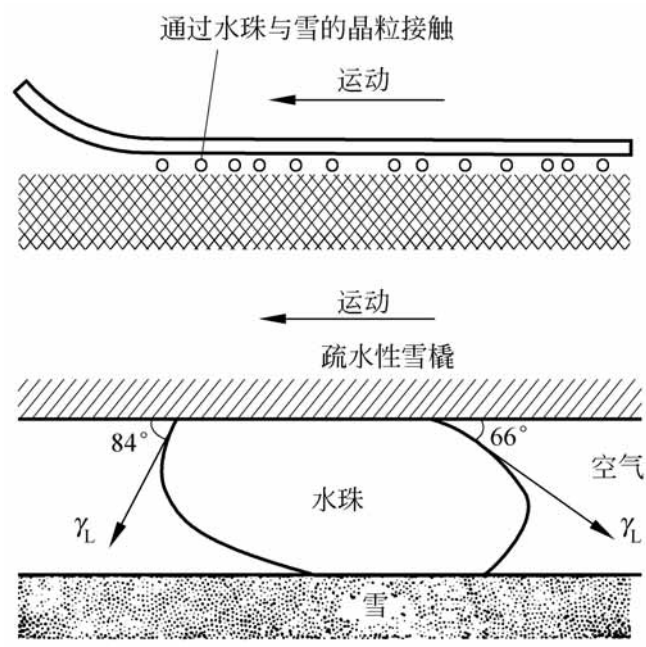


图 10-16 疏水性的雪橇在雪上的接触状态

则每个水珠总的水平毛细管阻力 F 为

$$F = F d = 0.302 \gamma_L d$$

设在雪橇表面的单位面积上有 N_0 个水珠, 并设一个水珠的接触面积为 $d^2/4$ 。于是单位面积上水珠接触面积为

$$k = (d^2/4) N_0$$

这里 k 可以作为雪橇表面温度的量度。于是雪橇单位面积上的总毛细管阻力可从上两式得出, 即

$$F_{ST} = N_0 F = 0.386 k \gamma_L / d \tag{10-28}$$

把公式(10-26)中的 γ_L 代入公式(10-28), 得

$$F_{ST} = 0.096 p_w k \tag{10-29}$$

最后由于雪橇单位面积上的载荷 $\text{璦} = k p_w$, 我们可从公式(10-29)求出由毛细管阻力引起的切应力 τ_{ST} :

$$\tau_{ST} = F_{ST}/\text{璦} = 0.096 = f_{ST} \tag{10-30}$$

事实上, 水珠的尺寸和数量以及毛细管阻力, 并不单由 璦 决定。在雪橇与雪界面上的含水量主要决定于温度和雪橇与雪的表面摩擦状态。式(10-30)中的切应力 τ_{ST} 也可看作是一个摩擦系数 f_{ST} 。随着水珠直径 d 的增大, 毛细管阻力 F_{ST} 将按照式(10-28)降到可以忽略的数值。

雪橇滑动的另一项阻力即粘性阻力, 通常比由表面张力效应引起的毛细管阻力大得多。从牛顿的粘性定律, 我们可写出由粘性阻力形成的切应力 τ_v

$$\nu = (V/d)$$

这里 V 为雪橇的前进速度， η 为水的动力粘度。我们可把前面公式 (10-27) 中的 d 代入这个公式，这样，粘性摩擦系数成为

$$f_v = \frac{\nu}{p_w} = \frac{V}{4 \eta L} \tag{10-31}$$

如果取 $V = 25\text{m/s}$ ， $L = 70\text{N/mm}$ ， $\eta = 1.83 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ ，得 $f_v = 0.163$ 。

雪橇的材料性能对摩擦的改善比增加平均压力效果更大，后者的作用是使摩擦界面上产生更多的水量，从而改善润滑条件。由图 10-17 可以看出：把雪橇的材料由硬铝改为酚醛塑料，可使滑动摩擦力降低到仅为原来的 $1/4$ 。其他影响雪橇摩擦的因素还有表面粗糙度和雪橇材料的硬度。硬钢的滑橇比软钢滑橇产生较大的融化效应。光滑表面与粗糙表面相比，在接近 0°C 时可能使摩擦降低，但在更低的温度下显出相反的效果。这是由于在很低的温度下，粗糙的雪橇支承雪橇上载荷的实际压力增大，因而促使雪的压力融化形成水珠。

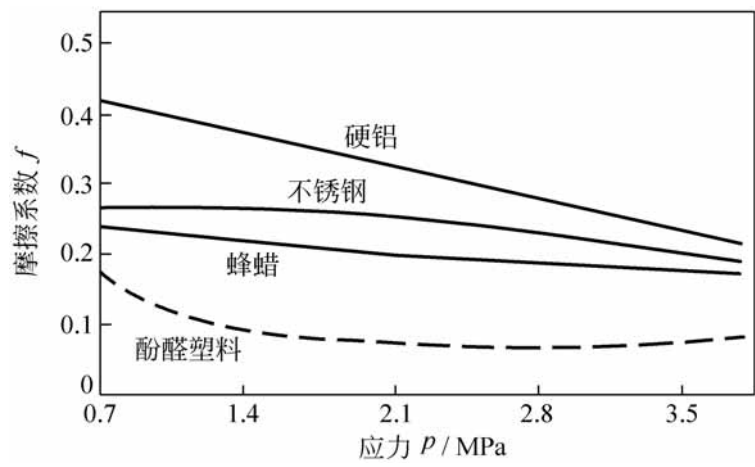


图 10-17 压力和雪橇材料对摩擦的影响

以上对于雪橇滑动摩擦的分析，对于在雪和冰上行动的其他工具也是适用的。

10.7.4 摩擦控制

有效地实时控制摩擦是工程技术界追求和向往的目标。长期以来人们主要通过选择润滑剂和摩擦副材料来减小或增大摩擦系数，并取得了一定的进展。由于摩擦系数依赖于载荷、速度、温度等因素，人们就无法精确地预测摩擦系数随运行工况和运行时间的变化，因此，要准确调整摩擦系数十

分困难。这里对近年发展起来的电控摩擦技术作简要介绍。电控摩擦是通过施加外部电压来改变某些材料摩擦特性的一种方法。

1. 电压的施加方式

外部电压的施加方式是实现电控摩擦的重要手段, 目前实验了三种方式, 即:

(1) 直接的方法是将摩擦副作为两电极分别连结在电源的两端, 如图 10-18(a)。但这种方法有很大的局限性, 它要求摩擦副必须是由导体(如金属)构成, 同时, 因为接触电阻很小, 所以除非使用大电流源, 一般所能施加的电压较低, 对金属摩擦副来说只有毫伏量级, 因此所能产生的电控摩擦效果也不显著。

(2) 镀膜方法是在其中一个摩擦副表面生成一层绝缘涂层, 如图 10-18(b)。此方法要保证涂层在摩擦过程中不发生击穿和磨损也是困难的。如果用导体做摩擦副的一方, 用半导体或导电硅橡胶作为摩擦副的另一方, 可以使所施加的电压达到伏的量级。

(3) 不直接用摩擦副作为电极, 而是在接触区附近引入辅助电极, 如图 10-18(c)所示。这样做的优点是可以施加较高的电压, 同时摩擦副的一方既可以是导体也可以是绝缘体。其次, 可以把辅助电极作为阳极, 以避免摩擦副遭受电化学腐蚀。另外, 该辅助电极可以不必随摩擦副一起运动, 这样对于旋转摩擦副来说施加电压也十分方便。其缺点是在接触区内电场的方向、大小及其分布都很复杂, 使分析外加电压与摩擦系数之间的关系变得十分困难。

蒋洪军等人^{[5][6]}采用如图 10-18(c)的方式对电控摩擦进行了研究, 下面介绍他们的部分实验和结果。

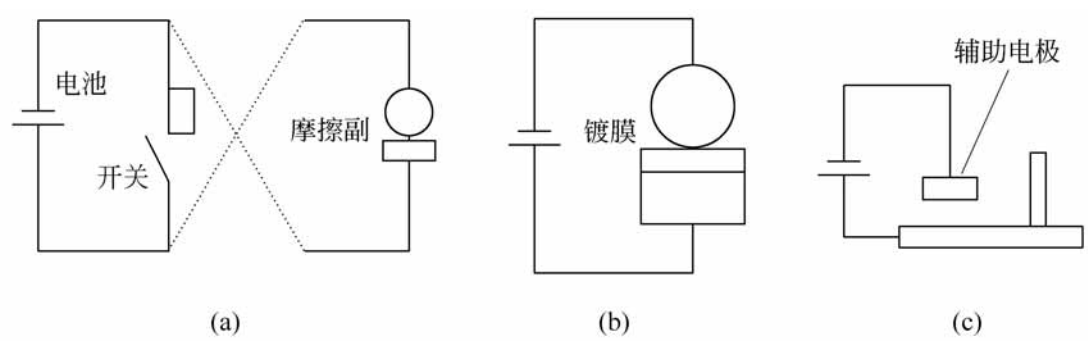


图 10-18 外部电压的施加方式

2 . 研究方法与实验结果

实验采用了两类电控摩擦的润滑材料：一类是以润滑油为介质在其中添加一些二硫化钼微粉、巴基球、金刚石粉或油性添加剂；另一类是以去离子水为介质在其中添加硬脂酸锌，硬脂酸锌与水的质量比为 1 99。由于硬脂酸锌不溶于水，还需要添加微量表面活性剂使其在水中达到均匀分散。在实验中润滑剂是充满在试样池内以保证与阳极和阴极都相通。

实验是在销盘实验机上进行的，摩擦副材料为工程陶瓷与黄铜。工程陶瓷中 $\text{-Al}_2\text{O}_3$ 含量为 99.7wt%， MgO 含量为 0.25wt%，其余为杂质。陶瓷试样烧结成 16×8 圆柱，端面经磨削，粗糙度为 $R_a=0.4\mu\text{m}$ 。黄铜块试样的牌号为 H68，尺寸为 $60\text{mm}\times 20\text{mm}\times 12\text{mm}$ ，表面粗糙度 $R_a=1.6\mu\text{m}$ 。图 10-19 至图 10-22 给出外加电压为 0 和 20V 时，不同条件下得到的摩擦系数。从图中可以得到以下一些结论：(1)在外加电压为 0 时，摩擦系数约为 0.2，如图 10-19；(2)无论加上正或负电压后，摩擦系数都有明显的增加，如图 10-19；(3)电压去除后，摩擦系数不断回复到原值，如图 10-20；(4)当摩擦系数基本上与电压同步变化，如图 10-21，电压线性增加，摩擦系数基本上是跟随线性增加；(5)载荷对摩擦系数的变化影响不大，如图 10-22。

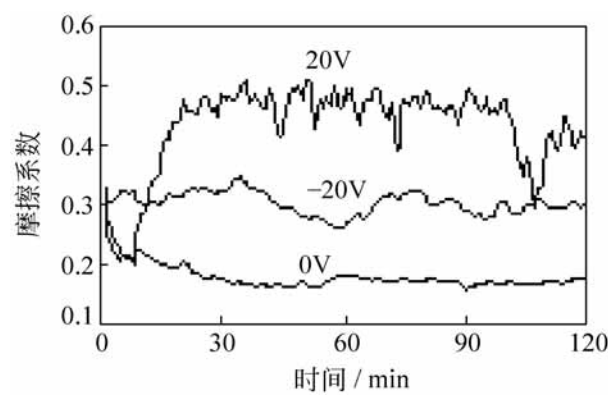


图 10-19 恒定电压条件下的摩擦系数

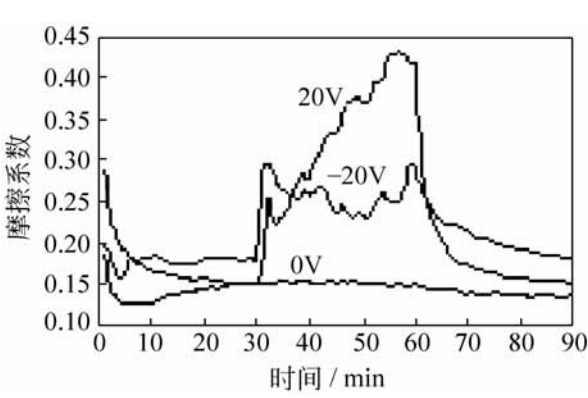


图 10-20 通断电压条件下的摩擦系数

3 . 摩擦实时控制

图 10-23 是利用电压控制摩擦系数变化的一个例子，目标是通过控制电压的变化产生按给定曲线(这里是正弦曲线)变化的摩擦系数。实验仍然是按图 10-18(c)的施加电压方式进行的，实验条件与图 10-19 至图 10-22

相同。首先, 将理论摩擦系数的中值设定为 0.3, 令其以 0.1 为幅值, 以 60min 为周期按正弦变化。然后, 将理论摩擦系数曲线的一个周期分解为 12 步, 每步步长为 5min。取每一段的摩擦系数理论值作为该段时间的目标值, 通过前面的实验结果确定要达到该目标值所需的电压。实验结果列于图 10-23 中, 直方图就是设计要达到的正弦摩擦系数的目标曲线, 点线是通过控制电压在实验中实际得到摩擦系数。结果表明电控摩擦系数能够较好地按预设的曲线变化。

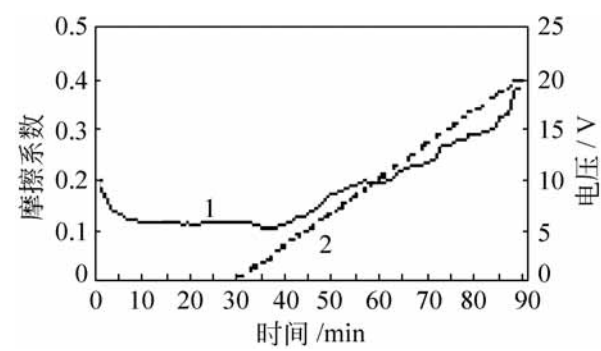


图 10-21 电压线性增长时的摩擦系数

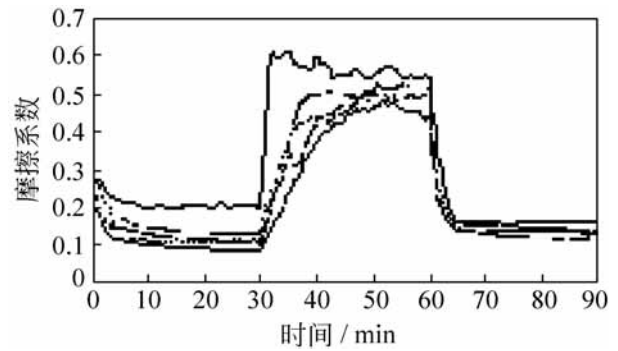


图 10-22 不同载荷下的摩擦系数

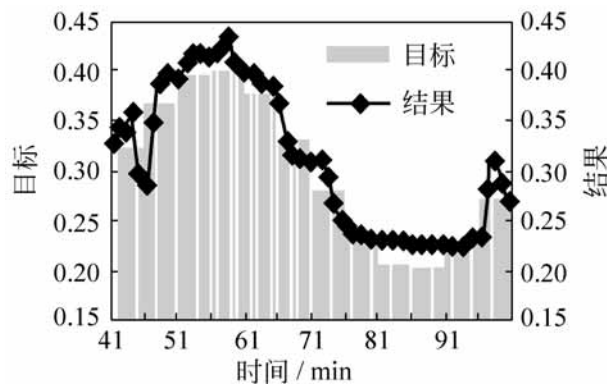


图 10-23 电控摩擦系数实验

应当指出:电控摩擦技术尚处在实验室研究阶段, 达到工程应用还需要解决许多实际问题。但是随着研究的深入, 控制摩擦系数按一定规律变化是可能实现的。

参 考 文 献

[1] Bowden F P, Tabor D . The Friction and Lubrication of Solid . Oxford: Clarendon Press, 1964

[2] 克拉盖尔斯基 N B 等著 .汪一麟等译 .摩擦磨损原理 .北京:机械工业出版社,1982

- [3] 摩尔著 黄文治等译 摩擦学原理及应用 北京:机械工业出版社,1982
- [4] 斐有福,金元生,温诗铸 轮轨粘着的影响因素及其控制措施 国外铁道车辆, 1995, (2):5 ~ 7
- [5] 蒋洪军,孟永钢,温诗铸 外加电压对三氧化二铝/ 黄铜摩擦副摩擦的主动控制试验研究 摩擦学学报,1999, 19(3):244 ~ 249
- [6] Jiang Hongyun, Meng Yonggang, Wen Shizhu . Effect of external D .C . electric fields on friction and wear behavior of alumina/ brass sliding pairs . Science in China (Series E .) 1998, 41(6): 617 ~ 625

第 11 章

磨损特征与机理

磨损是 互接触的物体在相对运动中表层材料不断损伤的过程,它是伴随摩擦而产生的必然结果。磨损问题引起人们极大的重视,这是由于磨损所造成的损失十分惊人。据统计,机械零件的失效主要有磨损、断裂和腐蚀等三种方式,而磨损失效却占 60% ~ 80%。因而研究磨损机理和提高耐磨性的措施,将有效地节约材料和能量,提高机械装备的使用性能和寿命,减少维修费用,这对于国民经济具有重大的意义。

由于科学技术的迅速发展,20 世纪 30 年代以后,磨损问题已成为保证机械装备正常工作的薄弱环节。特别是在高速、重载、精密和特殊工况下工作的机械,对磨损研究提出了迫切的要求。同时,60 年代以来其他科学技术例如材料科学、表面物理与化学、表面测试技术等的发展,也促进了对磨损机理进行更深入的研究。

研究磨损的目的在于通过对各种磨损现象的考察和特征分析,找出它们的变化规律和影响因素,从而寻求控制磨损和提高耐磨性的措施。一般说来,磨损研究的主要内容有:

- (1) 主要磨损类型的发生条件、特征和变化规律;
- (2) 影响磨损的因素,包括摩擦副材料、表面形态、润滑状况、环境条件,以及滑动速度、载荷、工作温度等工况参数;
- (3) 磨损的物理模型与磨损计算;
- (4) 提高耐磨性的措施;
- (5) 磨损研究的测试技术与实验分析方法。

11 1 磨损的分类

分类的目的是为了将实际存在的各式各样的磨损现象归纳为几个基本类型。合理的分类能够使研究工作简化,更好地分析磨损的实质。磨损分类方法表达了人们对磨损机理的认识,不同的学者提出了不同的分类观点,至今还没有普遍公认的统一的磨损分类方法。

11 .1 .1 磨损分类

早期人们根据摩擦表面的作用将磨损分为以下三大类:

1 . 机械类

由摩擦过程中表面的机械作用产生的磨损,包括磨粒磨损、表面塑性变形、脆性剥落等。其中磨粒磨损是最普遍的机械磨损形式。

2 . 分子-机械类

由于分子力作用形成表面粘着结点,再经机械作用使粘着结点剪切所产生的磨损,即粘着磨损。

3 . 腐蚀-机械类

这类磨损是由介质的化学作用引起表面腐蚀,而摩擦中的机械作用加速腐蚀过程。它包括氧化磨损和化学腐蚀磨损。

显然,上述分类虽然在一定程度上阐明了各类磨损产生的原因,但却过于笼统。

11 .1 .2 磨损过程

(1962 年)提出了较全面的磨损分类方法。他将磨损划分为三个过程,根据每一过程的分类来说明相互关系,如图 11-1 所示。

磨损现象的三个过程依次为:

1 . 表面的相互作用

两个摩擦表面的相互作用可以是机械的或分子的两类。机械作用包括弹性变形、塑性变形和犁沟效应。它可以是由两个表面的粗糙峰直接啮合

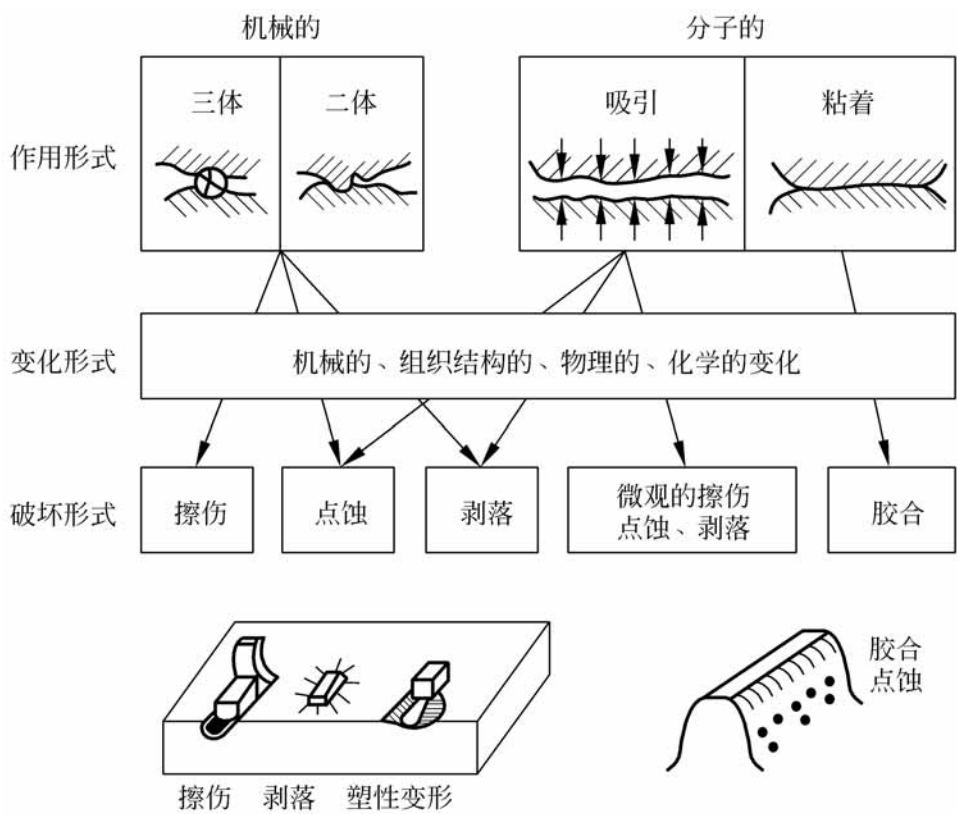


图 11-1 磨损分类图

引起的,也可以是三体摩擦中夹在两表面间的外界磨粒造成的。而表面分子作用包括相互吸引和粘着效应两种,前者作用力小而后者的作用力较大。

2 . 表面层的变化

图 11-2 说明在摩擦磨损过程中各种因素的相互关系及其复杂性。在

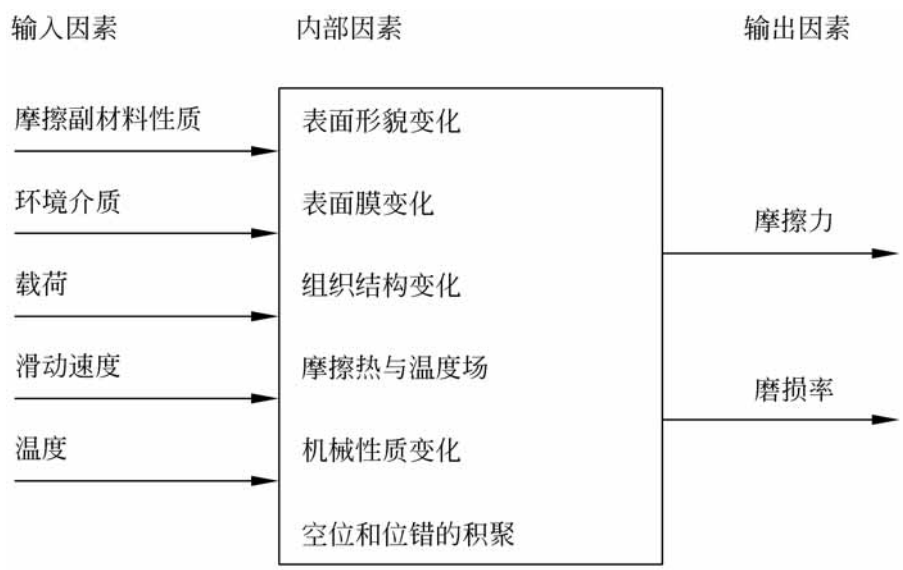


图 11-2 摩擦磨损过程图

摩擦表面的相互作用下,表面层将发生机械性质、组织结构、物理和化学变化,这是由于表面变形、摩擦温度和环境介质等因素的影响所造成的。

表面层的塑性变形使金属冷作硬化而变脆。如果表面经受反复的弹性变形,则将产生疲劳破坏。摩擦热引起的表面接触高温可以使表层金属退火软化,接触以后的急剧冷却将导致再结晶或固溶体分解。外界环境的影响主要是介质在表层中的扩散,包括氧化和其他化学腐蚀作用,因而改变了金属表面层的组织结构。

3 . 表面层的破坏形式

图 11-1 提出的磨损形式有

- (1) 擦伤: 由于犁沟作用在摩擦表面产生沿摩擦方向的沟痕和磨粒。
- (2) 点蚀: 在接触应力反复作用下,使金属疲劳破坏而形成的表面凹坑。
- (3) 剥落: 金属表面由于变形强化而变脆,在载荷作用下产生微裂纹随后剥落。
- (4) 胶合: 由粘着效应形成的表面粘结点具有较高的连接强度时,使剪切破坏发生在层内一定深度,因而导致严重磨损。
- (5) 微观磨损: 以上各种表层破坏的微观形式。

根据研究,人们普遍认为按照不同的磨损机理来分类是比较恰当的,通常将磨损划分为四个基本类型:磨粒磨损、粘着磨损、表面疲劳磨损和腐蚀磨损。虽然这种分类还不十分完善,但它概括了各种常见的磨损形式。例如:侵蚀磨损是表面和含有固体颗粒的液体相摩擦而形成的磨损,它可以归入磨粒磨损。微动磨损的主要原因是接触表面的氧化作用,可以将它归纳在腐蚀磨损之内。

应当指出:在实际的磨损现象中,通常是几种形式的磨损同时存在,而且一种磨损发生后往往诱发其他形式的磨损。例如,疲劳磨损的磨屑会导致磨粒磨损,而磨粒磨损所形成的洁净表面又将引起腐蚀或粘着磨损。微动磨损就是一种典型的复合磨损。在微动磨损过程中,可能出现粘着磨损、氧化磨损、磨粒磨损和疲劳磨损等多种磨损形式。随着工况条件的变化,不同形式磨损的主次不同。

11 . 1 3 磨损的转化

磨损形式还随工况条件的变化而转化。图 11-3(a)是在载荷一定时改

变滑动速度得到的钢对钢磨损量的变化和磨损形式的转化。当滑动速度很低时,摩擦是在表面氧化膜之间进行,所以产生的磨损为氧化磨损,磨损量较小。随着滑动速度增加,磨屑增大,表面出现金属光泽且变得粗糙,此时已转化为粘着磨损,磨损量也增大。当滑动速度再增高,由于温度升高,表面重新生成氧化膜,又转化为氧化磨损,磨损量又变小。若滑动速度继续增加,再次转化为粘着磨损,磨损剧烈而导致失效。

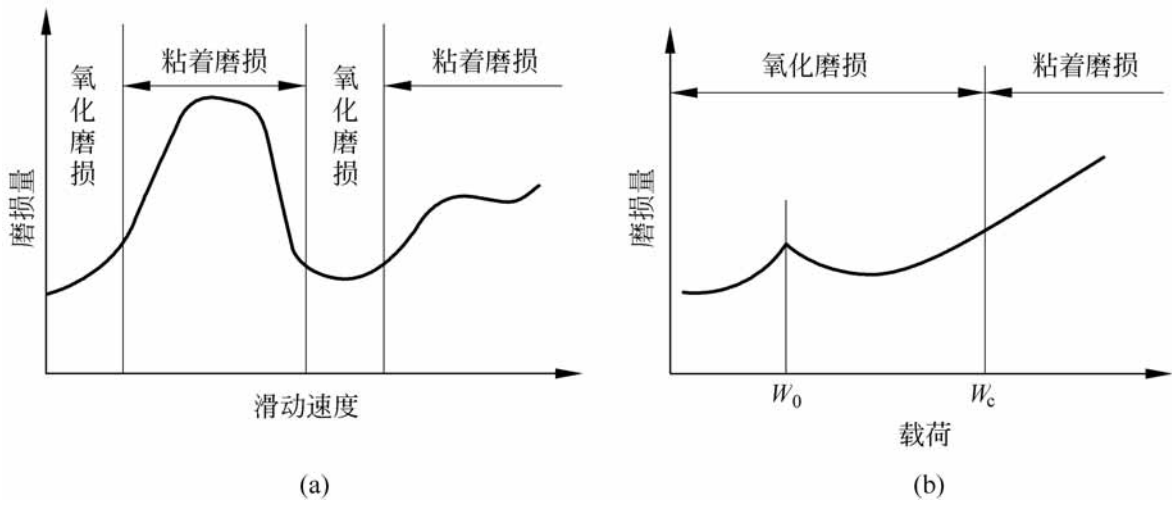


图 11-3 磨损形式的转化

图 11-3(b)是滑动速度保持一定而改变载荷所得到的钢对钢磨损实验结果。载荷小产生氧化磨损,磨屑主要是 Fe_2O_3 。当载荷达到 W_0 后,磨屑是 FeO 、 Fe_2O_3 和 Fe_3O_4 的混合物。载荷超过 W_c 以后,便转入危害性的粘着磨损。

11 2 磨粒磨损

外界硬颗粒或者对磨表面上的硬突起物或粗糙峰在摩擦过程中引起表面材料脱落的现象,称为磨粒磨损。例如掘土机铲齿、犁耙、球磨机衬板等的磨损都是典型的磨粒磨损。机床导轨面由于切屑的存在也会引起磨粒磨损。水轮机叶片和船舶螺旋桨等与含泥沙的水之间的侵蚀磨损也属于磨粒磨损。

11 2 .1 磨粒磨损的种类

磨粒磨损有以下三种形式:

- (1) 磨粒沿一个固体表面相对运动产生的磨损称为二体磨粒磨损。当

磨粒运动方向与固体表面接近平行时,磨粒与表面接触处的应力较低,固体表面产生擦伤或微小的犁沟痕迹。如果磨粒运动方向与固体表面接近垂直时,常称为冲击磨损。此时,磨粒与表面产生高应力碰撞,在表面上磨出较深的沟槽,并有大颗粒材料从表面脱落。冲击磨损量与冲击能量有关。

(2) 在一对摩擦副中,硬表面的粗糙峰对软表面起着磨粒作用,这也是一种二体磨损,它通常是低应力磨粒磨损。

(3) 外界磨粒移动于两摩擦表面之间,类似于研磨作用,称为三体磨粒磨损。通常三体磨损的磨粒与金属表面产生极高的接触应力,往往超过磨粒的压溃强度。这种压应力使韧性金属的摩擦表面产生塑性变形或疲劳,而脆性金属表面则发生脆裂或剥落。

磨粒磨损是最普遍的磨损形式。据统计,在生产中因磨粒磨损所造成的损失占整个磨损损失的一半左右,因而研究磨粒磨损有着重要的意义。一般说来,磨粒磨损的机理是磨粒的犁沟作用,即微观切削过程。显然,材料相对于磨粒的硬度和载荷以及滑动速度起着重要的作用。

11 2 2 影响磨粒磨损的因素

在实验室中研究磨粒磨损通常是将试件材料在磨料纸上相互摩擦。虽然由于略去了冲击、腐蚀和温度等因素的影响,使实验室中得到的数据与实际存在差别,但它反映了磨粒磨损的基本现象和规律,所得的结论仍十分有用。

首先,磨料硬度 H_0 与试件材料硬度 H 之间的相对值影响磨粒磨损的特性,如图 11-4 所示。当磨料硬度低于试件材料硬度,即 $H_0 < (0.7 \sim 1) H$ 不产生磨粒磨损或产生轻微磨损。而当磨料硬度超过材料硬度以后,磨损量随磨料硬度而增加。如果磨料硬度更高将产生严重磨损,但磨损量不再随磨料硬度变化。由此可见:为了防止磨粒磨损,材料硬度应高于磨料硬度,通常认为 $H \geq 1.3 H_0$ 时只发生轻微的磨粒磨损。

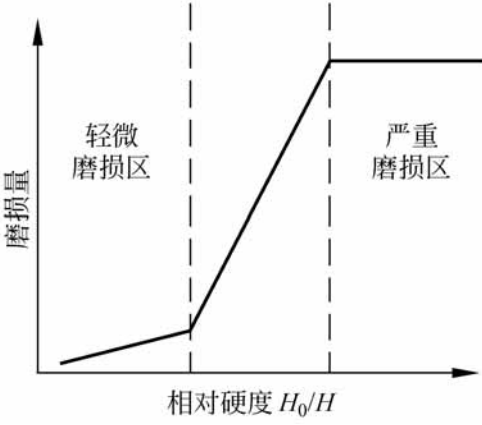


图 11-4 相对硬度的影响

磨损量可以用体积或厚度的变化来表示。在滑动位移 s 中,如果垂直表面的磨损厚度为 h ,则单位位移的磨损

厚度 $\frac{dh}{ds}$ 称为线磨损度。耐磨性 E 可表示为磨损度的倒数

$$E = \frac{ds}{dh}$$

通常采用相对耐磨性来说明材料的抗磨粒磨损能力, 相对耐磨性 R 的定义为

$$R = \frac{E_s}{E_f} \tag{11-1}$$

这里, E_s 为试件材料的耐磨性; E_f 为基准耐磨性, 它是以硬度为 $H_0 = 22457 \text{ MPa}(2290\text{kgf/mm}^2)$ 的钢玉为磨料时含锡的铅锡合金材料的耐磨性。

前苏联学者 等人^[2] 对磨粒磨损进行了系统的研究, 指出硬度是表征材料抗磨粒磨损性能的主要参数, 并得出以下结论:

(1) 对于纯金属和各种成分未经热处理的钢材, 耐磨性与材料硬度成正比关系, 如图 11-5 所示。通常认为退火状态钢的硬度与含碳量成正比, 由此可知: 钢在磨粒磨损下的耐磨性与含碳量按线性关系增加。

图 11-5 中的直线可用下式表示

$$R = 13.74 \times 10^{-2} H \tag{11-2}$$

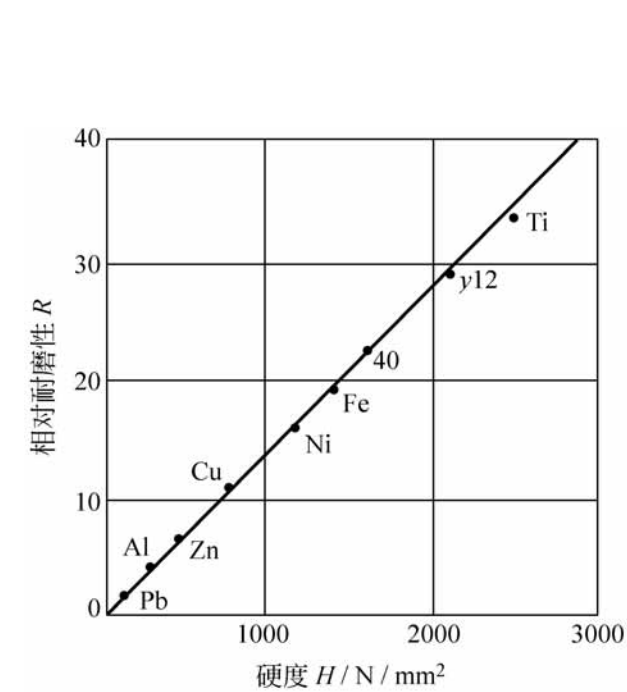


图 11-5 相对耐磨性与材料硬度的关系

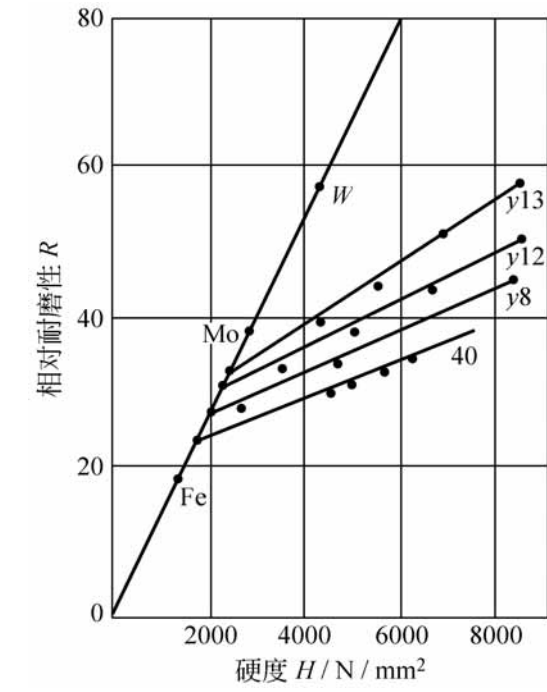


图 11-6 热处理对耐磨性的影响

(2) 如图 11-6 所示, 用热处理方法提高钢的硬度也可使它的耐磨性沿直线缓慢增加, 但变化的斜率降低。图中每条直线代表一种钢材, 含碳量越高, 直线的斜率越大, 而交点表示该钢材未经热处理时的耐磨性。

热处理对钢材耐磨性 影响可以表示为

$$E = E_p + C(H - H_p) \quad (11-3)$$

式中, H_p 和 E_p 为退火状态下钢材的硬度和耐磨性; H 和 E 是热处理后的硬度和耐磨性; C 为热处理效应系数, 其值随含碳量的增加而增加。

(3) 通过塑性变形使钢材冷作硬化能够提高钢的硬度, 但不能改善其抗磨粒磨损的能力。

等人对以上实验结果的分析认为: 磨粒磨损的耐磨性与冷作硬化的硬度无关是因为磨粒磨损中的犁沟作用本身就是强烈的冷作硬化过程。磨损中的硬化程度要比原始硬化大得多, 而金属耐磨性实际上取决于材料在最大硬化状态下的性质, 所以原始的冷作硬化对磨粒磨损无影响。此外, 用热处理方法提高材料硬度一部分是因冷作硬化得来的, 这部分硬度的提高对改善耐磨性作用不大, 因此用热处理提高耐磨性的效果不很显著。

综上所述, 提高钢材硬度的方法有改善合金成分、热处理或冷作硬化等三种。而材料抗磨粒磨损的能力与硬化方法有关, 所以必须根据各种提高硬度的方法来考虑耐磨性与硬度的关系。

应当指出: 当金属硬度大于磨料硬度时也会被磨损, 这是由于磨料压入金属的能力不仅取决于相对硬度, 同时与磨粒的形状有关。例如固体平面可以被材料相同而具有球形、尖锥形或其他尖刃形的颗粒压入形成压痕。所以讨论磨粒磨损性能时, 除相对硬度之外, 还应考虑以下因素的影响:

(1) 磨粒磨损与磨料的硬度、强度、形状、尖锐程度和颗粒大小等因素有关。磨损量与材料的颗粒大小成正比, 但颗粒大到一定值以后, 磨粒磨损量不再与颗粒大小有关。

(2) 载荷显著地影响各种材料的磨粒磨损。图 11-7 说明线磨损度与表面压力成正比。当压力达到转折值 p_c 时, 线磨损度随压力的增加变得平缓, 这是由于磨粒磨损形式转变的结果。各种材料的转折压力值不同。

(3) 图 11-8 给出重复摩擦次数与线磨损的关系。在磨损开始时期, 由于磨合作用使线磨损度随摩擦次数而下降, 同时表面粗糙度得到改善, 随后磨损趋于平缓。

(4) 如果滑动速度不大, 不至于使金属发生退火回火效应时, 线磨损度将与滑动速度无关。

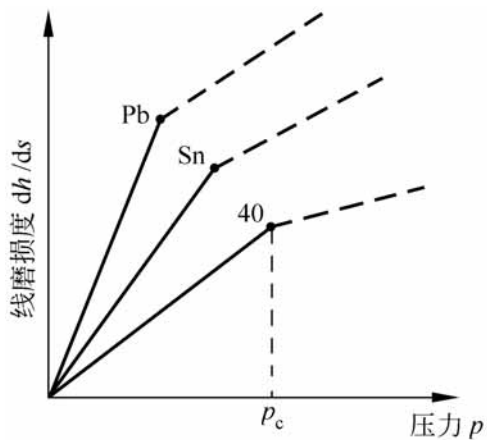


图 11-7 线磨损度与表面压力的关系

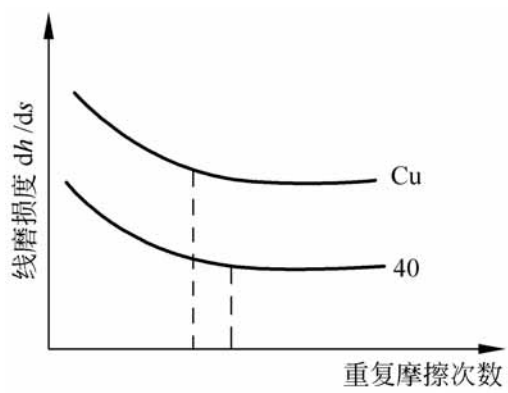


图 11-8 线磨损度与重复摩擦次数的关系

11.2.3 磨粒磨损机理

主要有三种磨粒磨损机理,即:

1. 微观切削

法向载荷将磨料压入摩擦表面,而滑动时的摩擦力通过磨料的犁沟作用使表面剪切、犁皱和切削,产生槽状磨痕。

2. 挤压剥落

磨料在载荷作用下压入摩擦表面而产生压痕,将塑性材料的表面挤压出层状或鳞片状的剥落碎屑。

3. 疲劳破坏

摩擦表面在磨料产生的循环接触应力作用下,使表面材料因疲劳而剥落。

最简单的磨粒磨损计算方法是根据微观切削机理得出的。图 11-9 为磨粒磨损模型。

假设磨粒为形状相同的圆锥体,半角为 θ ,压入深度为 h ,则压入部分的投影面积 A 为

$$A = h^2 \tan^2 \theta$$

如果被磨材料的受压屈服极限为 σ_s ,每个磨粒承受的载荷为 W ,则

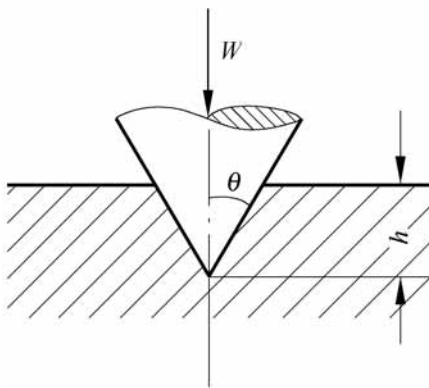


图 11-9 圆锥体磨粒磨损模型

$$W = s A = s h^2 \tan^2$$

当圆锥体滑动距离为 s 时, 被磨材料移去的体积为 $V = s h^2 \tan$ 。若定义单位位移产生的磨损体积为体积磨损度 $\frac{dV}{ds}$, 则磨粒磨损的体积磨损度为

$$\frac{dV}{ds} = h^2 \tan = \frac{W}{s \tan} \tag{11-4}$$

由于受压屈服极限 s 与硬度 H 有关, 故

$$\frac{dV}{ds} = k_a \frac{W}{H} \tag{11-5}$$

式中, k_a 为磨粒磨损常数, 根据磨粒硬度、形状和起切削作用的磨粒数量等因素决定。

应当指出, 上述分析忽略了许多实际因素, 例如磨粒的分布情况、材料弹性变形和滑动前方材料堆积产生的接触面积变化等等, 因此式(11-5)近似地适用于二体磨粒磨损。在三体磨损中, 一部分磨粒的运动是沿表面滚动, 它们不产生切削作用, 因而式(11-5)中的 k_a 值应当降低。

总之, 为了提高磨粒磨损的耐磨性, 必须减少微观切削作用。例如: 降低磨粒对表面的作用力并使载荷均匀分布; 提高材料表面硬度; 降低表面粗糙度; 增加润滑膜厚度; 以及采用防尘或过滤装置保证摩擦表面清洁等等。

11 3 粘着磨损

当摩擦副表面相对滑动时, 由于粘着效应所形成的粘着结点发生剪切断裂, 被剪切的材料或脱落成磨屑, 或由一个表面迁移到另一个表面, 此类磨损统称为粘着磨损。

根据粘结点的强度和破坏位置不同, 粘着磨损有几种不同的形式, 从轻微磨损到破坏性严重的胶合磨损。它们的磨损形式、摩擦系数和磨损度虽然不同, 但共同的特征是出现材料迁移, 以及沿滑动方向形成程度不同的划痕。

11 3 .1 粘着磨损的种类

按照磨损的严重程度, 粘着磨损可分为:

1 . 轻微粘着磨损

当粘结点的强度低于摩擦副两金属的强度时, 剪切发生在结合面上。

此时虽然摩擦系数增大,但是磨损却很小,材料迁移也不显著。通常在金属表面具有氧化膜、硫化膜或其他涂层时发生此种粘着磨损。

2 . 一般粘着磨损

粘结点的强度高于摩擦副中较软金属的剪切强度时,破坏将发生在离结合面不远处软金属表层内,因而软金属粘附在硬金属表面上。这种磨损的摩擦系数与轻微磨损差不多,但磨损程度加剧。

3 . 擦伤磨损

当粘结强度高于两金属材料强度时,剪切破坏主要发生在软金属表层内,有时也发生在硬金属表层内。迁移到硬金属上的粘着物又使软表面出现划痕,所以擦伤主要发生在软金属表面。

4 . 胶合磨损

如果粘结点强度比两金属的剪切强度高得多,而且粘结点面积较大时,剪切破坏发生在一个或两个金属表层深的地方。此时,两表面都出现严重磨损,甚至使摩擦副之间咬死而不能相对滑动。

高速重载摩擦副中,由于接触峰点的塑性变形大和表面温度高,使粘着结点的强度和面积增大,通常产生胶合磨损。相同金属材料组成的摩擦副中,因为粘着结点附近的材料塑性变形和冷作硬化程度相同,剪切破坏发生在很深的表层,胶合磨损更为剧烈。

11.3.2 影响粘着磨损的因素

除润滑条件和摩擦副材料性能之外,影响粘着磨损的主要因素是载荷和表面温度。然而,关于载荷或温度谁是决定性的因素迄今尚未取得统一认识。

1 . 表面载荷

前苏联学者系统地研究了载荷对胶合磨损的影响,她认为当表面压力达到一定的临界值,并经过一段时间后才会发生胶合。因此,载荷是胶合磨损的决定性因素。几种材料的临界压力值列于表 11-1。

表 11-1 胶合磨损的临界载荷

摩擦副材料	临界载荷/ $\text{N} \cdot \text{mm}^2$	胶合发生时间/ min
3 号钢 - 青铜	170	1 .5
3 号钢 - GCr15 钢	180	2 .0
3 号钢 - 铸铁	467	0 .5

观察各种材料的试件在四球机实验中磨痕直径的变化, 也表明当载荷达到一定值时, 磨痕直径骤然增大, 这个载荷称为胶合载荷, 如图 11-10 所示。

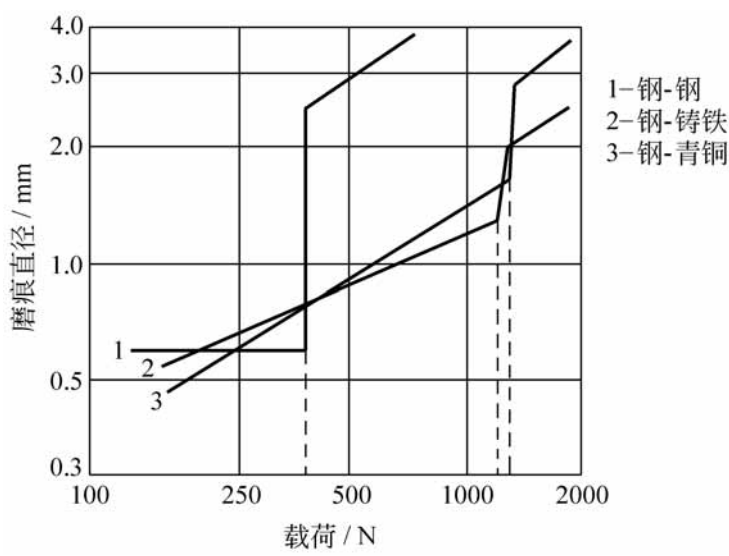


图 11-10 四球机实验曲线

实验还证明: 如果将试件浸入油中加热, 当载荷低于临界值而使油温升高, 并不能发生胶合。这说明温度升高不会产生胶合。

然而, 载荷引起表面弹塑性变形必然伴随高温的出现。而且根据实验发现各种材料的临界载荷值随滑动速度增加而降低。这说明温度对胶合的发生起着重要作用。

2 . 表面温度

摩擦过程中产生的热量使表面温度升高, 在表面接触点附近形成半球形的等温面, 在表层内一定深度处各接触点的等温面将汇合成共同的等温面, 如图 11-11 所示。

图 11-12 是温度沿表面深度方向的分布。摩擦热产生于最外层的变形区, 因此表面温度 t_s 最高, 又因热传导作用造成变形区非常大的温度梯度。变形区以内为基体温度 t_v , 变化平缓。

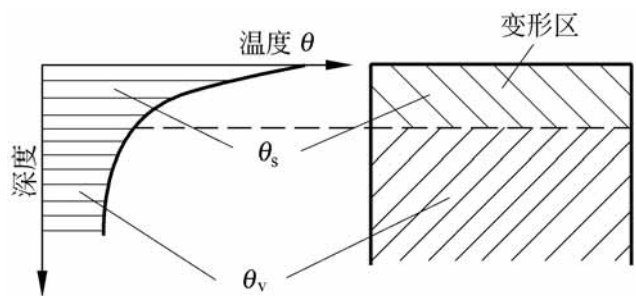


图 11-11 表层内的等温线

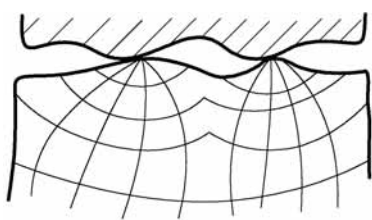


图 11-12 温度沿深度的分布

表层温度特性对于摩擦表面的相互作用和破坏影响很大。表面温度可使润滑膜失效,而温度梯度引起材料性质和破坏形式沿深度方向变化。

图 11-13 是 Rabinowicz(1965 年)提出的实验结果,他采用放射性同位素方法测量金属迁移量。可以看出:当表面温度达到临界值(约 80)时,磨损量和摩擦系数都急剧增加。

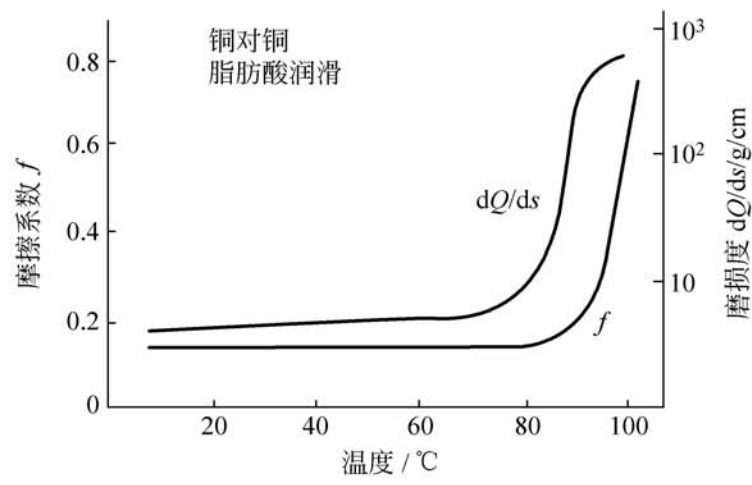


图 11-13 温度对胶合磨损的影响

影响温度特性的主要因素是表面压力 p 和滑动速度 v , 其中速度的影响更大, 因此限制 $p v$ 值是减少粘着磨损和防止胶合发生的有效方法。根据实验和计算分析得出的表面温度场与速度和压力的关系见表 11-2。

表 11-2 表面温度场与速度和压力的关系

温度场	接触状态			
	塑性接触		弹性接触	
	压力 p	滑动速度 v	压力 p	滑动速度 v
表面温度 θ_s	—	v	p^n	v
温度梯度	—	v	p^n	v
基体温度 θ_v	p	v	p	v

说明: 表中, $n < 1$ 。

3. 摩擦副材料

脆性材料的抗粘着磨损的能力比塑性材料高。塑性材料形成的粘着结点的破坏以塑性流动为主,它发生在离表面一定的深度处,磨屑较大,有时长达 3mm,深达 0.2mm。而脆性材料粘结点的破坏主要是剥落,损伤深度较浅,同时磨屑容易脱落,不堆积在表面上。根据强度理论:脆性材料的破坏由正应力引起,而塑性材料的破坏决定于切应力。而表面接触中的最大正应力作用在表面,最大切应力却出现在离表面一定深度,所以材料塑性越高,粘着磨损越严重。

相同金属或者互溶性大的材料组成的摩擦副粘着效应较强,容易发生粘着磨损。异种金属或者互溶性小的材料组成的摩擦副抗粘着磨损的能力较高。而金属和非金属材料组成的摩擦副的抗粘着磨损能力高于异种金属组成的摩擦副。从材料的组织结构而论,多相金属比单相金属的抗粘着磨损能力高。

通过表面处理方法在金属表面上生成硫化物、磷化物或氯化物等的薄膜将减少粘着效应,同时表面膜也限制了破坏深度,从而提高抗粘着磨损能力。

此外,改善润滑条件,在润滑油或脂中加入油性和极压添加剂;选用热传导性高的摩擦副材料或加强冷却以降低表面温度;改善表面形貌以减小接触压力等都可以提高抗粘着磨损的能力。

11.3.3 粘着磨损机理

通常摩擦表面的实际接触面积只有表观面积的 0.01% ~ 0.1%。对于重载高速摩擦副,接触峰点的表面压力有时可达 5000MPa,并产生 1000 以上的瞬现温度。而由于摩擦副体积远大于接触峰点,一旦脱离接触,峰点温度便迅速下降,一般局部高温持续时间只有几个毫秒。摩擦表面处于这种状态下,润滑油膜、吸附膜或其他表面膜将发生破裂,使接触峰点产生粘着,随后在滑动中粘着结点破坏。这种粘着、破坏、再粘着的交替过程就构成粘着磨损。

有关粘着结点形成的原因存在着不同的观点。Bowdon 等人认为粘着是接触峰点的塑性变形和瞬现高温使材料熔化或软化而产生的焊合。也有人提出:温度升高后,由于物质离解所产生的类似焊接的作用而形成粘结点。然而非金属材料也能发生粘着现象,用高温熔焊的观点不能解释非金

属粘结点的形成。

等人认为粘着是冷焊作用,不必达到熔化温度即可形成粘结点。有人提出粘着是由于摩擦副表面分子作用。也有人试图用金属价电子的运动或者同类金属原子在彼此结晶格架之间的运动和互相填充来解释粘着现象。但是这些观点尚未取得充足的实验数据。

虽然有关粘着机理目前还没有比较统一的观点,但是粘着现象必须在一定的压力和温度条件下才会发生这一认识是相当一致的。

粘着结点的破坏位置决定了粘着磨损的严重程度,而破坏力的大小表现为摩擦力,所以磨损量与摩擦力之间没有确定的关系。粘着结点的破坏情况十分复杂,它与摩擦副材料和粘结点的相对强度以及粘结点的分布有关。

简单的粘着磨损计算可以根据如图 11-14 所示的模型求得,它是由 Archard(1953 年)提出的。

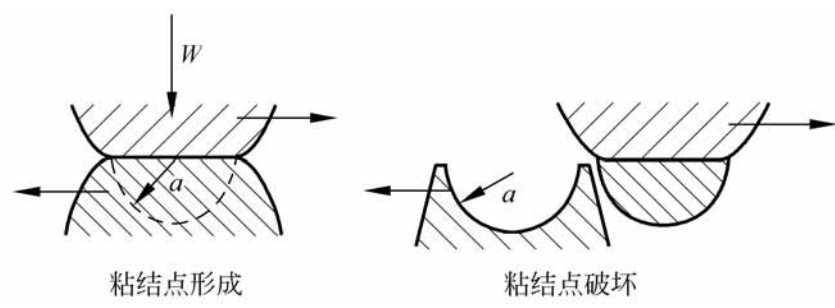


图 11-14 简单的粘着磨损模型

选取摩擦副之间的粘着结点面积为以 a 为半径的圆,每一个粘着结点的接触面积为 a^2 。如果表面处于塑性接触状态,则每个粘结点支承的载荷为

$$W = a^2 s$$

这里, s 为软材料的受压屈服极限。

假设粘结点沿球面破坏,即迁移的磨屑为半球形。于是,当滑动位移为 $2a$ 时的磨损体积为 $\frac{2}{3} a^3$ 。因此体积磨损度可写为

$$\frac{dV}{ds} = \frac{\frac{2}{3} a^3}{2a} = \frac{W}{3s} \tag{11-6}$$

考虑到并非所有的粘结点都形成半球形的磨屑,引入粘着磨损常数 k_s ,且 $k_s \leq 1$,则 Archard 公式为

$$\frac{dV}{ds} = k_s \frac{W}{3 s}$$

(11-7)

式(11-7)与磨粒磨损计算公式(11-5)的形式基本相同。

Archard 计算模型虽然是近似的,但可以用来估算粘着磨损寿命。Fein(1971 年)用四球机测得几种润滑剂的抗粘着磨损性能,如表 11-3。表 11-4 列出 Tabor(1972 年)用销盘磨损机测定的几种材料在干摩擦条件下 k_s 的值。

表 11-3 几种润滑剂的 k_s 值 (四球机实验,载荷 400N,滑动速度 0.5min/s)

润滑剂	摩擦系数 f	磨损常数 k_s	当量齿轮寿命
			总转数
干燥氩气	0.5	10^{-2}	10^2
干燥空气	0.4	10^{-3}	10^3
汽油	0.3	10^{-5}	10^5
润滑剂	0.12	10^{-7}	10^7
润滑油加硬脂酸(冷却)	0.08	10^{-9}	10^9
标准发动机油	0.7	10^{-10}	10^{10}

表 11-4 几种材料的粘着磨损常数 k_s 值 (销盘磨损机实验,空气中干摩擦,载荷 4000N,滑动速度 1.8min/s)

摩擦副材料	摩擦系数 f	磨损常数 k_s
软钢-软钢	0.6	10^{-2}
硬质合金-淬火钢	0.6	5×10^{-5}
聚乙烯-淬火钢	0.65	10^{-7}

表中粘着磨损常数 k_s 值远小于 1,这说明在所有的粘着结点中只有极少数发生磨损,而大部分粘结点不产生磨屑。对于这种现象还没有十分满意的解释。

11.3.4 胶合计算准则

胶合是破坏性最大的磨损形式,被磨损表面凹凸不平,有时磨痕深达 0.2mm,表面材料堆积,使摩擦系数很高而且不稳定。胶合磨损一旦发生就很严重,往往在百分之几秒内导致摩擦副完全失效,所以应力图避免胶合的发生。

目前尚无统一的判断胶合发生的观点。有人用表面形貌来判断,即在磨损过程中当垂直于滑动方向的粗糙度剧烈增加时表示胶合磨损发生。也有人提出以摩擦温度达到临界值作为判据。但是通常都采用摩擦系数突然增加并出现大幅度变化来判断胶合发生。

胶合磨损的发生不仅取决于润滑油膜的破裂,而且与摩擦表面上化学反应膜的形成情况有关。樊瑜瑾等人^[3]通过测量摩擦过程中表面温度、摩擦力和油膜的变化以及表面反应膜的形成情况,探讨了油润滑下 GCr15 与 45 号钢发生胶合的条件。实验表明:滑动速度对胶合的发生有很大影响。在较低的速度下,油膜破裂后能够生成化学反应膜防止胶合发生,只有当表面温度过高,使反应膜失效后才会发生胶合。而在较高的速度下,一旦油膜破裂很难形成反应膜,立即发生胶合,胶合前的温度和摩擦力都较低。在中等速度下,油膜破裂后能够生成反应膜,此时胶合发生是由于反应膜的磨损率大于它的生成速率引起的。

通常胶合磨损出现在高速重载和润滑不良的诸如齿轮-蜗轮传动、滚动轴承和滑动轴承等摩擦副。为了防止胶合的发生,近年来对胶合计算准则进行了广泛的研究,其中以对齿轮胶合的研究最多。然而,目前提出的各种胶合计算准则尚属半经验计算,缺少足够而准确的数据,因此还不能有效地普遍应用。

早期采用的胶合计算是从静载荷出发,以提高材料的表面硬度作为抗胶合的主要措施。随后的研究表明摩擦副温度对胶合发生起着重要作用,因此提出了以热负荷为基础的胶合计算准则。

以下介绍几种常用的胶合计算准则。

1 . $p_0 U_s \quad c$ 准则

Almen(1953 年)统计了美国通用汽车公司生产的汽车后桥圆锥齿轮的胶合失效情况,提出防止胶合磨损的准则为

$$p_0 U_s \quad c \tag{11-8}$$

式中, p_0 为 Hertz 最大应力; U_s 为相对滑动速度; c 为实验常数,根据工况条件 $c=32 \times 10^2 \sim 15 \times 10^4 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ 之间变化。

式(11-8)的计算结果比较粗略,数据离散范围达到 50%。但由于它形式简单,常用作初步计算作为选择抗胶合材料的依据。

Blok 根据实验分析提出:以 $p^3 U_s$ 作为胶合计算准则更切合实际,又因为它与接触瞬现温升成正比,实际上在胶合计算中引入了温度因素。

2 . $WU_s^n \leq c$ 准则

Borsoff 等人 (1963 年) 对齿轮胶合的研究得出图 11-15 的结果, 即胶合发生点的载荷 W 与滑动速度 U_s 满足指数关系。近年来提出的几种指数型准则都可以归纳为以下公式

$$WU_s^n \leq c \quad (11-9)$$

为了确定指数 n 的数值, 人们从不同角度研究, 所得的数据变化范围很宽, 从 - 1 到 + 2, 造成选用时的困难。如果能够针对实际工况用实验测定 n 的数值, 这一准则可以得到满意的结果。

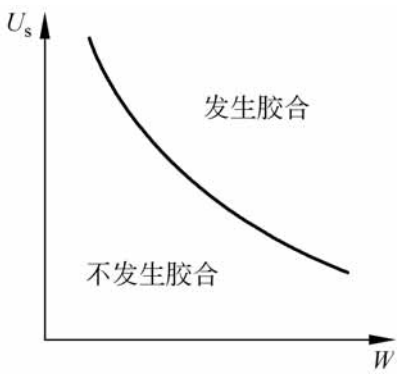


图 11-15 $WU_s^n \leq c$ 准则曲线

3 . 瞬现温度准则

图 11-16 是 Wilson (1980 年) 提出的齿轮胶合磨损过程中齿面温度的分布和变化, 它显示了胶合与温度的密切关系。

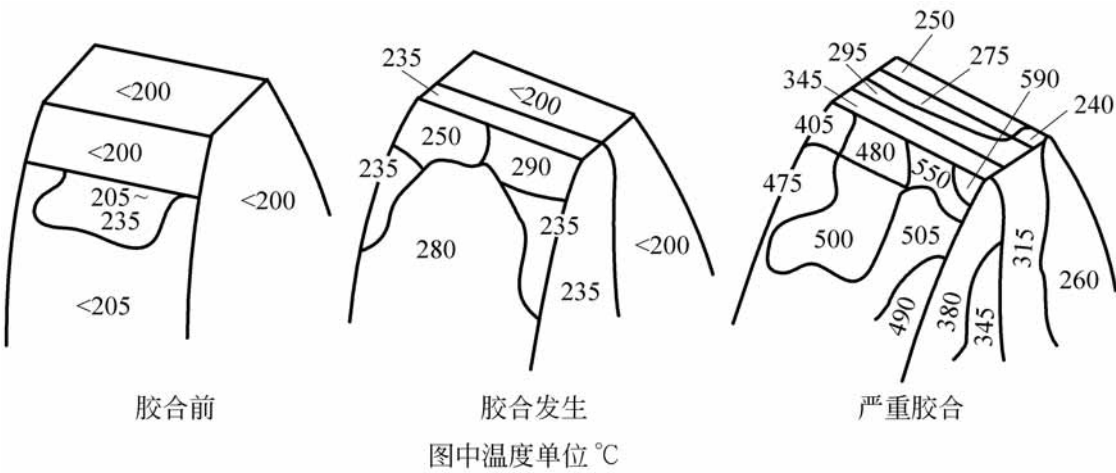


图 11-16 胶合过程中齿面温度

Blok 认为胶合的产生是由于表面局部瞬现温度达到临界值引起的, 他提出的瞬现温度准则得到广泛的采用。

设胶合临界温度为 t_{sc} , 摩擦表面本体温度 t_b , 而局部瞬现温升 Δt_{fm} , 则

$$t_b + \Delta t_{fm} = t_{sc} \quad (11-10)$$

有关瞬现温升的计算和表面最大温度的确定可参考文献[1]。

胶合临界温度 t_{sc} 应根据摩擦副材料、润滑油品种和润滑状态等因素来确定。例如对于一般润滑条件下的淬火齿轮可选取 $t_{sc} = 150 \sim 250$; 未

淬火钢齿 取 $s_c = 60 \sim 150$ 。采用普通矿物油润滑时,胶合温度通常接近润滑油从金属表面蒸发的温度。

实践证明:瞬现温度准则与指数型准则所得的计算结果十分相近。在高速滑动条件下,瞬现温度准则相当于 $n = 2/3$ 时的指数型准则。

应当指出:迄今为止还不能准确地决定胶合发生时表面瞬现温度的数值,无论是用测量还是计算方法都是十分困难的。

4. 胶合因子准则

胶合因子 t_f 定义为齿轮表面上的点通过齿面接触区所需的时间,单位为 s。若 Hertz 接触区半宽为 b ,则 t_f 的数值为

$$t_f = \frac{2b}{U_s} \quad (11-11)$$

胶合发生时的临界载荷 W_c 与胶合因子的关系表达式为

$$W_c = a t_f + c \quad (11-12)$$

式中, a 和 c 为实验常数。

当 $W_c \gg c$ 时,可以略去 c 值,则式(11-12)的计算结果与式(11-9)指数型准则的相近似。

综上所述,由于胶合现象的复杂性,目前各种计算准则都有待于进一步完善,为此必须对胶合机理进行更深入的研究。

11.4 疲劳磨损

两个相互滚动或滚动兼滑动的摩擦表面,在循环变化的接触应力作用下,由于材料疲劳剥落而形成凹坑,称为表面疲劳磨损或接触疲劳磨损。除齿轮传动、滚动轴承等以这种磨损为主要失效方式之外,摩擦表面粗糙峰周围应力场变化所引起的微观疲劳现象也属于此类磨损。不过,表面微观疲劳往往只发生在磨合阶段,因而是非发展性的磨损。

一般说来,表面疲劳磨损是不可避免的,即便是在良好的油膜润滑条件下也将发生。对于发展性的疲劳磨损,应保证在正常工作时间以内不致因表面疲劳凹坑的恶性发展而失效。

11 .4 .1 表面疲劳磨损的种类

1 . 表层萌生与表面萌生疲劳磨损

表层萌生的疲劳磨损主要发生在一般质量的钢材以滚动为主的摩擦副。在循环接触应力作用下,这种磨损的疲劳裂纹发源在材料表层内部的应力集中源,例如非金属夹杂物或空穴处。通常裂纹萌生点局限在一狭窄区域,典型深度为 0 .3mm 左右。与表层内最大切应力的位置相符合。裂纹萌生以后,首先顺滚动方向平行于表面扩展,然后又延伸到表面。磨屑剥落后形成凹坑,其断口比较光滑。这种疲劳磨损的裂纹萌生所需时间较短,但裂纹扩展速度缓慢。表层萌生疲劳磨损通常是滚动轴承的主要破坏形式。

近年来,由于真空冶炼技术和退氧钢的发展,钢材内部质量明显提高,大大减少了疲劳裂纹在表层内萌生的可能性,使表面产生疲劳磨损的可能性增加。

表面萌生的疲劳磨损主要发生在高质量钢材以滑动为主的摩擦副。裂纹发源在摩擦表面上的应力集中源,例如切削痕、碰伤痕、腐蚀或其他磨损的痕迹等。此时,裂纹由表面出发以与滑动方向成 $20^{\circ}\sim 40^{\circ}$ 夹角向表层内部扩展。到一定深度后,分叉形成脱落凹坑,其断口比较粗糙。这种磨损的裂纹形成时间很长,但扩展速度十分迅速。

由于表层萌生疲劳破坏坑的边缘可以构成表面萌生裂纹的发源点,所以通常这两种疲劳磨损是同时存在的。

2 . 鳞剥与点蚀磨损

按照磨屑和疲劳坑的形状,通常将表面疲劳磨损分为鳞剥和点蚀两种。前者磨屑是片状,凹坑浅而面积大;后者磨屑多为扇形颗粒,凹坑为许多小而深的麻点。

日本学者 Fujita 和 Yoshida(1979 年)在双圆盘实验机上采用不同热处理状态的钢进行实验时发现:对于退火钢和调质钢,疲劳磨损以点蚀形式出现,而渗碳钢和淬火钢的疲劳磨损将产生鳞剥。这两种磨损的疲劳坑形状如图 11 -17 所示。

实验表明:无论是退火钢或调质钢,纯滚动或滚动兼滑动的摩擦副的点蚀疲劳裂纹都起源于表面,再顺滚动方向向表层内扩展,并形成扇形的疲劳坑。鳞剥疲劳裂纹始于表层内,随后裂纹与表面平行向两端扩展,最后在两

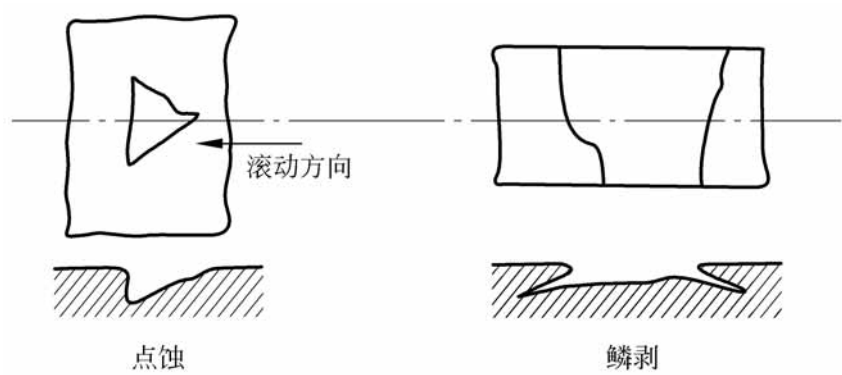


图 11-17 点蚀与鳞剥

端断裂,形成沿整个试件宽度上的浅坑。

Fujita 等人提出以应力和硬度的比值作为疲劳发生的准则,认为裂纹萌生在 $\sqrt{3}H$ 或 \sqrt{H} 最大值处。根据测定的沿深度方向硬度值和计算的应力值,他们提出:对于发生点蚀的软材料而言,作用在表面的 $\sqrt{3}H$ 值最大,因而可以用它作为发生点蚀的决定应力。而硬材料的最大应力和硬度比值是作用在表层内的 \sqrt{H} 值,所以用它来判断鳞剥的发生。

Martin 和 Cameron(1966 年)对疲劳磨损的分析表明:磨屑有椭圆形和扇形两类。椭圆形磨屑是片状的,数量很少,而扇形磨屑的裂纹从表面上一点开始辐射状向表层内扩展,与表面夹角为 $30^{\circ}\sim 40^{\circ}$ 。图 11-18 为沿深度方向微硬度分布。可以看出:表层内存在硬度峰,其位置与最大切应力深度相吻合。这一结果支持了 Crook 和 Welsh 的论点,即在循环应力作用下,表层内部由于塑性变形而形成硬化带。较深的疲劳坑的形成通常是裂纹从表面开始,以 40° 角向下扩展,而达到硬化带后改变成与表面平行的方向扩展。硬化带构成屏障,阻止裂纹穿过。

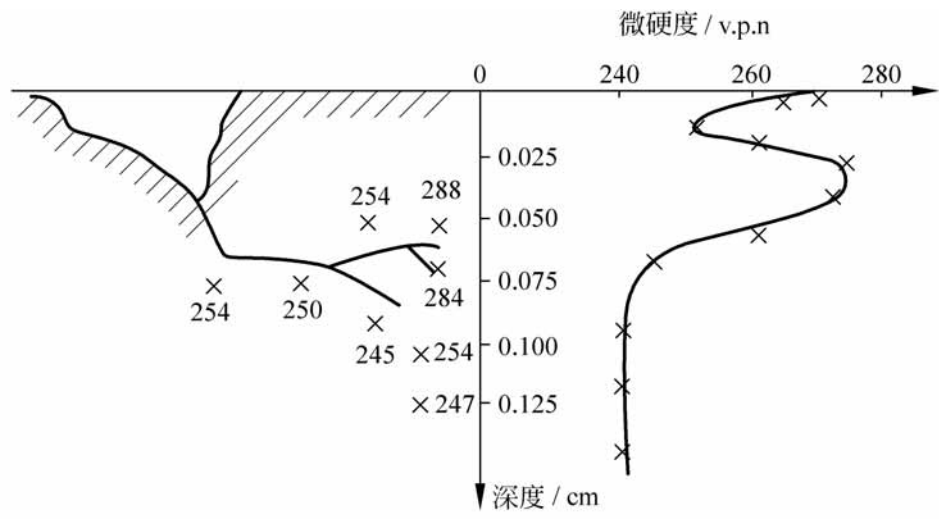


图 11-18 微硬度分布与裂纹扩展

应当指出,就目前的研究状况而论,还不能认为表面萌生或表层萌生与点蚀或鳞剥之间存在对应联系。在实际的表面疲劳磨损中,不同形式的磨屑同时发生。此外,各种疲劳磨损虽然在宏观上不同,但材料在疲劳过程中的微观结构变化却是相同的。

11.4.2 影响疲劳磨损的因素

接触疲劳磨损过程十分复杂,影响因素繁多,长期以来进行了大量的实验研究,但仍然存在不少争论的问题。

总的说来,影响表面疲劳的因素可以归纳为以下 4 个方面,即:

- (1) 在干摩擦或润滑条件下的宏观应力场;
- (2) 摩擦副材料的机械性质和强度;
- (3) 材料内部缺陷的几何形状和分布密度;
- (4) 润滑剂或介质与摩擦副材料的作用。

这里仅介绍几个主要因素的影响。

1. 载荷性质

首先载荷大小决定了摩擦副的宏观应力场,直接影响疲劳裂纹的萌生和扩展,通常认为是决定疲劳磨损寿命的基本因素。此外,载荷性质也有着巨大的影响。

在封闭式齿轮实验机上,就周期性高峰载荷对于接触疲劳的影响进行了系统的研究。他首先将未经淬火的齿轮在不变的接触应力 850MPa 作用下,一直工作到疲劳破坏。然后用同样的试件,以 850MPa 为基本载荷,每隔 10×10^4 转将载荷分别提高到 950MPa、1050MPa 或 1150MPa,持续工作 2×10^4 转,结果发现试件附加周期性高峰载荷以后破坏前的总工作转数都有所增加,如图 11-19 所示。

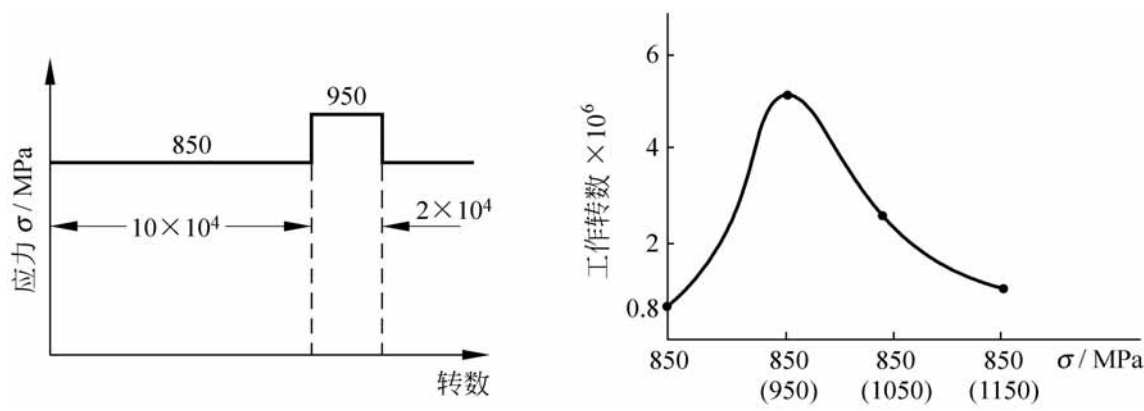


图 11-19 高峰载荷对接触疲劳的影响

实验 明:短期的高峰载荷周期性地附加在基本载荷上,不仅不降低反而提高了接触疲劳寿命。只有当高峰载荷作用时间接近于循环周期时间一半时,高峰载荷才开始降低接触疲劳寿命。

作者^[4]研究了复合应力对接触疲劳的影响。采用钢球与圆柱试件相挤压,产生最大接触应力 2954MPa。在此基础上,附加大小低于 6% 的轴向弯曲应力。实验结果表明:附加拉伸弯曲应力显著地缩短接触疲劳寿命,而压缩弯曲应力的影响取决于它的数值大小。较小的附加压缩应力能够增加疲劳寿命,而大的压缩应力将降低疲劳寿命存在一个临界压缩弯曲应力值,此时疲劳寿命最大,如图 11-20 所示。

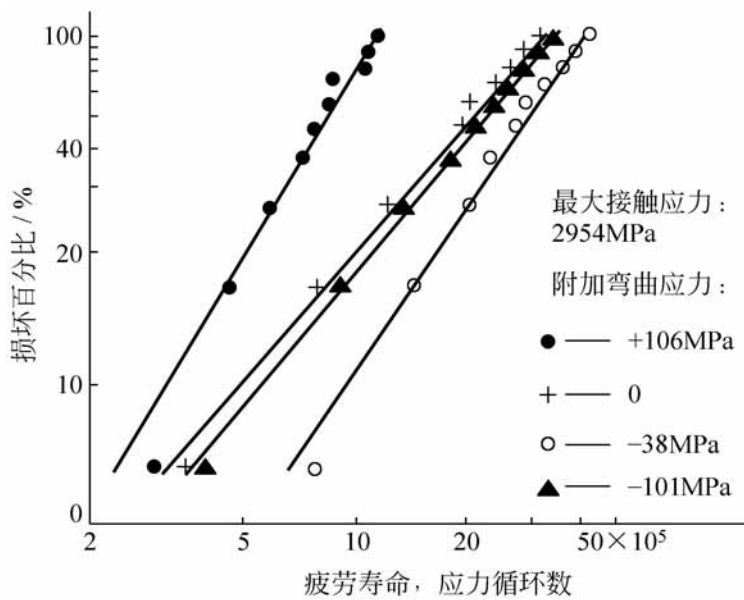


图 11-20 复合应力下的疲劳寿命

接触表面的摩擦力对于疲劳磨损有着重要影响。图 11-21 表明,少量的滑动将显著地降低接触疲劳磨损寿命。通常纯滚动的切向摩擦力只有法向载荷的 1% ~ 2%,而存在滑动时,切向摩擦力可增加到法向载荷的 10%。摩擦力促进接触疲劳过程的原因是:摩擦力作用使最大切应力位置趋于表面,增加了裂纹萌生的可能性。此外,摩擦力所引起的拉应力促使裂纹扩展加速。

应力循环速度也影响接触疲劳。由于摩擦表面在每次接触中都要产生热量,应力循环速度越大,表面积聚热量和温度就越高,使金属软化而降低机械性能,因此加速表面疲劳磨损。

应当指出:在全膜弹流润滑下,油膜压力分布与 Hertz 应力不同,改变了表层内部应力场。尤其是二次压力 的大小和位置,以及颈缩造成的应

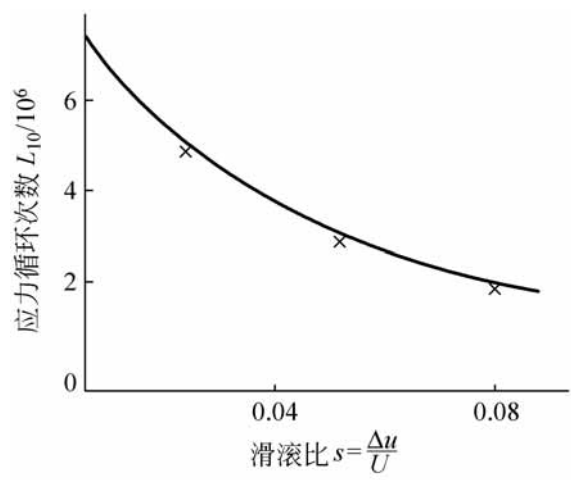


图 11-21 滑滚比对疲劳寿命的影响

力集中都影响疲劳磨损。有关弹流润滑条件下的接触疲劳问题至今尚研究不够。

2 . 材料性能

钢材中的非金属夹杂物破坏了基体的连续性,严重降低了接触疲劳寿命。特别是脆性夹杂物,在循环应力作用下与基体材料脱离形成空穴,构成应力集中源,从而导致疲劳裂纹的早期出现。

渗碳钢或其他表面硬化钢的硬化层厚度影响抗疲劳磨损能力。硬化层太薄时,疲劳裂纹将出现在硬化层与基体的连接处,容易形成表层剥落。选择硬化层厚度应使疲劳裂纹产生在硬化层内。此外,合理地提高硬化钢基体的硬度可以改善表面抗疲劳磨损性能。

通常增加材料硬度可以提高抗疲劳磨损能力,但硬度过高,材料脆性增加,反而会降低接触疲劳寿命。

摩擦表面的粗糙度与疲劳寿命密切相关。资料表明,滚动轴承的粗糙度为 $R_a 0.2$ 的接触疲劳寿命比 $R_a 0.4$ 的高 2~3 倍; $R_a 0.1$ 的比 $R_a 0.2$ 的高 1 倍; $R_a 0.05$ 比 $R_a 0.1$ 高 0.4 倍;粗糙度低于 $R_a 0.05$ 对寿命影响甚微。此外,在部分膜弹流润滑状态下,由油膜厚度和表面粗糙度所确定的膜厚比是影响表面疲劳的重要参数。

3 . 润滑剂的物理与化学作用

实验表明,增加润滑油的粘度将提高抗接触疲劳能力。表 11-5 列出在相同的疲劳寿命下的实验数据。

表 11-5 粘度对齿轮接触疲劳磨损的影响

油 品	供油温度/	粘度/ m^2/s	接触疲劳应力/ MPa	传递功率/ kW
3 号锭子油	20	116×10^{-6}	450	4.9
机械油	20	757×10^{-6}	600	8.8
6 号汽缸油	82	84×10^{-6}	430	4.5
	57	303×10^{-6}	490	5.0
	45	757×10^{-6}	550	7.4

然而,关于粘度影响疲劳磨损的机理人们提出了不同的观点。通常认为:增加润滑剂粘度可以提高疲劳寿命是由于弹流油膜增厚,从而减轻粗糙峰互相作用的结果。但这种观点不能解释某些无油滚动时不出现接触疲劳,而加入润滑油后迅速发生接触疲劳磨损的现象。

Way(1935 年)提出疲劳裂纹油压机理。如图 11-22 所示,在摩擦过程中,摩擦力促使表面金属流动,因而疲劳裂纹往往有方向性,即与摩擦力方向一致。如图 11-22 所示,主动轮裂纹中的润滑油在对滚中被挤出,而从动轮上的裂纹口在通过接触区时受到油膜压力作用促

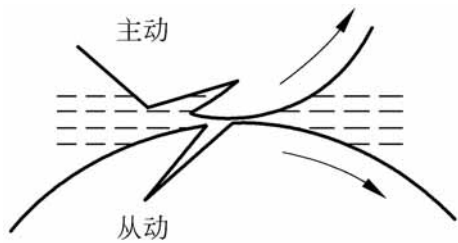


图 11-22 疲劳裂纹的油压机理

使裂纹扩展。由于油的压缩性和金属的弹性,油压传递到裂纹尖端将产生压力降。而粘度越大的润滑油所产生的压力降越大,即裂纹尖端的油压越低,故裂纹扩展缓慢。

随后 Culp 和 Stover(1976 年)的实验报告指出:采用在相同温度下具有相等粘度的合成油和天然油分别进行接触疲劳实验,得出合成油的接触疲劳寿命较高。原因是合成油的粘压系数值较大,因而油膜厚度较大。这说明油膜厚度对阻止裂纹形成具有一定的影响。

综上所述,接触疲劳磨损机理可以归纳如下:在疲劳磨损的初期阶段是形成微裂纹,无论有无润滑油存在,循环应力起着主要作用。裂纹萌生在表面或表层,但很快扩展到表面,此后,润滑油的粘度对于裂纹扩展起重要影响。

润滑剂的化学作用是近年来研究接触疲劳磨损所关注的问题。研究表明,改变润滑剂的粘度数值可使接触疲劳寿命相差 2 倍,而润滑剂的化学成分不同可以影响接触疲劳寿命变化 10 倍。一般说来,润滑剂中含氧和水分

将剧烈地降低接触疲劳寿命。当含有对裂纹尖端有腐蚀作用的化学成分时,也显著降低接触疲劳寿命。如果添加剂能够生成较强的表面膜并减少摩擦时,对提高抗疲劳磨损能力有利。

11 4 3 接触疲劳强度准则与疲劳寿命

1 . 接触应力状态

严格地说, Hertz 接触理论的应用条件应是无润滑条件下完全弹性体的静态接触。而实际的接触摩擦副都是相互运动的,往往还施加有润滑剂。因此,应用 Hertz 接触理论来分析接触疲劳磨损问题是近似的。

弹性体接触的一般情况是椭圆接触问题,它的应力状态如图 11-23 所示,接触区形状为椭圆,其长短轴之半分别为 a 和 b 。接触区上的压力按椭圆体分布,最大接触应力为 p_0 。

根据接触力学的分析,接触体的应力状态可归纳如下:

(1) 正应力 σ_x, σ_y 和 σ_z 为负值即压应力。在 Z 轴上各点没有切应力作用,因而 Z 轴上的正应力为主应力。在离接触中心较远处(理论上是无穷远处) σ_x, σ_y 和 σ_z 的数值为零,在 Z 轴上它们的数值为最大值。由此可知:在滚动过程中材料受到的正应力是脉动变化应力。

(2) 正交切应力 τ_{xy} 的正负符号取决于各点位置坐标 x 和 y 乘积的符号。在远离接触中心以及 $x = 0$ 或者 $y = 0$ 处,它的数值为零,因此在滚动过程中,这两个应力为交变应力。

(3) 正交切应力 τ_{zx} 的正负符号取决于位置坐标 x 的符号,在远离接触中心和 $x = 0$ 处,其数值为零。而 τ_{yz} 的符号取决于位置坐标 y 的符号,在远离接触中心和 $y = 0$ 处数值为零。这样,在滚动过程中,这两个切应力分量也是交变应力。

接触表面上的应力状态比较复杂。由于接触疲劳裂纹萌生于表面的可能性增加,近年来接触表面的应力状态的分析受到重视。这里仅介绍接触椭圆对称轴端点的应力状态。如图 11-23,在端点 N 和 M 处所受的径向应力和切向应力数值相等而符号相反,即

$$\begin{aligned} \sigma_x^N &= - \sigma_y^N \\ \sigma_x^M &= - \sigma_y^M \end{aligned}$$

(11-13)

所以椭圆端点处于纯剪切状态。计算得出,在椭圆接触中,当 $1 - b^2/a^2 < 0.89$ 时,最大的表面切应力作用在椭圆对称轴的端点 N 或者 M 点。

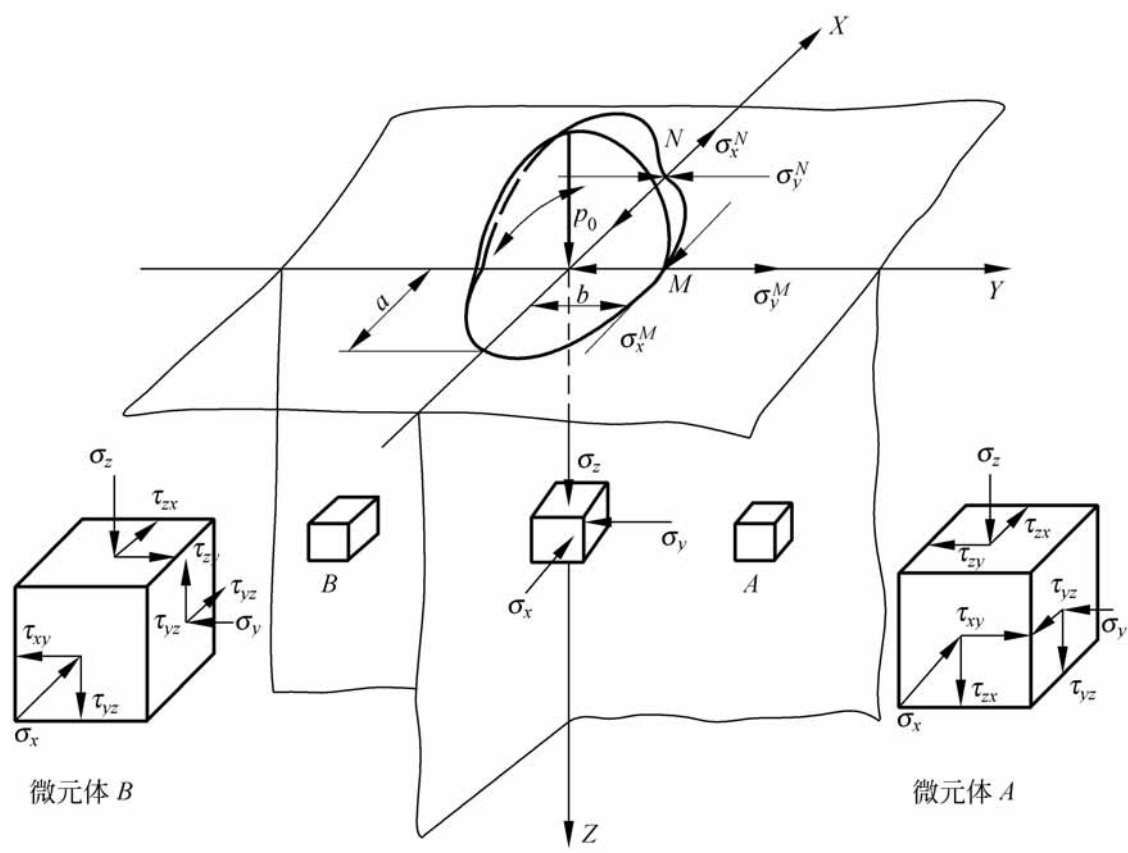


图 11-23 接触应力状态

以上表明:在滚动过程中,接触体各应力分量的变化性质不同,有的是交变应力,有的是脉动应力。同时,正应力和切应力的变化不同相位。所以,要建立接触疲劳强度准则与所有应力分量的关系十分困难,因而提出了各种强度假设,以个别的应力分量作为判断接触疲劳发生的准则。

2. 接触疲劳强度准则

通常采用的接触疲劳强度准则有以下几种:

1) 最大切应力准则

根据 Z 轴上的主应力可以计算出 45° 方向切应力。分析证明:在这些 45° 切应力中的最大值作用在 Z 轴上一定的深度。它是接触体受到的最大切应力 τ_{\max} ,所以最先被用作接触疲劳准则,即认为当最大切应力达到一定值时将产生接触疲劳磨损。在滚动过程中,最大切应力是脉动应力,应力变化量为 τ_{\max} 。

2) 最大正交切应力准则

分析表明:正交切应力 τ_{yz} 的最大值作用在 $x = 0$ 而 y 和 z 为一定数值的点;同样, τ_{zx} 最大值的位置坐标为 $y = 0$ 而 x 和 z 等于一定值。这样,当

滚动平面与坐标轴之一重合时,正交切应力将是交变应力。例如,当滚动平面包含椭圆短轴时,在滚动过程中正交切应力 τ_{yz} 的变化是:从远离接触中心处的零值增加到接近 Z 轴处的最大值 $+\tau_{yz\max}$,再降低到 Z 轴上的零值。随后应力反向,再逐步达到负的最大值 $-\tau_{yz\max}$,而后又变化到零。所以每滚过一次,正交切应力 τ_{yz} 的最大变化量为 $2\tau_{yz\max}$ 。

应当指出,虽然正交切应力的数值通常小于最大切应力,然而滚动过程中正交切应力的变化量却大于最大切应力的变化量,即 $2\tau_{yz\max} > \tau_{\max}$ 。由于材料疲劳现象直接与应力变化量有关,所以 ISO (国际标准化组织) 和 AFBMA (美国减摩轴承制造商协会) 提出的滚动轴承接触疲劳计算都采用最大正交切应力准则。

3) 最大表面切应力准则

通常接触表面上最大切应力作用在椭圆对称轴的端点。例如,当滚动方向与椭圆短轴一致时,最大表面切应力作用在长轴的端点,在滚动过程中它按脉动应力变化。

虽然表面切应力的数值小于最大切应力和正交切应力,但由于表面缺陷和滚动中的表面相互作用,使疲劳裂纹出现于表面和表面切应力的影响大大加强。

4) 等效应力准则

滚动过程中材料储存的能量有两种作用,即改变体积和改变形状。后者是决定疲劳破坏的因素,按照产生相同的形状变化的原则,将复杂的应力状态用一个等效的脉动拉伸应力来代替。等效应力 σ_e 的表达式为

$$\sigma_e = \frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)] \tag{11-14}$$

等效应力准则考虑了全部应力分量的影响,但由于计算复杂和缺乏数据,目前还难以普遍应用。值得注意的是近年来弹塑性接触理论有了很大的发展,在此基础上 Johnson(1963 年)提出了如下的塑性剪切准则。

Crook(1957 年)发现:圆盘在滚动过程中,表层内存在塑性剪切层。由于塑性流动局限在很薄的一层金属,所以形成弹性的表面层相对于弹性的内核沿滚动方向转动。Hamilton(1963 年)进一步实验证明:塑性剪切随着应力循环不断积累,直至出现疲劳裂纹。Johnson 从弹塑性理论出发分析了上述现象,并根据不产生连续塑性剪切的条件提出接触疲劳的塑性剪切准则:

$$p_0 = 4k \quad (11-15)$$

式中, p_0 为大 Hertz 应力; k 为剪切屈服极限。根据 Tabor 的经验公式: $k = 6HV$, HV 为维氏硬度值。

当接触表面 Hertz 最大应力超过式(11-15)以后, 表层内的正交切应力引起与表面平行方向的塑性剪切变形。当滚动中伴随滑动时, 如果摩擦力为法向载荷的 10%, 则式(11-15)中 $4k$ 应降低为 $3.6k$ 。

多年来对于各种接触疲劳强度准则的适用性进行了大量的实验研究。例如, 观察疲劳裂纹萌生位置和微观组织结构变化; 研究表面层初应力状态、接触椭圆形状和滚动方向等因素对疲劳寿命的影响等等。这些实验研究表明, 任何一个准则都不能完全符合实验结果。各种准则都只能部分地解释疲劳磨损现象, 而对另一些现象却不能解释, 甚至相互抵触。例如, 正交切应力准则完全符合增加椭圆率 b/a 可使疲劳寿命提高, 以及沿椭圆长轴滚动的寿命比沿短轴滚动的寿命长等现象。但它却不能解释表层压缩初应力能成倍地提高接触疲劳寿命, 而拉伸初应力降低疲劳寿命的现象, 因为初应力存在不改变正交切应力的数值。

作者^[5]对于各种接触疲劳准则进行了研究。其方法是: 在接触应力之上附加一个数量很小的轴向弯曲应力以改变应力场, 并对这种复合应力作用下的接触疲劳进行实验, 结果如图 11-20 所示^[4]。在这些实验中, 疲劳寿命的变化仅仅由于不同轴向应力作用的结果, 因而提供了评价接触疲劳准则的依据。计算分析表明: 最大切应力准则和正交切应力准则都不能解释实验结果, 等效应力准则只能部分地说明附加弯曲应力的影响。而最大表面切应力的位置和大小随附加弯曲应力而改变。同时, 接触疲劳寿命随最大表面切应力的增加而降低, 即弯曲应力是通过改变最大表面切应力来影响疲劳寿命。所以, 在该实验条件下, 最大表面切应力准则与实验结果相吻合, 而疲劳裂纹萌生于金属表面。

此外, 工程实际中广泛存在的变载荷作用下的接触疲劳磨损, 情况更加复杂。刘健海等人^[6]对变载荷接触疲劳的设计准则进行了实验研究。

3. 接触疲劳寿命

接触疲劳现象具有很强的随机性质, 在相同条件下同一批试件的疲劳

寿命之间相差很大。为了保证数据的可靠性, 相同条件下的实验批量通常应大于 10, 并须按照统计学方法处理数据。

接触疲劳寿命符合 Weibull 分布规律, 即

$$\lg \lg \frac{1}{S} = \lg L + \lg A \tag{11-16}$$

式中, S 为不损坏概率; L 为实际寿命, 通常以应力循环次数 N 表示; A 为常数; 称为 Weibull 斜率, 对于钢材, $= 1.1 \sim 1.5$, 纯净钢取高值。对于滚动轴承: 球轴承 $= 10/9$, 滚子轴承 $= 9/8$ 。

采用专用的 Weibull 坐标纸, 即纵坐标为双对数和横坐标为单对数, 式(11-16)应是一条斜直线, 如图 11-24 所示。

当取得一批实验数据以后, 通过统计学计算可以绘制 Weibull 分布图, 从而求得接触疲劳寿命分布斜率、特征寿命 L_{10} 和 L_{50} 的数值。 L_{10} 和 L_{50} 分别是损坏百分比为 10% 和 50% 的寿命值。严格地说, 只有在 L_7 到 L_{60} 之间的接触疲劳寿命才符合 Weibull 分布直线。

斜率 表示同一批实验数据的分散程度。如图 11-25 所示, 当载荷增加时, 分布斜率 增大, 因而寿命的变化范围缩小, 即分散程度减小。

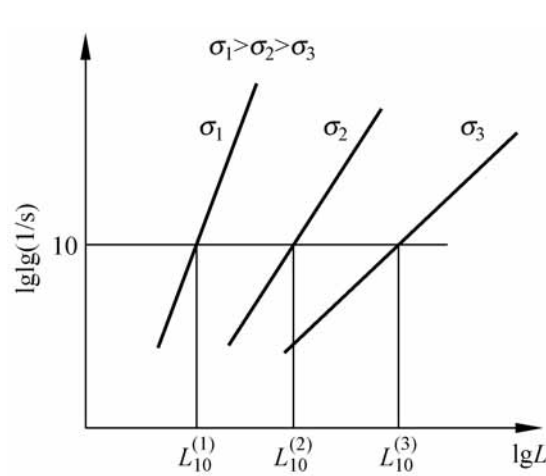


图 11-24 Weibull 分布图

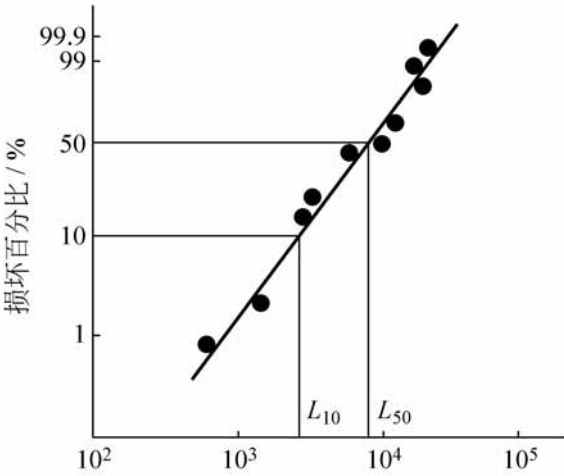


图 11-25 不同载荷下的分布

如果接触疲劳寿命 L_{10} 或 L_{50} 用应力循环次数 N 表示, 通常认为应力循环次数与载荷的三次方成反比。根据这一近似关系可以求得 $\sigma - N$ 曲线, 如图 11-26 所示, 这里, σ 为接触应力。这样, 从 $\sigma - N$ 曲线就能够推算出任何应力条件下的寿命值。

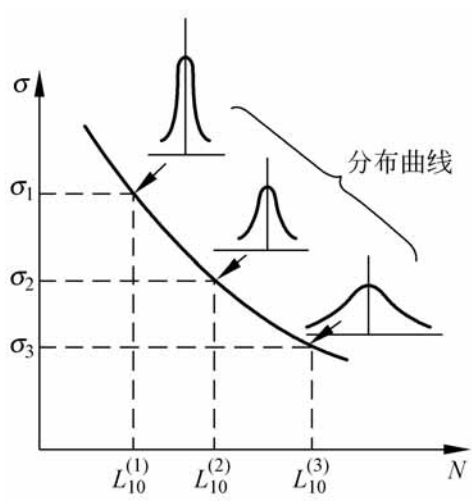


图 11-26 σ - N 曲线

11 5 腐蚀磨损

摩擦过程中,金属与周围介质发生化学或电化学反应而产生的表面损伤称为腐蚀磨损。常见的有氧化磨损和特殊介质腐蚀磨损。

11 5 .1 氧化磨损

当金属摩擦副在氧化性介质中工作时,表面所生成的氧化膜被磨掉以后,又很快地形成新的氧化膜,所以氧化磨损是化学氧化和机械磨损两种作用相继进行的过程。

氧化磨损的大小取决于氧化膜连结强度和氧化速度。脆性氧化膜与基体连结的抗剪切强度较差,或者氧化膜的生成速度低于磨损率时,它们的磨损量较大。而当氧化膜韧性高,与基体连结处的抗剪切强度较高,或者氧化速度高于磨损率时,氧化膜能起减摩耐磨作用,所以氧化磨损量较小。

对于钢材摩擦副而言,氧化反应与表面接触变形状态有关。表面塑性变形促使空气中的氧扩散到变形层,而氧化扩散又增进塑性变形。首先,氧在表面达到饱和,再逐次向表层内扩散,因而由外向内氧的含量逐渐降低。根据载荷、速度和温度的不同,可以形成氧和铁的固溶体、粒状氧化物和固溶体的共晶或者不同形式的氧化物,如 FeO , Fe_2O_3 , Fe_3O_4 等。这些氧化物硬而脆。

氧化磨损的磨屑是暗色的片状或丝状。片状磨屑是红褐色的 Fe_2O_3 。而丝状磨屑是灰黑色的 Fe_3O_4 。有时用磨屑的这些特征来判断氧化

磨损的过程。

载荷对氧化磨损的影响表现为:轻载荷下氧化磨损磨屑的主要成分是 Fe 和 FeO,而重载荷条件下,磨屑主要是 Fe_2O_3 和 Fe_3O_4 。

滑动速度对氧化磨损影响的研究指出:低速摩擦时,钢表面主要成分是氧铁固溶体以及粒状氧化物和固溶体的共晶,其磨损量随滑动速度升高而增加。当滑动速度较高时,表面主要成分是各种氧化物,磨损量略有降低。而当滑动速度更高时,由于摩擦热的影响,将由氧化磨损转变为粘着磨损,磨损量剧增。

干摩擦状态下容易产生氧化磨损。加入润滑油可以减小表面氧化作用,使氧化层变薄,因而提高抗氧化磨损能力。但有些润滑油能促使氧化膜从表面脱落。

11 5 2 特殊介质腐蚀磨损

对于在化工设备中工作的摩擦副,由于金属表面与酸、碱、盐等介质作用而形成腐蚀磨损。腐蚀磨损的机理与氧化磨损相类似,但磨损痕迹较深,磨损量也较大。磨屑呈颗粒状和丝状,它们是表面金属与周围介质的化合物。

由于润滑油中含有腐蚀性化学成分,滑动轴承材料也会发生腐蚀磨损,它包括酸蚀和硫蚀两种。除了合理选择润滑油和限制油中含酸和含硫量外,轴承材料是影响腐蚀磨损的重要因素。表 11-6 给出常用轴承材料的抗腐蚀能力。

表 11-6 轴承材料的腐蚀量 g/ h

轴承材料	锡基巴氏合金	铅锑合金	铅基巴氏合金	铜铅合金	锡铝合金
腐蚀量	0 .001	0 .002	0 .004	0 .453	1 .724

11 5 3 微动磨损

早在 1937 年前后,美国 Crysler 汽车厂的产品在运输过程中发现一些相互配合的光洁表面出现严重的损伤。这种两个表面间由于振幅很小的相对运动而产生的磨损称为微动磨损或微动腐蚀磨损。

在载荷作用下,相互配合表面的接触峰点形成粘着结点。当接触表面受到外界微小振动,虽然相对滑移量很小,通常为 0 .05mm,不超过

0.25 mm, 粘着结点将被剪切, 随后剪切面逐渐被氧化并发生氧化磨损, 产生红褐色 Fe_2O_3 的磨屑堆积在表面之间。此后, 氧化磨屑起着磨料作用, 使接触表面产生磨粒磨损。

由此可见, 微小振动和氧化作用是促进微动磨损的主要因素。而微动磨损是粘着磨损、氧化磨损和磨粒磨损等多种磨损形式的组合。

摩擦副材料配对是影响微动磨损的重要因素。一般来说, 抗粘着磨损性能好的材料也具有有良好的抗微动磨损性能。提高硬度可以降低微动磨损, 而表面粗糙度与微动磨损性能无关。

适当的润滑可以有效地改善抗微动磨损能力, 因为润滑膜保护表面防止氧化。采用极压添加剂或涂抹二硫化钼都可以减少微动磨损。郭强等人^[7]针对桥梁用钢索中钢丝表面的微动损伤问题, 研究了高分子材料表面膜的抗微动磨损的机理。

微动磨损量随载荷增加而加剧, 但当超过一定载荷以后, 磨损量将随着载荷的增加而减少。通常微小振幅的振动频率对于钢的微动磨损没有影响, 而在大振幅振动条件下, 微动磨损量随振动频率的增加而降低。

11.5.4 气蚀

气蚀是固体表面与液体相对运动所产生的表面损伤, 通常发生在水泵零件、水轮机叶片和船舶螺旋桨等表面。

当液体在与固体表面接触处的压力低于它的蒸发压力时, 将在固体表面附近形成气泡。另外, 溶解在液体中的气体也可能析出而形成气泡。随后, 当气泡流动到液体压力超过气泡压力的地方时, 气泡便溃灭, 在溃灭瞬间产生极大的冲击力和高温。固体表面经受这种冲击力的多次反复作用, 材料发生疲劳脱落, 使表面出现小凹坑, 进而发展成海绵状。严重的气蚀可在表面形成大片的凹坑, 深度可达 20 mm。

气蚀的机理是由于冲击应力造成的表面疲劳破坏, 但液体的化学和电化学反应加速了气蚀的破坏过程。

减少气蚀的有效措施是防止气泡的产生。首先应使在液体中运动的表面具有流线形, 避免在局部地方出现涡流, 因为涡流区压力低, 容易产生气泡。此外, 应当减少液体中的含气量和液体流动中的扰动, 也将限制气泡的形成。

选择适当的材料能够提高抗气蚀能力。通常强度和韧性高的金属材料具有较好的抗气蚀性能, 提高材料的抗腐蚀性也将减少气蚀破坏。

应当指出,上述 氧化磨损、特殊介质腐蚀磨损、微动磨损和气蚀等的共同特点是表面与周围介质的化学反应起着重要作用。所以可将这几种磨损统称为腐蚀性磨损。

在多数情况下,腐蚀性磨损首先产生化学反应,然后由于摩擦中的机械作用使化学生成物从表面脱落。由此可见,腐蚀性磨损过程与润滑油添加剂在表面生成化学反应膜的润滑过程基本相同,其差别在于化学生成物是起保护表面防止磨损的作用,还是促进表面脱落。

表面化学生成物的形成速度与被磨掉速度之间存在相对平衡关系,两者相对大小不同产生不同的效果。这里以防止胶合磨损的极压添加剂为例来说明它的不同效果。

通常化学反应膜的生成速度遵循 Arrhenius 定律,即

$$V = KCe^{E/RT} \tag{11-17}$$

式中, V 为化学反应速度即膜的生成速度; C 为润滑油中极压添加剂的浓度; E 为表征极压添加剂活性的常数; T 为热力学温度; R 为气体常数; K 为比例常数。

显然,在稳定工况条件下,腐蚀性磨损的磨损率取决于表面化学生成物的生成速度。由式(11-17)可知:磨损率与腐蚀介质的浓度成正比,而与温度按指数关系变化。

在前面曾经指出:采用极压添加剂降低粘着磨损时,应选择合适的化学活性,即添加剂成分和浓度。图 11-27 给出了粘着磨损和由极压添加剂引起的腐蚀磨损与添加剂化学活性的关系。粘着磨损的磨损率随化学活性的增加而降低。而腐蚀磨损的磨损率随化学活性按线性增加。因而图中 A 点是最佳活性,此处磨损率最低。

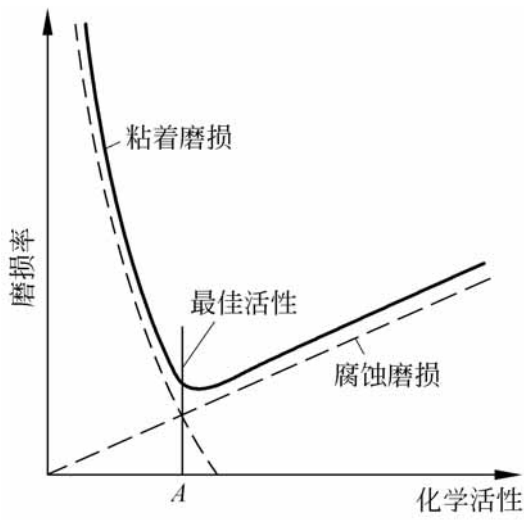


图 11-27 最佳活性位置

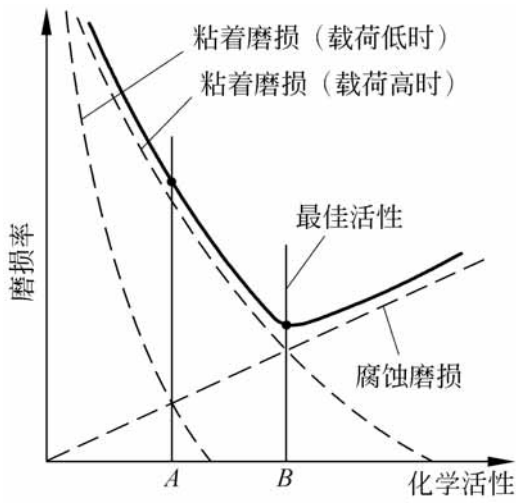


图 11-28 最佳活性选择

如图 11 -28,当 擦副的载荷较大或者油膜厚度较薄时,粘着磨损曲线的位置改变。此时应选择较高的化学活性,最佳活性为 B 点。增加添加剂的化学活性可以是提高润滑油中添加剂的浓度,或者选用活性更强的添加剂组成。

由此可见,极压添加剂的效果和腐蚀作用是同一现象的两个方面。图 11 -29 是两种磨损实验机对极压添加剂的实验曲线。结果表明,极压添加剂的抗胶合能力随其浓度而增加,同时添加剂引起的腐蚀磨损也相应增加。

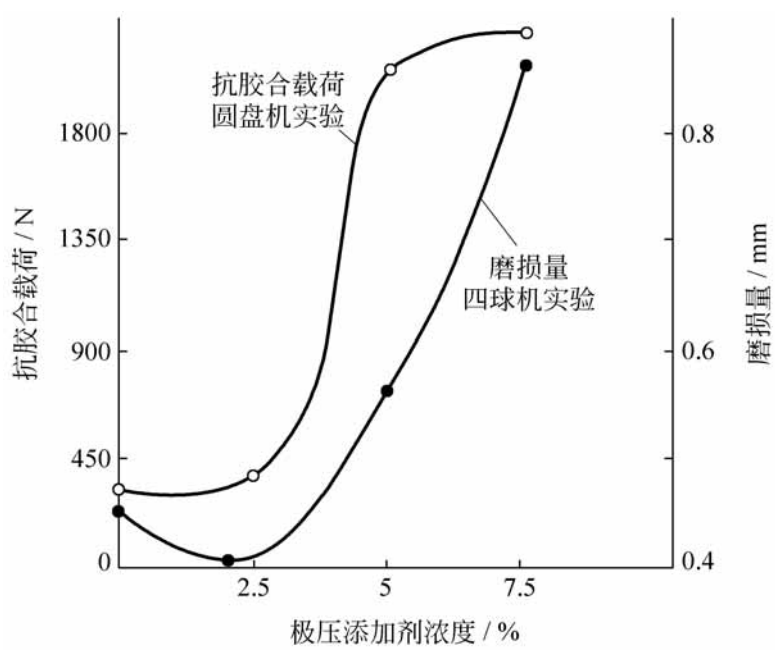


图 11 -29 极压添加剂浓度的影响

参 考 文 献

- [1] 温诗铸 .摩擦学原理 北京:清华大学出版社,1990
- [2] M .M .赫鲁晓夫等著 胡绍农等译 .金属的磨损 北京:机械工业出版社,1966
- [3] 樊瑜瑾, 苏振武, 温诗铸 .滑动速度对油润滑表面胶合的影响 .机械工程学报, 1988, 24(1): 78 ~ 87
- [4] 温诗铸 .复合应力对接触疲劳的影响 .机械工程学报, 1982, 18(4): 1 ~ 7
- [5] 温诗铸 .对于接触疲劳各种强度准则的评价 .清华大学学报, 1982, 22(4): 9 ~ 18
- [6] 刘健海, 王慧, 温诗铸 .变载荷条件下接触疲劳设计准则的实验研究 .全国第一次摩擦学设计学术会议论文集, 沈阳, 1991, 406 ~ 414
- [7] Guo Qiang, Wen Shizhu, Luo Weili . Fretting wear resistance mechanism of transferred film from organic high molecular materials . Progress in Natural Science . 1996, 6(5): 593 ~ 601
- [8] 周仲荣 .微动磨损 北京:科学出版社, 2001

第 12 章

宏观磨损规律与磨损理论

对于摩擦学中的磨损问题通常从微观和宏观两个角度进行研究。微观研究是从物理、化学、材料科学等方面研究各种磨损的形成、变化和破坏机理,建立物理模型,探索各种磨损的本质和基本规律。而宏观研究则是把各种磨损形式作为一种共同的表面损伤现象,研究它的形态变化、影响因素和提高耐磨性的措施,为工程应用提供依据。这两方面的研究工作都是重要的,将机理研究和应用研究结合起来将能有效地分析和处理实际磨损问题。

第 11 章讨论的各种磨损形式有着不同的作用机理:磨粒磨损主要是犁沟和微观切削作用;粘着磨损过程与表面间分子作用力和摩擦热密切相关;接触疲劳磨损是在循环应力作用下表面疲劳裂纹萌生和扩展的结果;而氧化和腐蚀磨损则由环境介质的化学作用产生。

实际的磨损现象通常不是以单一形式出现,而是以一两种为主,几种不同机理磨损形式的综合表现。例如,犁耙的磨损主要是磨粒磨损,但由于水和泥土中某些物质的化学作用,也会产生氧化磨损和腐蚀磨损。

随着工况条件的变化,实际机械零件的主要磨损形式也会相应改变。图 12-1 给出了齿轮失效方式随着载荷和速度的变化情况。在这一章中,磨损被视作综合的表面损伤现象,讨论磨损宏观变化规律、影响因素和抗磨措施。

为了设计具有足够抗磨能力的机械零件和估算其磨损寿命,必须建立适合于工程应用的磨损计算方法。近年来通过对磨损状态和磨屑分析以及对磨损过程的深入研究,提出了一些磨损理论,它们是磨损计算的基础。

磨损计算方法的建立必须考虑磨损现象的特征。而这些特征与通常的强度破坏很不相同。例如摩擦副的实际接触点是离散的和变化的,因而摩擦副承载材料的体积很小并在磨损过程中不断变化。又如摩擦表面的材料

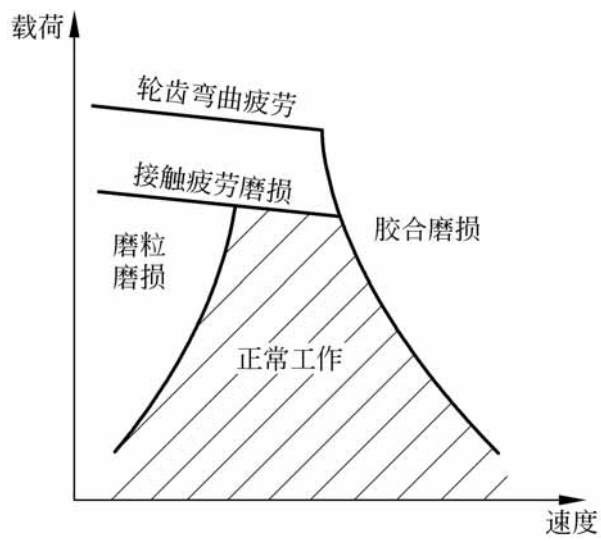


图 12-1 齿轮失效方式

性能在磨损过程中不断改变,因而材料的破坏形式也将不断改变。此外,在磨损过程中的热效应和物理化学作用使磨损理论的建立造成困难。

由此可知,考虑表层材料在磨损过程中的动态特性和破坏特点,以及材料与周围介质的作用等,对于建立磨损理论及其计算方法具有十分重要的意义,而这一任务的复杂性使得磨损计算至今还不能满足应用的要求。

12 1 摩擦副材料

根据使用要求不同,摩擦学中的材料可分为:摩阻材料和摩擦副材料两类。摩阻材料用于各种机器设备的制动器、离合器和摩擦传动装置中。对材料主要要求具有较高和热稳定的摩擦系数。而摩擦副材料又分为减摩材料和耐磨材料。一般情况下,材料的减摩性与耐磨性是统一的,即摩擦系数低的材料通常也具有耐磨损性能。然而,并非所有的摩擦副材料都兼有这两种性能。有些减摩材料并不耐磨,而某些耐磨材料可能摩擦系数很高。

摩擦副材料的选择依据主要是摩擦表面的压力、滑动速度和工作温度。例如对于以面接触的滑动轴承,由于其表面压力较低,粘着磨损为主要失效形式,通常采用软硬配合的材料配对。而对于以点线接触如齿轮或滚动轴承等摩擦副,由于是载荷集中作用,主要发生接触疲劳磨损,则应使用硬材料配对。

12 .1 .1 摩擦副材料性能

通常对于摩擦副材料的主要技术要求有:

1 . 机械性能

由于摩擦表面的载荷作用和运动中的冲击,材料应具有足够的强度和韧性,特别是抗压能力。此外,疲劳强度也很重要,例如滑动轴承的轴瓦约有 60% 是由于表面疲劳剥落而失效。

金属材料硬度越高,其耐磨性越好。而良好的塑性使摩擦表面能迅速地磨合,塑性低的耐磨材料在受到冲击载荷时容易脆裂。

2 . 减摩耐磨性能

良好的耐磨材料应具有较低的摩擦系数,它不但本身耐磨,同时也不应使配对表面的磨损过大。所以减摩耐磨性能实质上是相互配对材料的组合性能。

磨合性能是评价材料的技术指标。良好的磨合性能表现为:在较短的时间内以较小的磨损量获得品质优良的磨合表面。

3 . 热学性能

为了保持稳定的润滑条件,特别是在边界润滑状态下摩擦副材料应具有良好的热传导性能,以降低摩擦表面的工作温度。同时,材料的热膨胀系数不宜过大,否则会使间隙变化而导致润滑性能改变。

4 . 润滑性能

摩擦副材料与所使用的润滑油应具有良好的油性,即能够形成连接牢固的吸附膜。此外,摩擦副材料与润滑油的润湿性能要好,从而润滑油容易覆盖摩擦表面。

12 .1 2 材料的减摩耐磨机理

应当指出:材料的摩擦学性能除与成分相关之外,还取决于材料的组织结构。为了开发优良的摩擦副材料,人们提出了各种材料减摩耐磨机理。主要的减摩耐磨机理有:

1 . 软基体中硬相承载机理

通常认为减摩耐磨材料的组织应当是在软的塑性基体上分布着许多硬颗粒的异质结构,例如,锡基巴氏合金的组织是以含锑与锡固溶体为塑性基

体,在该软基体上面分布着许多硬的 Sn-Sb 立方晶体和 Cu-Sn 针状晶体。在正常载荷作用下,主要由突出在摩擦表面的硬相直接承受载荷,而软相起着支持硬相的作用。由于是硬相发生接触和相对滑动,所以摩擦系数和磨损都很小。又由于硬相被支持在软基体之上,易于变形而不至于擦伤相互摩擦的表面。同时,软基体还可以使硬相上压力分布均匀。当载荷增加时,承受压力增大的硬相颗粒陷入软基体中,将使更多的硬颗粒承载而达到载荷均匀分布。

2. 软相承载机理

与上述观点相反,有人认为材料的减摩耐磨机理在于软相承受载荷。在这类材料中,各种组织的热膨胀系数不同,软相的膨胀系数大于硬相。在摩擦过程中,由于摩擦热引起的热膨胀使软相突起几个油分子的高度而承受载荷。由于软相的塑性高,因而减摩性能良好。

3. 多孔性存油机理

现代机械装备中广泛应用的粉末冶金材料是典型的多孔性组织。这种材料是将金属粉末与非金属粉末混合,并渗入各种固体润滑剂,如石墨、铅、硫及硫化物等,以改善材料的减摩性能,再经过成型烧结等工艺而制成。

粉末冶金材料的孔隙约占 10% ~ 35%。将它放在热油中浸渍数小时后,孔隙中即充满润滑油。当摩擦副相对滑动时,摩擦热使金属颗粒膨胀,孔隙容积减小。而润滑油也膨胀,其膨胀系数比金属大,因而润滑油被溢出表面起润滑作用。

在巴氏合金和铅青铜等轴承材料组织结构中,各相的热膨胀系数不同,经过工艺过程中的热胀冷缩而形成许多小孔隙。因此也具有与粉末冶金孔隙相同的润滑效果。

4. 塑性涂层机理

近年来,多层材料日益广泛地应用于轴瓦和其他摩擦副。在硬基体材料表面覆盖一层或多层软金属涂层。常用的涂层材料有铅、锡、铟和镉等。由于表面涂层很薄,并具有良好塑性,因而容易磨合和降低摩擦系数。

12 2 磨损过程曲线

12 2 .1 磨损过程曲线

图 12 -2 给出了典型的磨损曲线, 它表示磨损量 Q 随时间 T 的变化关系。各种磨损曲线通常由表示三种不同的磨损变化过程的阶段组成。

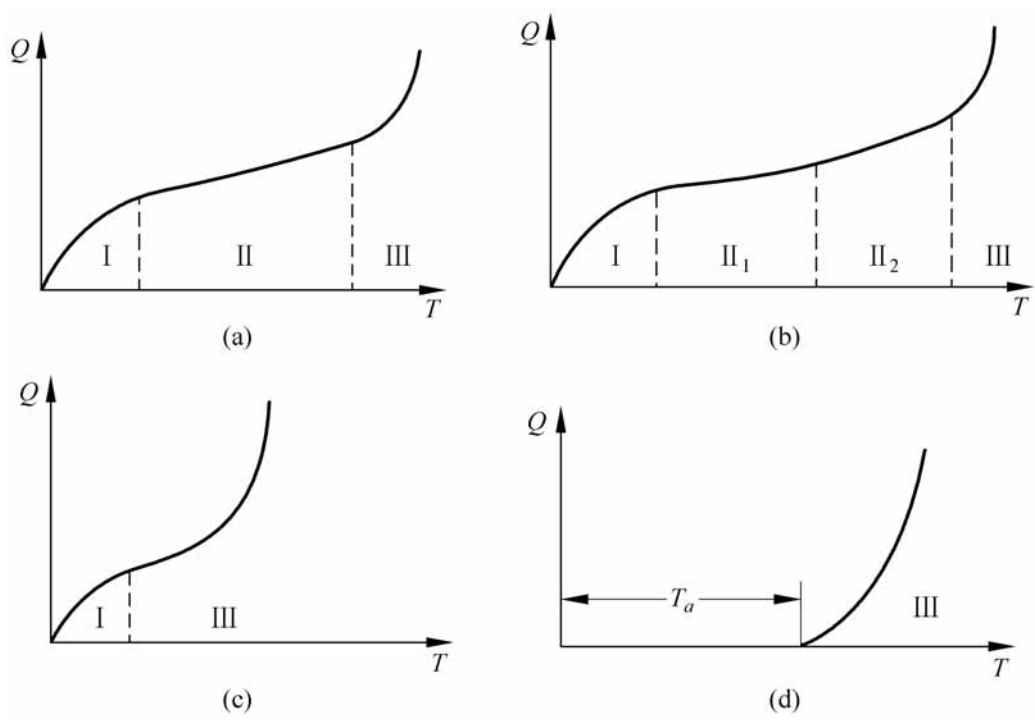


图 12-2 磨损过程曲线

组成磨损曲线的三种磨损阶段为：

- () 磨合磨损阶段：磨损率随时间增加而逐渐降低。它出现在摩擦副开始运行时期。
- () 稳定磨损阶段：摩擦表面经磨合以后达到稳定状态, 磨损率保持不变。这是摩擦副正常工作时期。
- () 剧烈磨损阶段：磨损率随时间而迅速增加, 使工作条件急剧恶化, 而导致零件完全失效。

图 12 -2(a)是典型的磨损过程曲线。在工况条件不变的情况下, 整个磨损过程由三个阶段组成。

图 12 -2(b)的曲线表示磨合期以后, 摩擦副经历两个磨损工况条件, 因此有两个稳定磨损阶段。在这两个阶段中, 虽然磨损率不同, 但却属于正常工作状态。

图 12-2(c)是恶劣工况条件的磨损曲线。在磨合磨损之后直接发生剧烈磨损,不能建立正常工作阶段。

图 12-2(d)属于接触疲劳磨损的过程曲线。当零件正常工作到接触疲劳寿命时,随即开始出现疲劳磨损,并迅速发展导致失效。

12.2.2 磨合磨损

加工装配后的摩擦副表面具有微观和宏观几何缺陷,使配合面在开始摩擦时的实际接触峰点压力很高,因而磨损剧烈。为此,在新机器正常运行之前,通常要采用合适的规范进行磨合。在磨合过程中,通过接触峰点磨损和塑性变形,使摩擦副接触表面的形态逐渐改善,而表面压力、摩擦系数和磨损率也随之降低,从而达到稳定的磨损率进入正常磨损阶段。

由于磨合期表面形态发生急剧变化,通常的磨损率较正常工作时大 50 ~ 100 倍,磨去最大粗糙峰高度 h_{\max} 的 65 % ~ 75 %。

通过磨合磨损不仅使摩擦副在几何上相互贴服,同时还使表面层的组织结构发生变化,获得适应工况条件的稳定的表面品质。

图 12-3 表示磨合前后表面形貌变化。磨合使接触面积显著地增加和峰顶半径增大。图 12-4 是塑性指数曲线。随磨合时间的延续,经过磨合磨损表面由塑性接触过渡到弹塑性接触,甚至弹性接触状态。

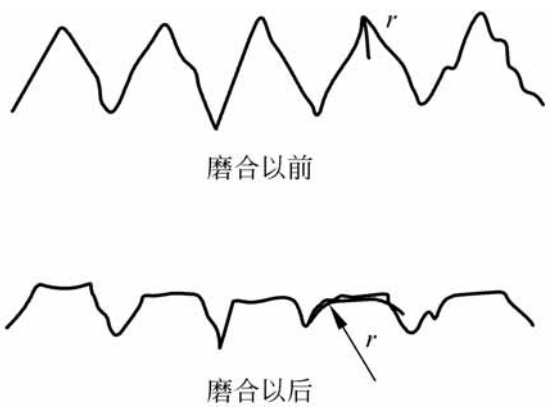


图 12-3 磨合前后的表面形貌变化

1. 磨合与磨损寿命

采用不同的磨合规范可以使磨合时间、磨合磨损量以及磨合后的磨损率有很大的不同。实践证明,良好的磨合能够使摩擦副的正常工作寿命提高 1 ~ 2 倍。

在图 12-5 中,以下标 0 表示的是磨合磨损的物理量;而以下标 a 表示

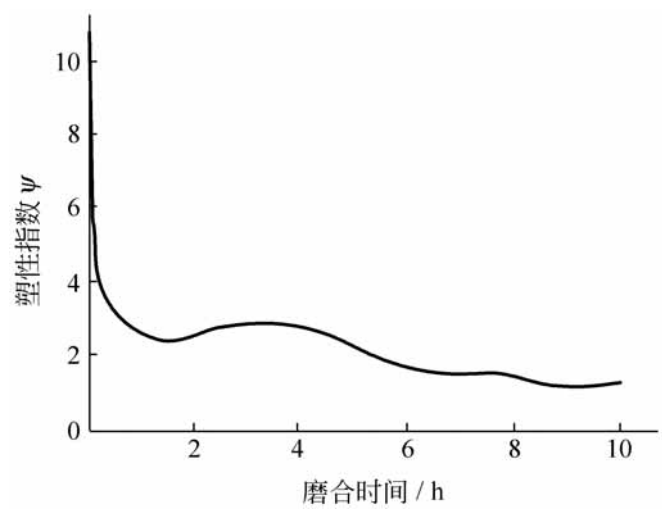


图 12-4 塑性指数随磨合时间的变化

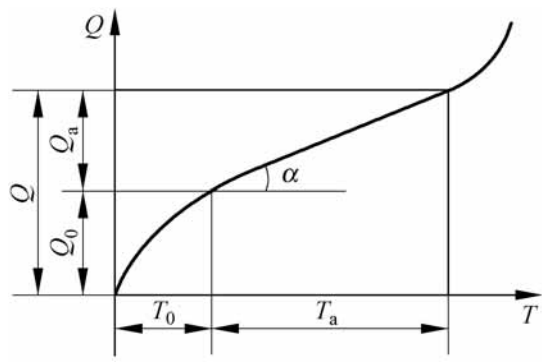


图 12-5 磨合磨损

的为稳定磨损的物理量。令磨损率 为单位时间的磨损量,则有:

$$= \frac{dQ}{dT} \quad a = \tan \quad (12-1)$$

总磨损量 $Q = Q_0 + Q_a$, 而稳定磨损量 $Q_a = a T_a$ 。因此, 正常磨损寿命为

$$T_a = \frac{1}{a} (Q - Q_0) \quad (12-2)$$

由此可知:正常磨损寿命 T_a 随着 Q_0 和 a 的减小而增加。

图 12-6 表示同一型号的三部发动机采用三种磨合规范所得的磨损曲线。如果三者允许的总磨损量相同, 则它们的磨损寿命不同。由图可知, 2 号机组的磨合规范比 1 号机组的合理。虽然它们磨合后的表面品质相同, 因而稳定磨损率相同, 但是 2 号机组的磨合期磨损量较小, 即 $Q_0 < Q_0'$, 所以它的磨损寿命将比 1 号机组的大, 即 $T_{a2} > T_{a1}$ 。3 号机组的磨合最为有利, 不仅磨合磨损小, 而它获得较低的稳定磨损率, 即 $a_3 < a_1$, 所以它的磨

损寿命 T_{a3} 最长。

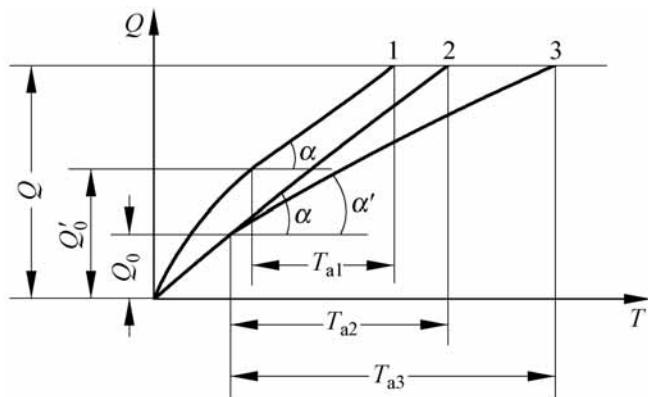


图 12-6 三种磨合规范的磨合曲线

此外,良好的磨合还能够有效地改善摩擦副其他性能。如图 12-7 所示,滑动轴承经磨合后可以改善表面形貌,使轴承临界特性数降低,更利于建立流体动压润滑膜。又如发动机的合理磨合提高了缸套活塞环的表面品质,减少擦伤痕迹,提高密合性,可使发动机的耗油量较一般情况下降达 50%。

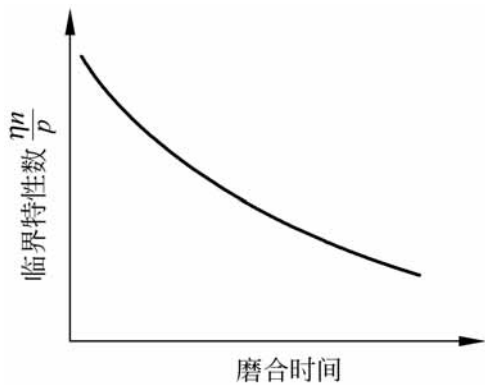


图 12-7 滑动轴承的磨合

2. 提高磨合性能的措施

良好的磨合性能表现为磨合时间短,磨合磨损量小,以及磨合后的表面耐磨性高。为提高磨合性能一般可采取以下措施:

1) 选用合理的磨合规范

新机器开始工作时载荷不可过大,否则将严重损伤表面,造成早期磨损失效。合理的磨合规范应当是逐步地增加载荷和摩擦速度,使表面品质得到相应改善。而磨合最后阶段的工作条件要接近使用工况。

2) 选择适当的润滑油和添加剂

润滑油性质对磨合表面有显著影响。观察采用不同润滑油时磨合前后摩擦表面的形貌发现,随着润滑油粘度增加,磨合过程中粘着磨损所形成的擦痕也较深和较宽,使表面耐磨性降低。而低粘度的润滑油导热性好,容易维持表面吸附膜,磨合过程中粘着磨损较轻,使表面品质得到改善。

如果在磨合用润滑油中加入适当的油性添加剂,一方面可以加速磨合过程,另一方面由于加强了吸附膜,可以避免严重的粘着磨损痕迹,因而提

高了表面品质。

3) 采用合适的材料配对

摩擦副的磨合性能是配对材料的组合性质。磨合性能良好的材料不仅本身易于磨合,而且又能够对互配件的磨合起促进作用。

以滑动轴承材料为例,通常轴颈材料为钢,轴承材料采用巴氏合金时,磨合性能较好。因为巴氏合金塑性好本身易于磨合,而组织中又含有 SnSb 硬颗粒对轴颈表面起磨合作用。铅青铜整个组织质地较软,本身容易磨合,但对轴颈的磨合作用不大,故磨合时间较长。而铁铝青铜中含有 FeAl₃ 颗粒,硬度很高,因而本身难以磨合又容易伤轴,与它相配的轴颈表面必须淬火硬化。

为了改善材料本身的磨合性能,可以在表面镀一层薄塑性金属,例如铸铁活塞环表面镀锡。如果要加速配对表面的磨合过程,有时在摩擦表面间加入适当的磨料,但是应当选择恰当。

4) 控制制造精度和表面粗糙度

显然,提高摩擦副表面的制造和装配精度将显著地减少磨合阶段的磨损量。而表面粗糙度的选择应根据磨损工况条件来确定。

(1946 年)研究轴颈与轴承表面的磨合指出:不同加工方法得到的不同粗糙度的表面磨合后的粗糙度相同,但磨合时间不同。许多实验都证明:磨合结束后形成的表面粗糙度与机械加工得到的原始粗糙度无关,而取决于磨合工况条件。磨合后粗糙度是与给定工况条件相适应的最佳粗糙度,它保证磨损率最低。如果磨合前的粗糙度接近最佳粗糙度,可以使磨合磨损量成倍地降低。

12 3 表面品质与磨损

摩擦表面经过加工成型工艺以后具有不同的几何品质即表面形貌,如粗糙度、波纹度、宏观几何偏差和加工痕迹方向等,以及不同的物理品质,如冷作硬化、微硬度和残余应力等。这些都对磨损有重要的影响。

12 3 .1 几何品质的影响

加工表面的特征是外形轮廓的起伏变化,表面几何品质可以用表面形貌参数来描述。设峰高为 H ,两峰之间距离为 L ,根据 L/H 的大小可分为粗糙度、波纹度和宏观偏差,如图 12-8 所示。

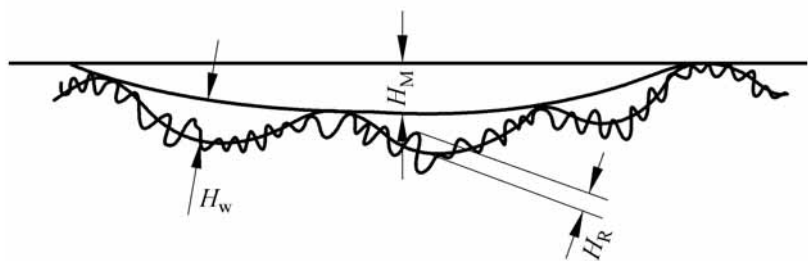


图 12-8 加工表面外形轮廓

通常表面波纹度是周期性重复的起伏,峰距较长,一般在 $1 \sim 10\text{mm}$ 范围。表面粗糙度无明显的周期性,峰距为 $2 \sim 800\mu\text{m}$,峰高为 $0.03 \sim 400\mu\text{m}$ 。

关于粗糙度与磨损的关系曾有着不同的认识。1938 年美国 Crysler 汽车厂提出:粗糙度越小即表面越光滑,则磨损量越小。因此,其主要零件表面都采用超精密加工。这实际上反映了摩擦磨损是表面粗糙峰机械作用的认识。1941 年美国 Buick 工厂认为,表面分子作用是摩擦磨损的基本原因,因此提出摩擦表面要有足够的粗糙度才耐磨,因而主张对零件表面进行腐蚀加工。前苏联科学院机械研究所的学者对表面品质对磨损的影响进行了系统的研究,下面介绍他们得出并得到普遍认可的主要结论。

实验研究得出:对于不同的磨损工况条件,表面粗糙度都具有一个最优值 H_{R0} ,此时磨损量最小,如图 12-9 所示。这一结论已为许多实验所证实。

最优粗糙度的存在表明:磨损过程是摩擦副表面之间机械的和分子的联合作用。当表面粗糙度小于最优粗糙度时,磨损加剧是由表面分子作用造成的。而当表面粗糙度大于最优值时,磨损主要是由表面机械作用产生的。

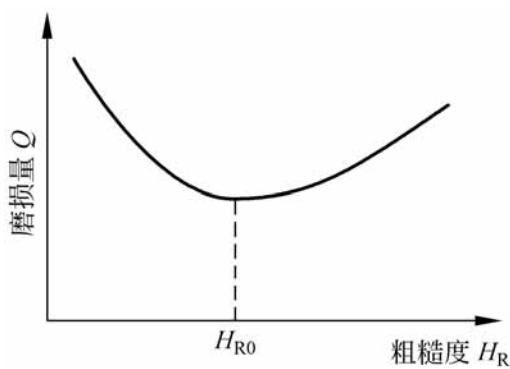


图 12-9 粗糙度与磨损量

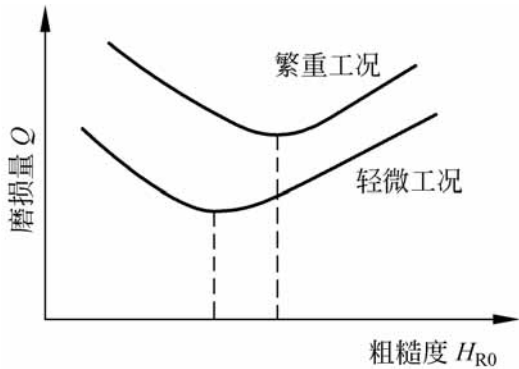


图 12-10 不同工况的 H_{R0} 值

实验还得出:摩擦副所处的工况条件不同,最优粗糙度也不同。在繁重工况条件下,由于摩擦副的磨损严重,因而最优粗糙度也相应增大,如

图 12 -10 所示。工况条件包含摩擦副的载荷、滑动速度、环境温度和润滑状况等。

图 12 -11 说明,不同粗糙度的表面在磨合过程中粗糙度的变化。在一定的工况条件下,不论原有的粗糙度如何,经磨合后都会达到与工况相适应的最优粗糙度。此后,表面粗糙度稳定在最优粗糙度下持续工作。如图所示,当 $H_R > H_{R0}$ 时,由于剧烈的机械磨损使 H_R 下降而趋于 H_{R0} 值。而当 $H_R < H_{R0}$ 时,表面分子作用使 H_R 增加到最优值 H_{R0} 。所以,只有在表面具有最优粗糙度的情况下磨损量才会最小。

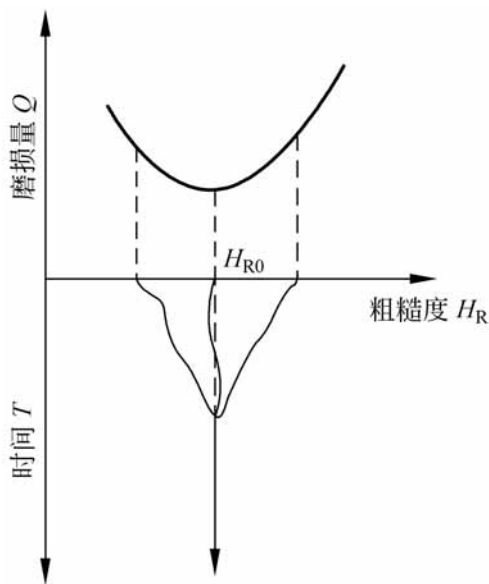


图 12 -11 磨合中的 H_R 变化与最优粗糙度

表面波纹度对于磨损的影响与粗糙度相类似。此外,波纹度大的表面将使相配合表面的磨合磨损量增加,而磨合后的稳定磨损率却趋于一致。图 12 -12 为巴氏合金试件与不同波纹度钢表面磨合时的磨损曲线。

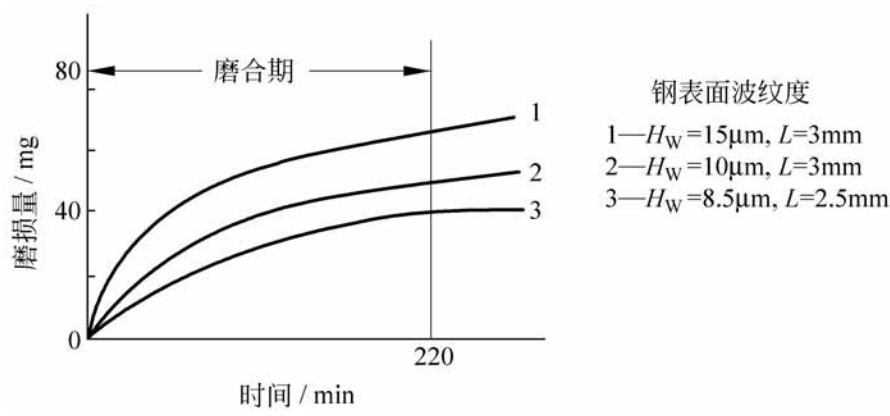


图 12 -12 巴氏合金与钢对磨损的磨合曲线

摩擦表面的加工痕迹方向影响磨合时间和磨合磨损量,而磨合以后的痕迹方向总是顺着摩擦方向,此后的磨损率与原来的痕迹方向无关。

图 12-13 和图 12-14 是表面加工痕迹方向对磨损的影响。图中轻微工况是指摩擦表面压力 $p = 14.2\text{MPa}$ 和润滑良好的工作状况;繁重工况为 $p = 66\text{MPa}$ 和润滑不良的工作状况。

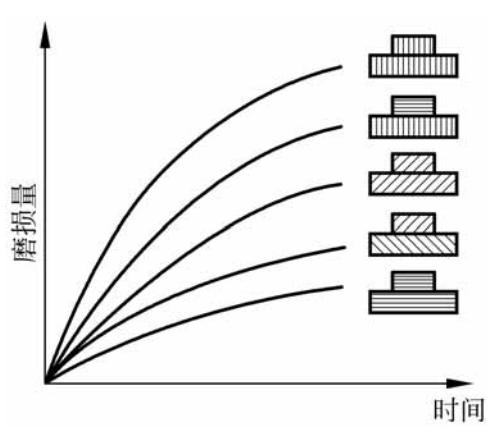


图 12-13 轻微工况下的磨损

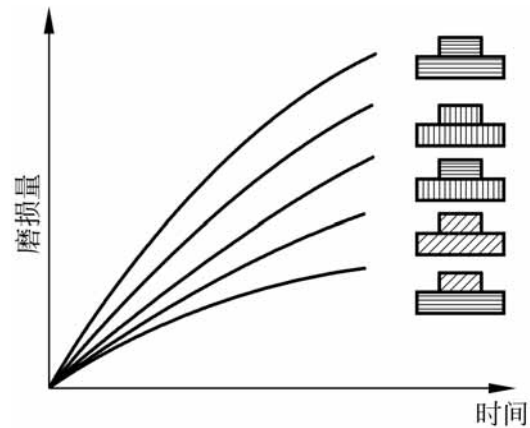


图 12-14 繁重工况下的磨损

由图可知:在轻微工况条件下,摩擦副表面的痕迹方向相互平行并与摩擦方向一致时,磨合磨损量最小。这是因为轻微工况下表面压力不高而润滑充足,润滑膜易于形成,磨损主要由于粗糙峰的机械作用引起。但是,对于繁重的工作条件,粘着磨损出现的可能性增加,相互交叉的痕迹方向将避免大面积的接触点,从而提高抗磨损性能。通常,机床导轨属于繁重磨损工况,宜采用交叉的痕迹方向。

12.3.2 物理品质的影响

加工的表面由于切削过程中变形和热的急剧变化而形成表面层特定的物理品质,包含冷作硬化、微硬度和残余应力的分布。表面层物理品质的不同,其磨损性能将有显著的变化。然而,物理品质对磨损的影响往往被人们所忽视,因此研究得还很不充分。

在加工冷作硬化过程中,表面的塑性变形促进氧在金属中扩散,形成连接牢固的氧化膜,因而使抗氧化磨损性能提高。表面经冷作硬化后塑性降低,硬度提高,从而减少了粘着磨损,并提高了抗胶合能力。接触疲劳裂纹在表面硬化层中的萌生和扩展必须在较高的应力和更多次应力循环下才能发生,因而冷作硬化可以提高表面疲劳磨损寿命。总的说来,经过冷作硬化的表面对于各类磨损的耐磨性都有一定程度的提高。一般粗加工表面硬化

层深度为 0.3 ~ 1mm; 精车、精铣的硬化层为 0.1 ~ 0.2mm; 而磨削加工的硬化层只有 0.05 ~ 0.1mm。

表面层的应力状态对磨损性能有很大的影响。在切削过程中, 由于切削变形, 刀具与表面的摩擦、切削热引起的相变和体积变化等原因形成表面残余应力。而残余应力的分布状态受各种因素综合的影响, 情况比较复杂。残余应力对于磨损的影响有着不同的实验结论。有人认为: 表面拉伸残余应力和压缩残余应力都能提高耐磨性, 应力越大磨损越小。这是因为残余应力是体积应力, 能减小金属原子的活动性, 因而磨损进行缓慢。也有人提出只有拉伸残余应力能提高耐磨性。因为在磨损过程中表面出现的塑性变形将产生压缩应力, 当表面压缩应力达到一定数值时, 出现裂纹而加速磨损。这样, 摩擦表面原来的拉伸应力越大, 则表面达到临界压缩应力的时间就越长, 所以耐磨性越高。多数实验结果证明: 表面压缩残余应力能提高材料的抗接触疲劳磨损能力, 相反地拉伸残余应力将降低疲劳磨损寿命。这一结论可以由接触应力分析中得到解释, 即压缩残余应力可以降低表面最大切应力和等效应力, 有时也能降低表层内的最大切应力。

综上所述, 表面品质包括几何品质和物理品质对磨损性能有着重要的影响。由于表面品质是由加工制造条件所确定的, 研究表面品质与磨损的关系, 目的在于根据最优的表面品质来选择合适的表面制造方法。

12.4 粘着磨损理论

近年来由于磨损表层微观分析技术的发展, 推动了对各种磨损现象本质的深入研究, 从而提出了许多有关材料磨损的理论。以下简要介绍几种重要的磨损理论。

在早期研究中, Tonn(1937 年) 试图建立磨损与材料机械性质的关系, 曾提出磨粒磨损的经验公式。以后 Holm(1940 年) 根据磨损过程中原子之间的作用推导出单位滑动位移中的磨损体积为

$$\frac{dV}{ds} = P \frac{W}{H} \tag{12-3}$$

式中, V 为磨损体积; s 为滑动位移; W 为载荷; H 为材料硬度; P 为原子与原子接触后脱离表面的概率。

Achard(1953 年) 在其建立的粘着磨损理论中, 提出的磨损计算公式 (11-8) 与 Holm 公式(12-3) 在形式上相同。Rowe 在 1966 年对 Archard 公

式进行修正,他考虑表面膜的影响以及切向应力和边界膜解附使接触峰点尺寸的增加,得出体积磨损度公式为

$$\frac{dV}{ds} = k_m (1 + f^2)^{\frac{1}{2}} \frac{W}{s} \tag{12-4}$$

式中, k_m 为与材料性质有关的系数; W 为常数; f 为摩擦系数; s 为与表面膜有关的系数; s 为受压屈服极限。

从 Holm 和 Achard 公式可以得出:磨损量与滑动距离和载荷成正比,而与摩擦副中软材料的屈服极限或硬度成反比。

实验研究表明:磨损量与滑动距离成正比的结论基本上适合于各种磨损条件。而磨损量与载荷的正比关系只适合于一定的载荷范围。例如,钢对钢的摩擦时,当载荷超过 $H/3$ 时,磨损量将随载荷以指数形式增加。磨损量与材料硬度成反比的关系也已被许多实验所证实,特别适合于磨粒磨损。当然摩擦副材料的其他性质对于磨损过程的影响也不可忽视。

Rabinowicz(1965 年)从能量的观点来分析粘着磨损中磨屑的形成。他指出:磨屑的形成条件应是分离前所储存的变形能必须大于分离后新生表面的表面能。据此 Rabinowicz 分析了 Achard 模型中半球形磨屑在塑性变形和形成粘着结点所储存的能量,得出单位体积的储存能量 e 为

$$e = \frac{p_s^2}{2E}$$

这里, p_s 为材料产生塑性变形时的表面压应力, E 为弹性模量。

如果磨屑沿接触圆半径 a 的平面分离,分离后单位面积的表面能为 γ , 则磨屑形成条件为

$$\frac{2}{3} a^3 \frac{p_s^2}{2E} > 2 a^2 \gamma \tag{12-5}$$

由弹性接触理论可知,对于金属材料而言, $p_s = \frac{1}{3} H$, 其中 H 为硬度, 所以得

$$a > \frac{54E}{H^2} \quad \text{或} \quad a > \frac{KE}{H^2} \tag{12-6}$$

系数 K 应根据磨屑的形状来确定。

事实上,在摩擦过程中表面还存在其他形式的能量,因而磨屑的尺寸在未达到式(12-6)之前就已经与表面分离。所以,式(12-6)中的 a 值应当作为磨屑的最大尺寸,即

$$\frac{KE}{H^2} \tag{12-7}$$

12 5 能量磨损理论

Fleisher(1973 年)提出能量磨损理论,其依据是摩擦过程中由于能量消耗而产生磨损。能量磨损理论的基本观点是:摩擦过程中所作的功虽然大部分以摩擦热的形式散失,但是其中约 9% ~ 16% 的部分以势能的形式储存在摩擦材料中。当一定体积的材料积累的能量达到临界数值时,便以磨屑的形式从表面剥落。所以,磨损是能量转化和消耗的过程。

在 Fleisher 分析过程中,引入了能量密度的概念。它表示材料单位体积内吸收或消耗的能量。假设 E_e 为表面摩擦一次时材料所吸收的能量密度, E_k 为每次摩擦中转化为形成磨屑的能量密度,则

$$E_k = E_e$$

这里系数 η 用以考虑并非全部吸收的能量转化为形成磨屑。

如果经 n 次摩擦才产生磨屑,那么在磨屑产生前的 $(n - 1)$ 次摩擦中转化为磨损的全部能量为 $E_k (n - 1)$ 。而最后一次摩擦中所吸收的能量 E_e 全部消耗于磨屑脱离表面。所以磨屑形成所需全部能量密度 E_b 为

$$E_b = E_k (n - 1) + E_e$$

即

$$E_b = E_e [(n - 1) + 1] \tag{12-8}$$

式(12-8)给出的能量密度是根据每次摩擦吸收相同能量的条件得出的,因而是平均的能量密度。实际上各次摩擦中所吸收的能量并不相同。

根据 Tross 的研究,磨屑的实际断裂能量密度为平均能量密度的 K 倍,且 $K > 1$ 。于是实际的形成磨屑的能量为 $E_b = K E_b$, 所以

$$E_e = \frac{E_b}{K [(n - 1) + 1]} \tag{12-9}$$

如果令 E_R 为磨损的能量密度,即磨损单位体积所消耗的能量,则

$$E_R = \frac{\text{摩擦功}}{\text{磨损体积}} = \frac{\gamma s}{h}$$

从而得

$$\frac{dh}{ds} = \frac{h}{s} = \frac{\gamma}{E_R} \tag{12-10}$$

式中, γ 为单位面积上的摩擦力; s 为滑动距离; h 为磨损厚度; dh/ds 称为线磨损度。

由于 E_R 是磨损单位体积所需要的能量,而 E_e 是摩擦一次材料单位体

积所吸收的能量,需经过 n 次才形成磨屑,于是

$$E_R = n E_e$$

考虑到接触峰点处产生变形的体积即储存能量的体积 V_d 比被磨掉的体积 V_w 大,若令

$$= \frac{V_w}{V_d}$$

因而可得

$$E_R = \frac{n E_e}{\quad} \tag{12 -11}$$

将式(12 -9)代入式(12 -11),则得

$$E_R = \frac{n E_b}{K[(n - 1) + 1]}$$

由于形成磨屑需要很多次摩擦,即 $n \gg 1$, 上式可改写为

$$E_R = \frac{n E_b}{K(n + 1)} \tag{12 -12}$$

式(12 -12)建立了摩擦次数 n 和磨损所需的能量密度 E_R 与形成磨屑的能量密度 E_b 之间的关系。

为了计算线磨损度可将式(12 -11)代入式(12 -10), 这样

$$\frac{dh}{ds} = \frac{\gamma}{n E_e} \tag{12 -13}$$

或将式(12 -12)代入式(12 -10), 得

$$\frac{dh}{ds} = \frac{\gamma K(n + 1)}{n E_b} \tag{12 -14}$$

以上各系数 K , 和 γ 都与摩擦材料的物理性质和组织结构有关, 临界摩擦次数受载荷大小和材料吸收与储存能量能力的影响。此外, 摩擦中能量积累能力还取决于储存体积, 后者又与接触峰点的微观几何形状有关。

12 .6 剥层理论与疲劳磨损理论

12 .6 .1 剥层磨损理论

通常认为,磨粒磨损和腐蚀磨损的机理比较成熟, 而粘着磨损、微动磨损和表面疲劳磨损有许多共同的特征, 却还没有一种理论来解释这三种磨损的机理。金属剥层磨损理论是由 Suh(1973 年)^[2] 提出的。这一理论建立在弹塑性力学分析和实验基础之上, 并总结了以往大量的研究成果, 因而

是较完整的一种磨损理论,它能够解释许多磨损现象。实践证明,剥层理论促进了对磨损的共同本质更深入的研究。

通过扫描电子显微镜照片分析表明:磨屑形状为薄而长的层状结构,它是由于表层内裂纹生成和扩展的结果。剥层磨损理论是以位错理论以及靠近表面金属的断裂和塑性变形为基础来解释片状磨屑的形成机理。

其基本论点是:当摩擦副相互滑动时,软表面的粗糙峰容易变形,同时在循环载荷作用下软粗糙峰首先断裂,从而形成较光滑的表面。这样,接触状态不再是粗糙峰对粗糙峰,而是硬表面的粗糙峰在相对光滑的软表面上滑动。硬表面粗糙峰在软表面上滑动时,软表面上各点经受一次循环载荷,在表层产生剪切塑性变形并不断积累,这就在金属表层内出现周期的位错。由于映像力(Image force)的作用,距离表面深度约为几十微米的表层位错消失。这样靠近表面的位错密度小于内部的位错密度,即最大的剪切变形发生在一定深度以内。在摩擦过程中,剪切变形不断积累,使表面下一定深度处出现位错堆积,进而导致形成裂纹或空穴。当裂纹在一定深度形成后,根据应力场分析,平行表面的正应力阻止裂纹向深度方向扩展,所以裂纹在一定深度沿平行于表面的方向延伸。当裂纹扩展到临界长度后,在裂纹与表面之间的材料将以片状磨屑的形式剥落下来。

剥层磨损理论能够较完善地说明许多实验观察到的磨损现象。例如,表面层的变形、裂纹的形成与扩展、贝氏(Beilby)层的形成,以及润滑剂、滑动速度和复合载荷对磨损的影响等。

根据剥层磨损理论可以得出简单的磨损计算公式。硬表面对软表面滑动时的总磨损量可以用下式表示

$$Q = k_0 Ws \tag{12-15}$$

式中, k_0 为磨损系数; W 为载荷; s 为滑动距离。

片状磨屑厚度 h 可以根据低位错密度区的厚度来确定,即

$$h = \frac{Gb}{4 (1 - \mu) \tau_s} \tag{12-16}$$

式中, G 为剪切弹性模量; μ 为材料的泊松比; τ_s 为表面摩擦应力; b 称为 Burger 矢量。

磨损体积 V 与滑动距离 s 和临界滑动距离 s_0 有关。临界滑动距离是指与空穴和裂纹形成时间和裂纹扩展到临界尺寸的速度有关的滑动距离。磨损体积 V 为

$$V = \frac{s}{s_0} A h$$

片状磨屑的面积 A 与载荷和材料屈服极限有关, 即 $A = \frac{W}{s}$ 。将 A 和 h 代入上式, 则得

$$V = \frac{W s G b}{4 s (1 - \mu) j} \tag{12-17}$$

若令

$$K = \frac{G b}{4 s (1 - \mu) j}$$

最后得

$$\frac{dV}{ds} = \frac{V}{s} = K \frac{W}{s} \tag{12-18}$$

由此可知:剥层理论得出的式(12-18)表明:磨损量与载荷、滑动距离成正比, 而不直接与材料的硬度相关, 这点不同于粘着磨损的计算公式。

12.6.2 疲劳磨损理论

前苏联学者从材料疲劳的角度研究磨损过程,^[3] 提出的固体疲劳磨损理论受到广泛的重视。疲劳磨损理论的基本观点是: (1) 由于表面粗糙度和波纹度的存在, 摩擦副的表面接触是不连续的, 因此摩擦时表面受到周期性载荷的作用; (2) 材料磨损是由于接触峰点的局部变形和应力而产生的表面机械破坏过程; (3) 摩擦表面局部材料的疲劳破坏取决于接触峰点的应力状态。

在磨损过程中, 接触峰点受到很大的周期性变化的应力作用, 当应力循环次数达到一定时产生疲劳裂纹, 进而扩展形成磨屑。表面接触峰点疲劳破坏的形式与接触状态有关。在弹性接触状态下, 达到破坏的应力循环次数通常在千次以上, 而塑性接触的疲劳过程, 达到破坏的应力循环次数可只有十几次, 即低循环次数的疲劳破坏。

表面磨损属于材料疲劳破坏, 必须施加多次反复摩擦作用。引起磨损的摩擦次数可根据接触峰点的破坏形式来决定, 而接触峰点的破坏形式与应力状态有关。这样, 根据摩擦副的载荷和运动状况, 以及表面形貌和材料性质确定接触峰点的应力状态, 进而建立磨损计算的关系式。

等人建立的疲劳磨损理论已由金属和非金属材料的实验所验证, 包括橡胶、聚合物塑料和自润滑材料等。根据这一理论还建立了一些机械零件的磨损计算方法, 但是疲劳磨损理论的计算公式相当复杂, 许多参数也缺乏准确的数据, 应用上存在局限性。

12.7 磨损计算

12.7.1 IBM 磨损计算方法

美国 际商用机器公司 IBM 的 Bayer 等人(1962 年)提出了磨损计算模型,并通过实验方法取得数据,提出了能直接用于预测机械零件磨损寿命的计算方法。

首先将磨损划分为零磨损和可测磨损两类。零磨损的厚度不超过表面原始粗糙度高度,而可测磨损是指厚度超过表面粗糙度的磨损。

通过大量的实验表明:为了保证摩擦副在一定的时间内处于零磨损状态,必须满足以下条件

$$\sigma_{max} \leq \sigma_s \tag{12-19}$$

这里, σ_{max} 为机械零件所受的最大切应力; σ_s 为剪切屈服极限; ϕ_0 为系数,它与材料、润滑状态和工作期限等有关。

在 IBM 计算方法中以行程次数表示磨损寿命。一个行程表示的滑动距离等于沿滑动方向摩擦副相接触的长度。通常选定行程次数 $N = 2000$ 来确定零磨损系数。此时, ϕ_0 系数以 ϕ_{00} 表示,因为在这段时间以内将能较稳定地显示出磨损的特性。

实验得出:当行程次数 $N = 2000$ 时,对于流体润滑状态 $\phi_0 = 1$;干摩擦状态 $\phi_0 = 0.2$;边界润滑时, $\phi_0 = 0.2$ 或 0.54 ;润滑油中含有活性添加剂时,可采用 $\phi_0 = 0.54$ 。

参照金属材料疲劳曲线的关系,可以建立保证零磨损条件下行程次数与最大切应力之间的关系式

$$\sigma_{max}^9 N = (\phi_0 \sigma_s)^9 \times 2000$$
$$\sigma_{max} = \frac{2000^{\frac{1}{9}}}{N^{\frac{1}{9}}} \phi_0 \sigma_s \tag{12-20}$$

采用式(12-20)预测摩擦副保证零磨损的寿命时,需将工作时间折算成行程次数。式中剪切屈服极限 σ_s 可以由图 12-15 的经验关系曲线来确定。

对于可测磨损,IBM 的科技人员提出的计算模型是:磨损量是每次行程内磨损所消耗的能量和行程次数这两个变量的函数。这种磨损中变量之

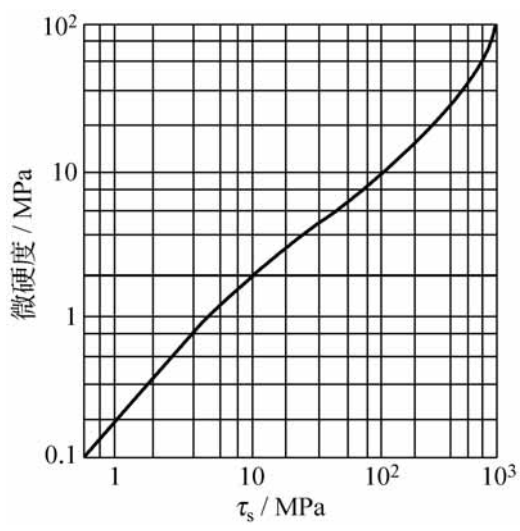


图 12-15 剪切屈服极限

间的关系可用下列微分方程式表示：

$$dQ = \frac{Q}{E_N} dE + \frac{Q}{N_E} dN \tag{12-21}$$

式中, Q 为可测磨损量; E 为每次行程中磨损所消耗的能量; N 为行程次数。

可测磨损可以按照两种类型来进行计算：

1 . A 型磨损

这种磨损的能量消耗量在磨损过程中维持不变。它主要出现在干摩擦和重载荷条件下的磨损, 或者存在严重的材料转移和擦伤磨损。

对于 A 型磨损, 可以将式 (12-21) 简化为

$$dQ = cdN \tag{12-22}$$

这里, c 为该磨损系统的常数, 其数值通过实验测定。

2 . B 型磨损

此种磨损每改变一次行程, 消耗于磨损的能量也随之改变, 它出现在有润滑或者轻载荷条件下的磨损, 通常属于疲劳型的磨损。

对于这种磨损, 式 (12-21) 可写为

$$d \frac{Q}{(s_{\max})^{\frac{2}{3}}} = cdN \tag{12-23}$$

这里, s 为每一行程中的滑动距离。

将式 (12-22) 或式 (12-23) 积分后即可求得磨损量与行程次数的关系。

IBM 的科技人员在一系列的文献中介绍了应用零磨损和可测磨损计

算解决实际设计问题的方法。

12 .7 .2 组合磨损计算方法

^[4] (1957 年)提出了相互滑动摩擦副的磨损计算。他把磨损分为表面磨损和组合磨损。表面磨损是摩擦表面在垂直表面方向的尺寸变化,在通常情况下表面磨损厚度分布不均匀。组合磨损是由于互相配合表面在摩擦过程中的磨损所造成两个表面相互位置的变化。显然,组合磨损改变了摩擦副配合性质,进而影响机械零件的工作性能。

组合磨损计算的基本原则就是根据机械零件工作性能确定相配合表面所允许的位置变化量,即组合磨损量,然后由组合磨损量计算机械零件的磨损寿命。

下面扼要地介绍组合磨损计算的要点:

(1) 首先按照实际工况条件确定摩擦副的磨损曲线和相应的磨损率,如图 12 -2 所示。通常的磨损计算只考虑图 12 -2 中(a)和(b)两种情况。对于正常工作的机械零件而言,稳定磨损所占的时间最长,因此以稳定磨损的时间作为零件的实际磨损寿命。

如前所述,稳定磨损中的磨损率保持不变。若以磨损厚度 h 表示磨损量, t 表示时间,则线磨损率定义为

$$= \frac{dh}{dt} = \tan \quad = \text{常数} \tag{12 -24}$$

实验表明,式(12 -24)对以磨粒磨损为主的摩擦副是适用的,对于除接触疲劳磨损之外的其他磨损形式也可以近似地采用。

(2) 根据实验方法确定线磨损率与工况参数之间的关系。通常认为磨损率主要取决于表面压力 p 和滑动速度 v ,即

$$= Kp^m v^n \tag{12 -25}$$

其中, K 为工况条件系数,与材料、表面品质和润滑状态等因素有关。例如在一般润滑条件下青铜与钢摩擦时,选取青铜 $K=3.35$, 钢 $K=0.92$; m 和 n 分别为表面压力和滑动速度对磨损率的影响指数,它们的数值根据工况条件不同将在 $0.6 \sim 1$ 之间变化。

实验证明,磨粒磨损的线磨损度与表面压力成正比,而与滑动速度无关,即

$$\frac{dh}{ds} = Kp$$

于是

$$\frac{dh}{dt} = \frac{dh}{ds} \frac{ds}{dt} = Kpv$$

所以磨粒磨损的指数 $m = n = 1$, 线磨损率可简化写成

$$= Kpv \tag{12-26}$$

(3) 确定组合磨损与两个配合表面磨损量之间的关系。由于摩擦表面的磨损通常以垂直表面的磨损厚度表示, 而组合磨损则以两个配合表面因磨损后的位置变化来度量, 因此必须根据机械零件的几何结构来确定两种磨损之间的关系。

如图 12-16 所示圆锥推力轴承。轴颈 1 和轴承 2 表面的磨损厚度分别为 h_1 和 h_2 , 而磨损以后引起的相对位置变化是轴向位移, 该轴向位移量即是组合磨损量 H 。

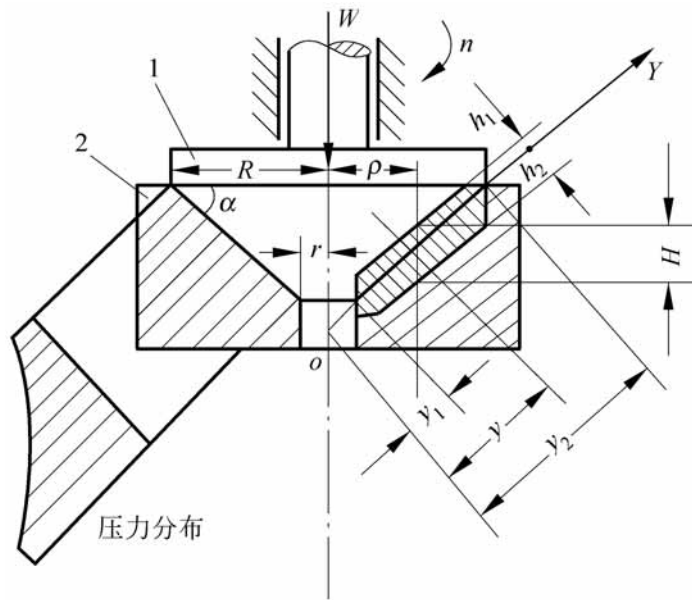


图 12-16 圆锥推力轴承磨损

根据几何形状可以推出表面磨损与组合磨损之间的关系式

$$H = \frac{h_1 + h_2}{\cos} \tag{12-27}$$

应该指出:对于轴颈或轴承表面来说, 各处的磨损厚度可能不同, 即表面磨损分布不均匀。然而根据两表面保持接触的条件, 各处的组合磨损量 H 必定相等。

图 12-17 是块式制动器的磨损情况。两个配合表面磨损以后也产生轴向位移, 造成瓦块与圆盘之间的松动, 从而影响制动力矩。此时的组合磨损量 H 与表面磨损量 h_1 和 h_2 的关系式与式(12-27)相同, 不过 的数值随各

点位置而变化。

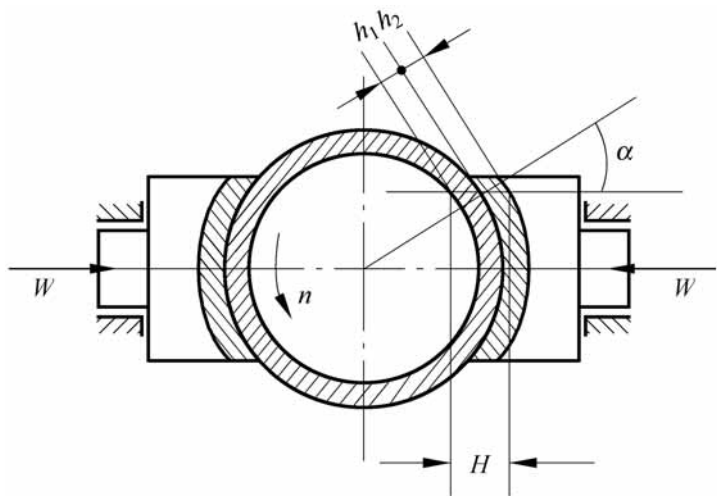


图 12-17 块式制动器磨损

(4) 根据机械零件的工作性能和使用要求, 选定组合磨损的极限数值。例如, 凸轮与挺柱机构的最大组合磨损量应由所允许的最大运动误差来决定; 传动螺旋与螺母之间的组合磨损极限值决定于传动精度或反转空程的大小; 而齿轮传动的组合磨损量应考虑分度精度或限制轮齿冲击载荷和平稳性等因素。

(5) 磨损寿命计算。以图 12-18 所示的平面推力轴承为例说明磨损寿命的计算方法。

在轴向载荷 \$W\$ 作用下, 轴颈以转速 \$n\$ 转动。若以磨粒磨损为主要磨损形式, 由式 (12-26) 半径为 \$r\$ 的任意点处的线磨损率为

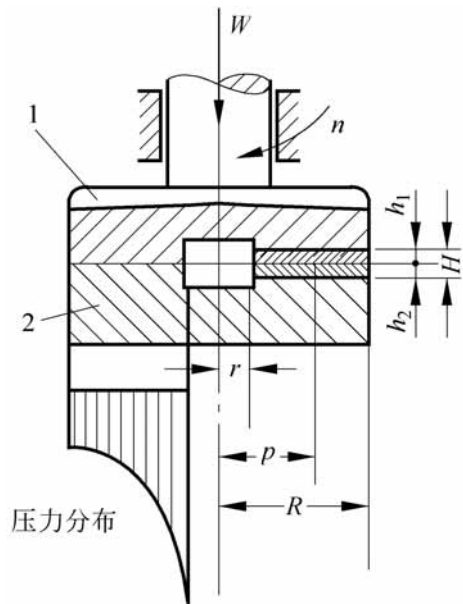


图 12-18 平面推力轴承磨损

$$\begin{aligned} \dot{h}_1 &= K_1 p \times 2 \pi r n \\ \dot{h}_2 &= K_2 p \times 2 \pi r n \end{aligned}$$

由于组合磨损量 \$H = h_1 + h_2\$, 因而组合磨损率 \$\dot{H}\$ 为

$$\dot{H} = \dot{h}_1 + \dot{h}_2 = 2 \pi r n (K_1 + K_2) p$$

即

$$p = \frac{\dot{H}}{2 \pi r n (K_1 + K_2)}$$

上式说明:当轴颈旋转时,平面推力轴承的表面压力沿半径方向按双曲线规律分布。

轴承总承载量 W 为

$$W = \int_r^R 2 p d = \frac{2}{n(K_1 + K_2)} \int_r^R \frac{1}{r} d$$
$$= \frac{(R - r)}{n(K_1 + K_2)}$$

所以

$$= \frac{Wn(K_1 + K_2)}{(R - r)}$$

组合磨损量 H 与磨损时间 T 之间的表达式为

$$H = T = \frac{Wn(K_1 + K_2)}{R - r} T \tag{12-28}$$

此外,不难得出轴颈和轴承表面的磨损厚度分别为

$$h_1 = \frac{1}{2} T = \frac{WnK_1}{R - r} T$$
$$h_2 = \frac{1}{2} T = \frac{WnK_2}{R - r} T$$

由上式知 h_1 和 h_2 与 y 无关,所以平面推力轴承的表面磨损分布是均匀的。在式(12-28)中,若 H 以极限数值代入,则求得的 T 表示该推力轴承的磨损寿命。

对于图 12-16 所示的圆锥推力轴承,可以采用类似的方法进行分析。由于 μ 为常数,由式(12-27)可以推得

$$= \frac{1 + 2}{\cos}$$

如图 12-16 所示,选定 oY 为坐标轴,则摩擦表面上任意点的滑动速度为

$$v = 2 n = 2 n y \cos$$

轴颈和轴承表面的线磨损率分别为

$$1 = 2 K_1 n p y \cos$$
$$2 = 2 K_2 n p y \cos$$
$$= \frac{1 + 2}{\cos} = 2 n p y (K_1 + K_2)$$

所以

$$p = \frac{1}{2 n (K_1 + K_2)} \frac{1}{y}$$

由上式可知:圆锥推力轴承的表面压力沿母线方向按双曲线规律分布。
为了确定 值,需求得载荷 W 与表面压力 p 之间的关系,即

$$W = \int_{y_1}^{y_2} 2 p \cos \, dy = 2 \cos^2 \int_{y_1}^{y_2} p y dy$$

其中

$$y_1 = \frac{r}{\cos}, \quad y_2 = \frac{R}{\cos}, \quad = y \cos$$

将 p 代入上式,积分得

$$= \frac{Wn(K_1 + K_2)}{(R - r)\cos}$$

于是组合磨损量与磨损时间的关系式为

$$H = T = \frac{Wn(K_1 + K_2)}{(R - r)\cos} T \tag{12-29}$$

最后,必须强调指出,磨损现象是表面层微观动态过程,而材料的磨损性能不仅与材料固有特性有关,而且主要地表现为摩擦学系统的综合性能,影响因素非常复杂。因此,磨损问题在摩擦学中是理论和实践上都不够完善的领域。据报道^[5],近 40 年来,发表过 300 多个对于各种磨损的计算公式,涉及磨损过程有关材料、力学、热物理、化学等参数最基本的有 100 多个。而这些公式的适用性却有很大限制。显然,对于复杂而多变的磨损要建立统一的量化关系是十分困难的。

参 考 文 献

[1] 温诗铸 摩擦学原理 北京:清华大学出版社,1990
[2] Suh N P . The delamination theory of wear . Wear . 1973 . 25(1):111 ~ 124
[3] 克拉盖尔斯基 等 .摩擦磨损计算原理 .汪一麟等译 .北京:机械工业出版社,1982
[4] . . , 1957
[5] Ludema K C . Mechanism-based modeling of friction and wear . Wear , 1996, (200):1 ~ 7

第 13 章

抗磨损设计与表面涂层

随着工业技术的发展,对各种机械装备的表面性能要求越来越高,一些在高速、高温、重载或腐蚀介质下工作的零件,往往因其表面局部损伤最终导致整个设备失效。为此,通过抗磨设计方法以达到提高零件的耐磨性、延长使用寿命的目的,受到工程技术部门的广泛重视。

机械零件抗磨损设计最有效的方法是在摩擦表面之间建立一层润滑膜,包括流体润滑膜、表面吸附膜和化学反应膜等。为此,必须根据摩擦副的工况条件正确地选择润滑油脂,有时还需要选用适当的添加剂以使润滑膜具有特殊性能。抗磨损设计中另一个重要问题是对摩擦副材料的配对、表面强化措施的合理选择。此外,润滑油供应系统的过滤与摩擦表面的密封等也是抗磨损设计的重要环节^[1]。

表面涂层是新发展起来的能有效提高机械零件使用寿命的重要技术。通过堆焊、热喷涂、刷镀及其物理化学方法,使材料表面具有了耐磨损、耐高温、抗腐蚀等特殊性能,从而获得显著的经济效益。

13 1 润滑油脂与添加剂选择

润滑膜应有适当的厚度才能保护摩擦表面达到防止或减轻磨损的目的。实践证明:在多数情况下油膜厚度无需完全覆盖住表面的粗糙峰就可以有效地润滑,而油膜过厚也有不良影响,例如刚性较差。通常利用膜厚比 $\lambda = h_{\min}/\sigma$ 作为衡量润滑状态的参数。一般认为, $\lambda > 1.5$ 就可把各种类型的磨损控制在轻微的程度内而获得合理的寿命。还可以进一步地划分:对于较低的速度或较低的表面粗糙度,要求 $\lambda = 0.5 \sim 1$;对于较高的速度或粗糙的表面,则应使 $\lambda > 2$;对于磨合过的表面,取 $\lambda = 0.5 \sim 1$;而对于未磨合的表

面则应取 2;如果是平面或圆柱面接触,要求 大些,例如 = 2 ~ 5,甚至更大,以补偿表面的波纹度和形状误差;在载荷不稳定的情况下,也应提高值。

13 .1 .1 润滑油的选择

润滑油的选择应当根据使用条件对润滑油的主要特性进行综合分析,表 13-1 列出基础油的各种特性。

表 13-1 选择各种基础油时考虑的特性

基 油 特 性	二元酸 酯油	新茂基 多元醇 酯(复 合酯)	典型磷 酸酯	典型聚 甲基硅 油	典型苯 基甲基 硅油	氯化苯 基甲基 硅油	聚乙二 醇(防腐 蚀的)	聚苯醚	矿物油
无 氧 最 高 温度/	250	300	120	220	320	305	200	450	200
有 氧 最 高 温度/	210	240	120	180	250	230	200	320	150
最 低 温度/	- 35	- 65	- 55	- 50	- 30	- 65	- 20	0	- 50 ~ 0
密度/ g/ cm ³	0 .91	1 .01	1 .12	0 .97	1 .06	1 .04	1 .02	1 .19	0 .88
粘度指数	145	140	0	200	175	195	160	- 60	0 ~ 140
闪点/	230	250	200	310	290	270	180	275	150 ~ 200
自燃发火点	低	中	很高	高	高	很高	中	高	低
边界润滑性	好	好	很好	尚好	尚好	好	很好	尚好	好
毒性	微	微	有一些	无	无	无	低	低	微
相对价格	5	10	10	25	50	60	5	250	1

对润滑油的一般要求如下：

1．粘度、粘度指数及粘压系数

适当的粘度可以保证达到油膜厚度的要求,但粘度值太高则摩擦阻力增加并引起发热。粘度值受温度影响很大,当工作温度和环境温度变化较大时,除润滑油粘度之外,还需要选择合适的粘度指数,它是衡量润滑油热稳定性的重要指标,粘度指数越高即温度影响越小。如果粘度低或粘温特性不够好,可以加入增粘添加剂加以改进。常用的增粘剂有:聚乙烯基正丁基醚、聚甲基丙烯酸酯和聚异丁烯等。这些高分子聚合物不仅可以使油的粘度增大,而且其分子链能随温度改变形态。低温时卷曲成小球状,增粘作用小,而高温时舒展成线状,增粘作用加强,从而改善粘温特性。如前所述,润滑油的粘压系数对于弹流润滑的油膜厚度有显著的影响。

2．稳定性

在润滑油使用过程中,由于氧化变质会丧失润滑性能,大大降低工作寿命。因此润滑油需要有较好的稳定性。图 13-1 给出了几种常用合成油的使用温度界限,如超出允许温度上限,则会加速氧化。

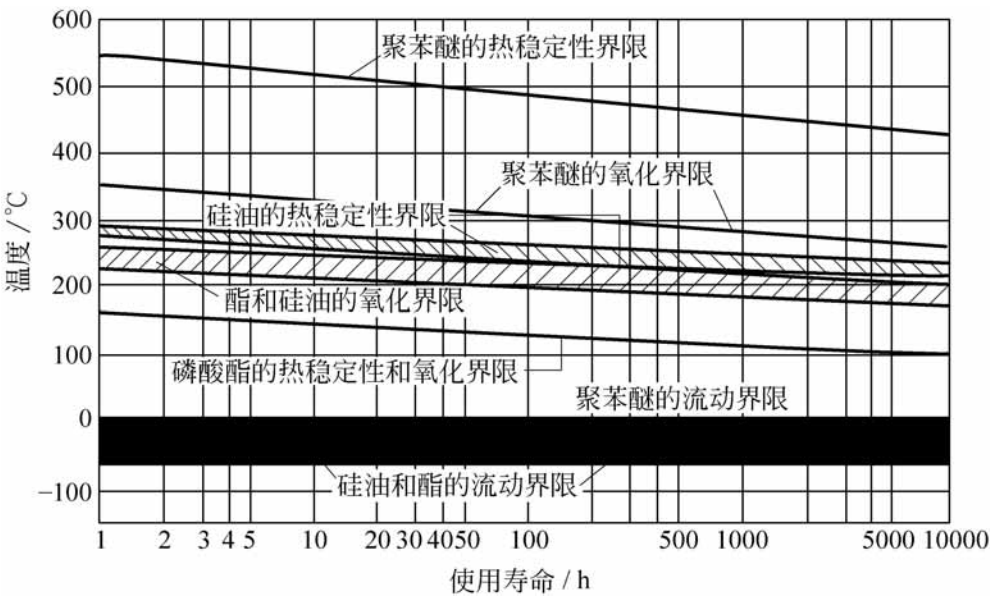


图 13-1 部分合成油的使用温度界限

常用的抗氧化添加剂有:二烷基二硫磷酸盐对羟基二苯胺、2,6-二叔丁基对甲酚二苯胺。它们在金属表层形成的保护膜既可防止锈蚀,又可阻止金属对润滑油氧化所起的触媒作用,因而降低氧化速度。

3 . 其他要求

对润滑油的要求还需要考虑其他功能, 如冷却、密封、防蚀、排屑、防火安全性以及与环境的相容性等。表 13 -2 列出一些选取润滑油基本原则。

表 13 -2 润滑油选取的基本原则

工作条件	润滑油特性
重载	应选用粘度较高的油
高速	润滑油的动压效应强, 但发热量大, 应选用粘度较低的油, 并采用循环供油系统
变速、变载、变向	润滑油的粘度增高 25 % 左右
精密机床和液压系统	粘度可低, 以避免发热
温升大	选用粘度高、抗氧化性能好的矿物油或合成油
温度变化较大	选用粘度指数高的油
低温	润滑油凝点应低于最低工作温度 50
磨损严重	应增加油的粘度, 并加入抗磨或油性添加剂
磨屑多	应增加润滑油用量并在循环系统中设置过滤装置, 必要时还应使用清净添加剂或分散添加剂
使用寿命长	粘度较高、抗氧化性能较好的润滑油
配合间隙大或表面较粗糙	选用粘度较高的润滑油
有燃烧危险处	使用防火性能好的合成润滑剂或采用水剂润滑。加入抗磨或极压添加剂可改善其润滑性

其他注意事项有:

- (1) 易氧化处及循环润滑系统不宜掺用动物油或植物油;
- (2) 汽油机油与柴油机油不宜用于潮湿处;
- (3) 变压器油不宜作润滑油用;
- (4) 内燃机等高温机械不宜用汽轮机油和液压油;
- (5) 当工作温度低或要求粘度较低时, 可与煤油掺和使用, 但煤油量不宜超过 50 % ;
- (6) 煤油不宜用于精密机械。

13 .1 .2 润滑脂的选择

1 . 润滑脂的组成

润滑脂俗称黄油或干油, 由润滑油加入稠化剂在高温下混合而成。在润滑脂中, 润滑油是主要成分占总质量的 75% ~ 85%, 稠化剂占 10% ~ 20%, 还有 0.5% ~ 5% 添加剂。润滑油决定了润滑脂的润滑性能、低温性能和抗氧化安定性。高速轻载用的润滑脂须用粘度较低的润滑油, 低温用的润滑脂须用低凝点的矿物油。

2 . 稠化剂的作用

稠化剂的作用是减少润滑油的流动性, 同时, 增强密封性、耐压性、缓冲性等。润滑脂的耐温性、耐水性和软硬程度主要决定于稠化剂的品种和含量。例如, 用钙皂作稠化剂的润滑脂耐水不耐温, 而钠皂稠化剂耐温不耐水。润滑脂的分类按所用的稠化剂种类来划分, 如钙基脂、钠基脂等。

3 . 润滑脂添加剂

添加剂在润滑脂中的作用与在润滑油中相似, 如添加石墨和 MoS_2 可提高润滑脂的抗磨耐压性能, 添加胺基化合物可提高其抗氧化安定性。

13 .1 .3 固体润滑剂

固体润滑剂是指一些低剪切强度的固体, 例如软金属、软金属化合物、无机物、有机物和自润滑复合材料。它们的特点是耐热、化学稳定性好、耐高压、不挥发、不污染, 因此特别适用于不能密封和供油的系统中。对某些用常规润滑方式难以解决问题的场合, 如原子能工业、塑料工业、火箭、人造卫星等领域具有特殊的意义。其缺点是通常润滑表面磨损比油润滑高。由于不能有效地带走热量, 因而可能导致胶合。常用的固体润滑剂的特性见表 13-3。

图 13-2 给出了各种固体润滑剂的使用范围的大致界限, 可供设计时参考。

表 13-3 常用固体润滑剂的特性

润滑剂种类	温度界限/	典型摩擦系数	使用方式
1. 层状固体			
二硫化钼	350(在空气中)	0.1	粉末、粘结膜、阴极真空喷涂
石墨	500(在空气中)	0.2	粉末
二硫化钨	440(在空气中)	0.1	粉末
氟化钙	1000		熔融涂敷
氟化石墨		0.1	擦抹或阴极真空镀膜
滑石		0.1	粉末
2. 热性料			
聚四氟乙烯(未填充)	280	0.1	粉末、固体块、粘结膜
尼龙 66	100	0.25	固体块
聚酰亚胺	260	0.5	固体块
乙缩醛	175	0.2	固体块
聚苯撑硫(填充)	230	0.1	固体块或涂敷
聚氨基甲酸乙酯	100	0.2	固体块
聚四氟乙烯(填充)	300	0.1	固体块
尼龙头 66(填充)	200	0.25	固体块
3. 其他			
三氧化铝	800		粉末
酞菁	380		粉末
铅	200		擦抹或阴极真空镀膜

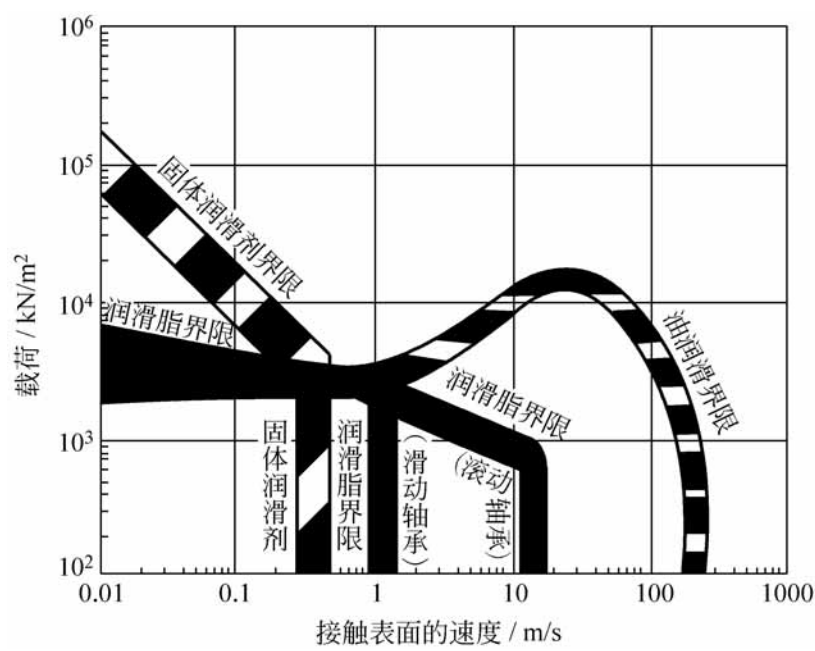


图 13-2 润滑剂的使用范围

13 .1 .4 过滤与密封

机 系统中相对运动部件需要通入润滑剂或冷却剂,而这些润滑剂和冷却剂经常被外来尘土所污染,加剧表面磨损。实践表明,润滑剂清洁与否,能够使摩擦副寿命相差达 10 倍。因此,要求对进入摩擦表面间的润滑剂和冷却剂进行过滤和密封,以清除有害的颗粒,是抗磨设计的措施之一。

润滑剂中的颗粒主要有硬颗粒和软颗粒。硬颗粒易导致摩擦副过早磨损和油孔梗阻。

润滑剂中颗粒造成表面磨损的机理可以分为三类:

(1) 硬颗粒嵌在摩擦表面上,对对磨表面起切削作用造成磨粒磨损,其磨损的严重程度与颗粒的数目及硬度成正比。

(2) 摩擦面间的硬颗粒在摩擦过程中不断进行辗、划、挤压,使表面产生局部塑性变形和原子位错,最终导致表面的疲劳磨损。

(3) 硬颗粒的辗、划、压挤作用,还可以在表面上挤出高垄来。这些高垄在以后的摩擦过程中将导致金属的直接接触以及发展为粘着磨损。

润滑剂中的颗粒类型与来源如表 13 -4 给 。

表 13-4 润滑剂中的颗粒及其来源

颗 粒 类 型	来 源
金属颗粒	加工、装配、铸造以及磨损的产物等,尤其在新装配的部件中多见
金属的氧化物(如氧化铝)、金属盐(如氯化物或硫化物)	摩擦表面或悬浮着的金属颗粒经过腐蚀以后的生成物
油泥状沉积物	润滑油受热老化、油中混入了水与盐以后产生的沉淀物
橡胶颗粒	密封圈、挠性管、衬垫等磨损的产物
纤维	棉花(棉线)、过滤器滤芯上脱落下来的产物
无机晶粒(如沙粒)	运转过程或维修过程中由周围环境进入

13 2 摩擦副材料选配原则

摩擦副材料的耐磨性是重要的选材依据。耐磨性是材料的硬度、韧性、互溶性、耐热性、耐蚀性等的综合性质。不同类型的磨损,由于其磨损机理不同,可能侧重要求上述性质中的某一方面或两方面。此外,还要注意摩擦副材料配偶表面的匹配性,有时硬配硬好如滚动轴承,有时硬配软耐磨如滑动轴承,有时还不得不特意让磨损限制在某一零件如活塞环上而保证配偶零件如缸套的耐磨性。下面按不同磨损类型对材料选配加以介绍。

13 .2 .1 磨粒磨损的摩擦副材料的选配

如前所述,对于磨粒磨损,纯金属和未经热处理的钢的耐磨性与自然硬度成正比。靠热处理提高硬度时,其耐磨性提高不如同样硬度的退火钢。对淬硬钢来说,硬度相同时,含碳量高的牌号耐磨性优于含碳量低的。

耐磨性与金属的显微组织有关。马氏体耐磨性优于珠光体,珠光体优于铁素体。对珠光体的形态,片状的比球状的耐磨,细片的比粗片的耐磨。回火马氏体常常比不回火的耐磨是因为未回火的微组织硬而脆。

对于同样硬度的钢,含合金碳化物比普通渗碳体耐磨,碳化物的元素原子越多就越耐磨。钢中所加合金元素若越容易形成碳化物则越能提高耐磨性,例如 Ti,Zr, Hf, V, Nb, Ta, W, Mo 等元素优于 Cr, Mn 等元素。

对于由固体颗粒的冲击所造成的磨粒磨损来说,需要正确的硬度和韧性相配。对于小冲击角即冲击速度方向与表面接近平行的情况,例如犁铧、运输矿砂的槽板等,如图 13-3。在硬度和韧性的配合中更偏重于高硬度,可用淬硬钢、陶瓷、铸石、碳化钨等以防切削性磨损;对于大冲击角的情况,则应保证适当的韧性,可用橡胶、奥氏体高锰钢、塑料等,否则碰撞的动能易使材料表面产生裂纹而剥落;对于高应力冲击,如图 13-4 所示的破碎机碾子、球磨机滚筒、钢轨等,可用塑性良好且在高冲击应力下能变形硬化的奥氏体高锰钢。

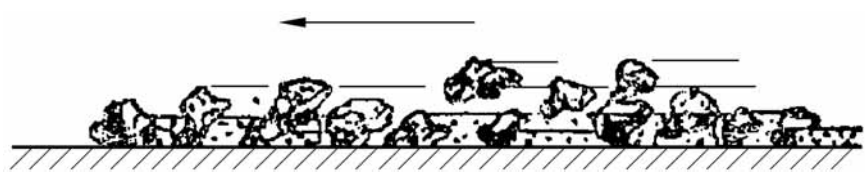


图 13-3 小冲击角磨粒磨损

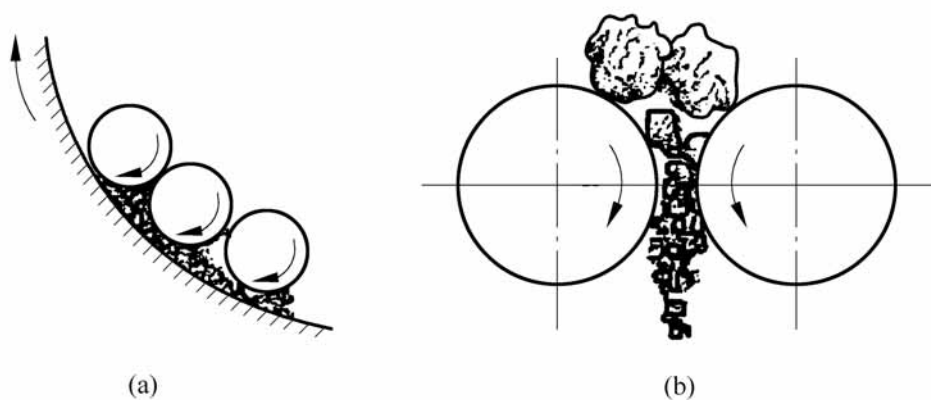


图 13-4 高应力冲击条件下的磨粒磨损

对于三体磨损来说,一般是提高摩擦表面的硬度,当表面硬度约为 1.4 倍颗粒硬度时耐磨效果最好,再高则无效。三体磨损的颗粒粒度对磨损率也有影响。实验表明,当粒度小于 100 μm 时,越小则表面磨损率越低。粒度大于 100 μm 时,粒度与磨损率无关。

13.2.2 粘着磨损的摩擦副材料的选配

前已述及,粘着现象常常是因摩擦热引起材料的再结晶、扩散加速或表面软化开始。甚至由于接触区的局部高压、高温而导致表面熔化。因此粘着磨损与表面材料匹配密切相关。对于材料的匹配有以下规律:

固态互溶性低的两种材料不易粘着。一般说来,晶格类型相近、晶格常数相近的材料互溶性较大,最典型的例据是相同材料很容易粘着。

两种材料形成金属间化合物,也较少粘着效应,因金属间化合物具有脆弱的共价键。塑性材料往往比脆性材料易发生粘着现象,且塑性材料形成的粘着结点强度常大于母体金属,因而撕裂常发生于次表层,产生的磨粒较大。

材料熔点、再结晶温度、临界回火温度越高,或表面能越低,越不易粘着。从金相结构上看,多相结构比单相结构粘着效应低,例如珠光体就比铁素体或奥氏体粘着效应差。金属中化合物相比单相固溶体粘着效应低,六方晶体结构优于立方晶体结构。金属与非金属如碳化物、陶瓷、聚合物等的配对比金属与金属的配对抗粘着能力高,聚四氟乙烯(PTFE)与钢配对抗粘着能力很高,而且摩擦系数低,表面温度低,耐热的热固性塑料较热塑性塑料为好。

其他条件相似的情况下,提高硬度则表面不易塑性变形因而不易粘着。

对于钢来说,700HV(或 70 HRC)以上可避免粘着磨损。

13.2.3 接触疲劳磨损的摩擦副材料的选配

接触疲劳磨损是由于循环应力使表面或表层内裂纹萌生和扩展的过程。由于硬度与抗疲劳磨损能力大体上呈正比关系,一般说来,设法提高表面层的硬度有利于抗接触疲劳磨损。

表面硬度过高,则材料太脆,抗接触疲劳磨损能力也会下降。如图 13-5 所示,轴承钢硬度 62HRC 时抗接触疲劳磨损的能力最高,如果进一步提高硬度,反而会降低平均寿命。

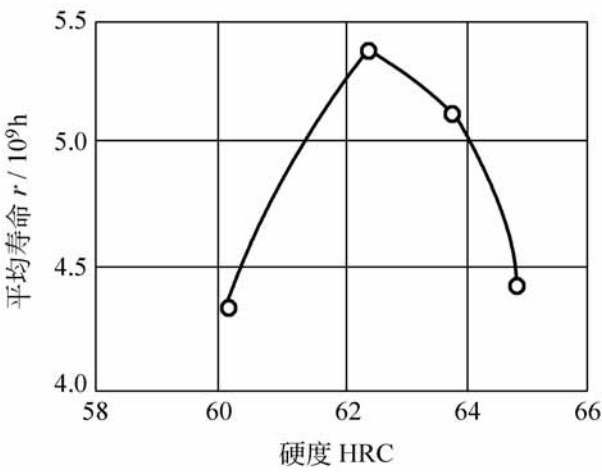


图 13-5 疲劳磨损寿命与硬度的关系

对于高副接触的摩擦副,配对材料的硬度差 50 ~ 70HBS 时,两表面易于磨合和服贴,有利于抗接触疲劳。

为控制初始裂纹和非金属夹杂物,应严格控制材料冶炼和轧制过程。因此轴承钢常采用电炉冶炼,甚至真空重熔、电渣重熔等技术。

灰口铸铁虽然硬度低于中碳钢,但由于石墨片不定向,而且摩擦系数低,所以有较好的抗接触疲劳性;合金铸铁、冷激铸铁,抗接触疲劳能力更好;陶瓷材料通常具有高硬度和良好的抗接触疲劳能力,而且高温性能好,但多数不耐冲击,性脆。

13.2.4 微动磨损的摩擦副材料的选配

由于微动磨损是粘着磨损、氧化磨损和磨粒磨损等的复合形式,一般说来,适于抗粘着磨损的材料配对也适于抗微动磨损。实际上,能在微动磨损整个过程的任何一个环节起抑制作用的材料配对都是可取的,例如,抗氧化磨损或抗磨粒磨损良好的材料都能改善抗微动磨损能力。

13.2.5 腐蚀磨损的摩擦副材料的选配

应选择耐腐蚀性好的材料,尤其是在表面形成的氧化膜能与基体结合牢固,氧化膜韧性好,而且是致密的材料,具有优越的抗腐蚀磨损能力。

13.2.6 表面强化

表面强化处理是在选用通用材料的基础上,用工艺手段使材料表面改性,提高耐摩擦副的磨损性能。常用的强化处理有三类:机械加工、扩散处理和表层覆盖。

(1) 机械加工强化是不改变表面的化学成分,通过加工过程改变材料表面的组织结构、力学性能或几何形貌来达到强化目的。

(2) 扩散处理强化是依靠渗入或注入某些元素的办法改变表面的化学成分,或同时附加热处理的手段,使表面得以强化。例如各种化学处理和化学热处理。

(3) 表面涂覆的特点是直接在材料表面进行镀、涂或用物理、化学方法覆盖上一层强化表面层。覆盖层分硬涂层和软涂层两种,硬涂层经常是镀铝、堆焊以及喷涂碳化物与陶瓷等,软涂层则常常是针对粘着磨损的,目的是降低摩擦系数和提高耐温性等。软涂层包括涂覆铜、钨、金、银等软金属,也包括涂覆 PTFE 和 MoS₂ 等固体润滑剂。

表面强化效果评定可以用 f'/f_0 , k/k_0 , F'/F_0 参数来表示。这里, f_0 与 f 分别代表强化处理前后材料的摩擦系数; k_0 与 k 分别代表处理前后的耐磨性指标(例如疲劳负荷); F_0 与 F 则分别代表强化处理前后的胶合负荷。表 13-5 给出了化学热处理强化效果的评价数据。

表 13-5 常用化学热处理的强化效果

化学热处理名称	推 荐 材 料	f'/f_0	k/k_0	F'/F_0
渗碳	碳素钢和合金钢	0.8 ~ 1.0	2 ~ 3	1.0 ~ 1.5
氮化	合金钢	0.8 ~ 1.0	2 ~ 4	1.0 ~ 1.5
碳氮共渗	碳素调质钢、合金钢	0.7 ~ 0.8	2 ~ 5	1.5 ~ 2.0
氰化	碳素调质钢、合金钢	0.7 ~ 0.8	2 ~ 5	1.5 ~ 2.0
渗硼	中碳钢、合金钢	-	2 ~ 5	-
硫氰共渗	碳素钢、合金钢和不锈钢	0.5 ~ 0.6	2 ~ 5	4 ~ 5
渗硫	碳素钢和铸铁	0.4 ~ 0.5	1.5 ~ 3	5 ~ 10
碘-钨浴处理	钛合金	0.5 ~ 0.6	-	5 ~ 10

13 3 表面涂层

表面涂层是在固体表面涂覆一层或多层不同材料的薄膜来达到强化表面或使表面具有特殊功能的目的。因各种涂层的制备技术不同而性能各异,各种涂层只在特定的范围内使用才能取得良好的效果,因此了解表面涂层的类型、性能和设计准则才能有效地发挥各种涂层优势达到工程应用的目的。下面对常用的表面涂层的主要方法、类型、特性和用途等加以介绍^[2]。

13 3 .1 常用的表面涂层方法

1 . 堆焊

堆焊是利用焊接的方法使零件的表面覆盖一层具有一定耐磨、耐热或耐蚀的金属。堆焊的冶金过程和热物理过程基本上与一般的焊接工艺相同,但是其主要目的是获得特殊性能的表面,因此它并不完全等同于焊接。

常用的堆焊方法有:普通堆焊、电弧堆焊、埋弧堆焊、等离子堆焊和二氧化碳气体保护自动堆焊等,如图 13 -6 所示。

普通堆焊是采用氧 -乙炔作为热源,火焰温度较低,一般可以得到小于 1mm 的均匀堆焊层。适用于较小的零件表面。

电弧堆焊生产效率较高,但是由于电弧区保护作用差,有时表面容易形成气孔或产生裂纹。通过向保护区喷射水蒸气、二氧化碳等可以起到保护作用,而提高堆焊层的质量。

等离子弧堆焊由于其温度很高,因此可以堆焊难熔材料。另外,它还具有很高的堆焊速度和熔敷率以及很低的稀释率,因此得到了较广泛的应用。

2 . 热喷涂

热喷涂是将熔融或半熔融的材料微粒或粉末以很高的速度喷涂到基体的表面,从而获得所需的表面涂层。热喷涂具有许多优点,如基体材料和零件的形状尺寸一般不受限制、涂层的种类多、基体材料在喷涂过程中不变化、涂层的厚度变化范围较大等。

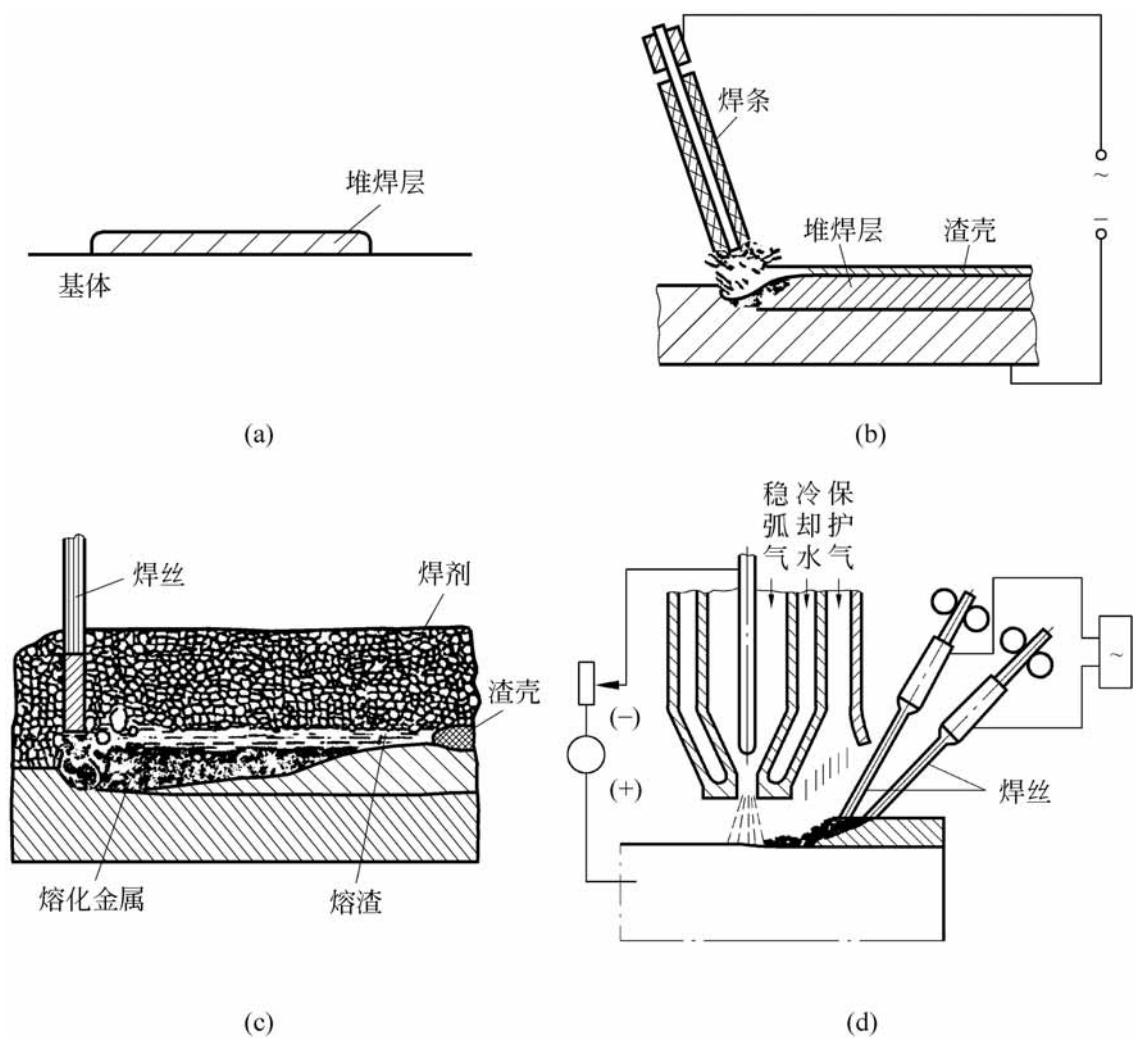


图 13-6 堆焊方法

(a) 普通堆焊; (b) 电弧堆焊; (c) 埋弧堆焊; (d) 等离子堆焊

热 涂材料可以是金属、合金、金属化合物、陶瓷、塑料、玻璃和复合材料等,在表 13-6 中给出了热喷涂材料的类型和特性。

热喷涂方法主要有:

- (1) 火焰喷涂 利用气体与氧化燃烧释放的能量熔化涂层材料,并通过压缩气体将熔化的金属微粒喷射到基材表面,沉积后获得涂层。
- (2) 电弧喷涂 利用电弧热和放电能量熔化涂层材料,并通过压缩气体将熔化的金属微粒喷射到基材表面,经沉积形成涂层。
- (3) 等离子喷涂 利用等离子焰将喷涂粉末加热至熔融或半熔融状态,并在等离子焰作用下喷射至基材表面形成涂层。

此外,还有气体爆炸喷涂法、高能密度气体喷涂法、激光喷涂法、水稳等离子喷涂法等。

表 13-6 热喷涂材料及特性

热喷涂材料	材 料 类 型	特 性
金属线材	Zn、Al、Zn-Al 合金、Cu 及其合金、Ni 及其合金、Pb 及其合金、Mo 及其合金、碳钢及不锈钢等	应用广泛,具有耐磨、耐蚀、耐热等特性
合金粉末、自熔性粉末及复合粉末	Ni 基、Fe 基和 Cu 基合金粉末及 Ni-B-Si、Ni-Cr-B-Si、Ni-Cr-B-Si-Mo 和 Co-Cr-W 自熔性合金以及复合粉末	具有良好的喷涂和喷熔、耐磨和耐腐蚀性
耐热合金材料	Ni/ Cr、Ni/ Al、Ni-Cr/ Al + MCrAlX (其中 M 可以是 Ni、Co、Fe、Ti、V、Zr、Ta、Ni-Co、Ni-Fe 等, X 可以是 Y、Hf、Sc、Ce、La、Th、Si、Ti、Zr、Ta、Pt、Rh、C、Y ₂ O ₃ 、Al ₂ O ₃ 、ThO ₂ 等)	在高温下具有较好的蠕变强度、高温韧性和良好的耐腐蚀、耐磨、抗疲劳、抗冲击等特性
陶瓷	Cr ₂ O ₃ 、Al ₂ O ₃ 、ZrSiO ₄ 、ZrO ₂ 、Al ₂ O ₃ -TiO ₂ 等	具有耐磨、耐腐蚀、耐热、耐高温氧化、绝缘、绝热等性能
塑料	聚乙烯、尼龙、EVA 树脂、环氧树脂 + TiO ₂ 、CaCO ₃ 、SiO ₂ 等	耐蚀

3 . 浆液涂层

浆液涂层是把固液混合物以浆液的形式涂覆于固体表面,然后在一定的条件下固化而形成涂层。浆液涂层的优点是在较低温度下成膜。在较低的处理温度下,浆液中的陶瓷或金属颗粒一般不会发生冶金化结合,而是通过化学反应本身或通过化学反应原位形成的粘结剂相互结合。粘结剂的形成和性能对涂层性能至关重要。因此,浆液中的添加物质的选择和加入量需要严格控制,根据基体材料和所需涂层的性能来确定。

根据成膜的方法不同,浆液涂层有以下几种:

1) 料浆涂层

将含有粘结剂、固体颗粒和液体载体的浆液以刷涂或喷涂方式施于基体表面,先在较低的温度下烘干,在烘干过程中粘结剂部分或完全挥发。随后在更高的温度下烧结,从而形成所需要的表面涂层。烧结过程可以是在常压,但更多情况下是在真空或惰性气体的环境中进行。这种方法所制备的涂层,一般是以耐高温为目的,其基体材料通常为耐热合金。

2) 胶粘涂层

胶粘涂层(或冷敷涂层)可以分为有机和无机胶粘涂层两类。前者是作为胶粘剂的树脂、固化剂、固体粉末填料等按比例混和制成具有一定粘度的浆液,然后涂覆于所要处理的基体表面,固化后形成所需的涂层。根据胶粘剂不同,固化可以是在室温也可以在一定的温度下进行。添加不同的固体填料可以获得诸如耐磨、减摩、防腐蚀等不同的涂层性能,涂层与基体材料的结合通常为简单的机械结合。目前,这种涂层大多适应于低应力磨损或稍高于常温的工作条件,如机床导轨无磨料滑动磨损、冲蚀磨损、气蚀磨损以及腐蚀磨损等。根据资料介绍,只要涂层与基体结合牢固,则涂层寿命一般会比普通金属材料提高 7~10 倍以上。

3) 热化学反应浆液涂层

热化学反应浆液涂层是通过浆液中所含化合物就地转化而获得,涂层与基体之间是依靠化学键结合。热化学反应浆液涂层的主要优点在于,这种方法可以在相对较低的温度和相对简单的条件下获得与基体结合良好的表面涂层,处理温度一般为 316~538℃。

4) 基于铬元素价态转化的热化学反应浆液涂层

将含有可溶性铬化合物、固体颗粒及其他添加物质的浆液反复涂覆在金属基体表面,然后在一定的温度下进行加热处理,铬化合物受热时发生价态转变,同时在加热过程中,浆液中的某些成分通过一定的化学反应,在基体表面就地转化为所需的物质。

邵天敏^[3]等应用基于铬元素价态转化的热化学反应浆液涂层方法在较低的温度(190~200℃),并以较少的涂覆次数(3次)在铝、铝合金以及铁合金的基体上制备出具有一定的耐磨和耐腐蚀性能的 Cr_2O_3 基陶瓷涂层。他们的实验表明:涂层表面的微观硬度可达 400~800HV。选择合适的浆液配方所制备的涂层在常温下具有良好的摩擦学性能,而且可以在 400℃ 以上的环境温度中正常工作。

4. 电刷镀

电刷镀技术是通过与直流电源阳极相接的镀刷和与负极相接的工件来形成涂层。镀刷常采用高纯细石墨块作阳极材料,石墨块外面包裹上棉花和耐磨的涤棉套。在进行电刷镀时,将浸满镀液的镀刷在适当的压力下与工件表面上作相对运动。由于电场的作用,镀液中的金属离子经镀刷与工件接触的部位扩散到工件表面。再从表面获取电子后还原成金属原子,这

些金属原子沉积结 就形成了镀层。

一般认为,电刷镀镀层金属与基体金属的结合机理包括机械结合、物理结合和电化学结合的三重作用。机械结合是利用基材表面不平整而造成的镶嵌作用;物理结合则是物质之间互相接触而产生电子相互交换的过程;电化学结合是电解液中无数的金属离子经过电化学作用还原为金属原子,继而形成金属镀层与基材牢固地结合。

由于镀层金属与基材金属一般都是不同化学成分的固体,在它们的界面上每个镀层原子都与一些基体原子按照规律组成一定形式的晶格。这些原子并非简单堆砌在一起,而是随原子电子的得失存在着强烈的相互作用。金属键合的强度决定于两种界面的晶体结构和晶面性质,而镀层结合强度主要取决于键合的强度。因此,在镀层与基体的结合强度上,主要是电化学结合的作用,其次是机械结合和物理结合。

电刷镀技术的基本原理与普通电镀相似,但它也有其自身特点。电刷镀设备多为便携式,因而体积小、质量轻,用电、用水量少。电刷镀溶液大多数是金属有机络合物水溶液,络合物在水中有相当大的溶解度,并且有很好的稳定性,镀液中金属离子的含量高,性能稳定,能在较宽的电流密度和温度范围内使用,且不易燃、无毒、腐蚀性小。

表 13-7 给出了常用的电刷镀溶液的种类。

表 13-7 常用的电刷镀溶液及其成分

名称	类型	主 要 成 分
电净液	表面 处理液	氢氧化钠、磷酸三钠、镓酸钠、氯化钠等
活化液		铬活化液、银汞活化液
纯化液		锌纯化液、银纯化液
退镀液		镍、铜、锌、钢、铬、铜镍铬、钴铁、焊锡、铅锡
Ni 类	单 金 属 溶 液	特殊镍、快速镍、半光亮镍、致密快镍、酸性镍、中性镍、碱性镍、低应力镍、高温镍、高堆积镍、高平整半光亮镍、轴镍、黑镍
Cu 类		高速铜、酸性铜、碱铜、合金铜、高堆积铜、半光亮铜
Fe 类		半光亮中性铁、半光亮碱性铁、酸性铁
Co 类		碱性钴、半光亮中性钴、酸性钴
Sn 类		碱性锡、中性锡、酸性锡

续表

名称	类型	主 要 成 分
Pb 类	单 金 属 溶 液	碱性铅、酸性铅、合金铅
Cd 类		低氢脆镉、碱性镉、酸性镉、弱酸镉
Zn 类		碱性锌、酸性锌
Cr 类		中性铬、酸性铬
Au 类		中性金、金 518、金 529
Ag 类		低氢银、中性银、厚银
其他		碱性钢、砷、锑、镓、铂、铈、铝
二元合金	合金 镀液	镍钴、镍钨、镍钨(D)、镍铁、镍磷、钴钨、钴银、锡锌、锡铟、锡锑、铅锡、金锑、金钴、金镍
三元合金		镍铁钴、镍铁钨、镍钴磷、镍铅锑、巴氏合金

电刷镀可以用于提高零件的耐高温、耐腐蚀和耐磨性能,也可以修补已磨损零件的尺寸与几何形状、填补零件表面的划伤沟槽以及加工超差产品。

5 . 镀膜

这里介绍的主要是气相沉积镀膜技术,包括物理和化学两大类。物理气相沉积亦称 PVD,主要有真空蒸发镀膜、溅射镀膜和离子镀膜。化学气相沉积亦称 CVD,包括化学气相沉积和等离子体增强化学气相沉积。

1) 真空蒸发镀膜

蒸发镀膜是在真空环境中把材料加热熔化后蒸发(或升华),使其大量原子、分子、原子团离开熔体表面,凝结在作为衬底的被镀件表面上形成镀膜,如图 13-7。蒸发材料可以用金属、合金或化合物,制出的薄膜也可以是金属、合金或化合物。真空蒸发制成的镀膜具有材料纯、品种多样、质量高的特点。在光学、微电子学、磁学和装饰、防腐蚀、减摩耐磨等多方面得到应用。

2) 溅射镀膜

溅射镀膜利用辉光放电或离子源产生的包括正离子在内的荷能粒子轰击作为薄膜材料的靶材料时,通过粒子动量传递打出靶材料中的原子及其他粒子即为溅射过程,然后沉积凝聚在衬底表面形成薄膜,如图 13-8 所示。

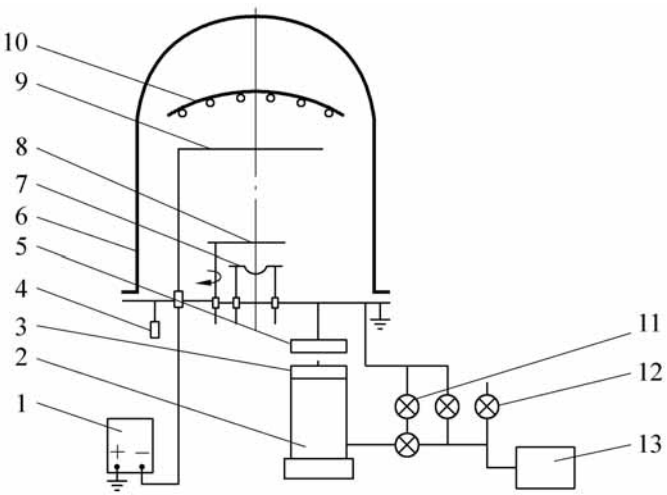


图 13-7 真空镀膜

- 1—直流辉光放电清洗电源;2—油扩散泵;3—水冷障板;4—规管;
5—高真空阀门;6—真空室钟罩;7—蒸发源(加热体);8—挡板;
9—工件架;10—加热器;11、12—放气阀门;13—机械泵

溅射镀膜可根据产生溅射粒子的方法分为直流溅射镀膜、射频溅射镀膜、磁控溅射镀膜和离子束溅射镀膜。溅射镀膜具有许多独特优点:可实现高速大面积沉积;几乎所有金属、化合物、介质均可作为靶材,在不同材料衬底上得到相应材料的薄膜等。因此,溅射镀膜技术受到关注,尤其是在 20 世纪 70 年代初期发展的磁控溅射镀膜技术在许多行业得到广泛应用。

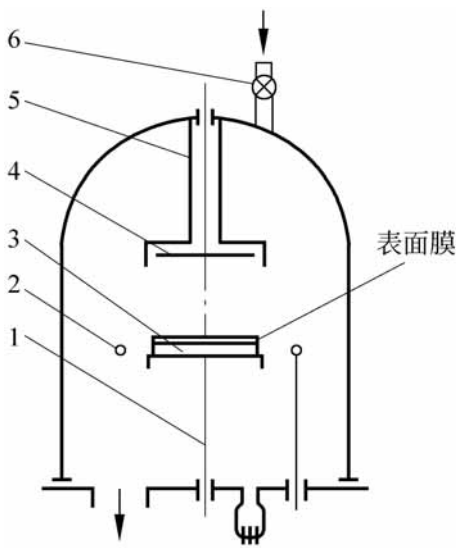


图 13-8 溅射镀膜

- 1—衬底架;2—阳极;3—衬底;
4—靶;5—靶屏蔽;6—充气阀门

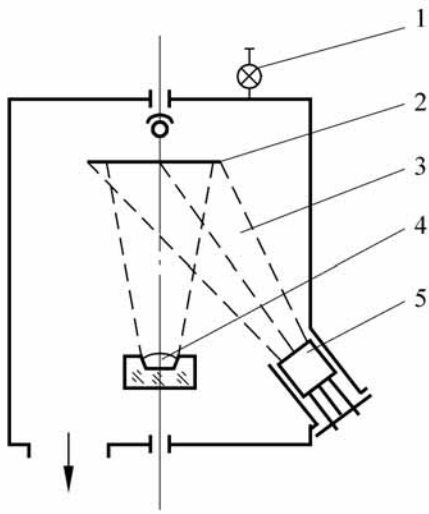


图 13-9 离子镀膜

- 1—充气阀门;2—衬底;3—离子束;
4—坩埚;5—考夫曼型离子源

3) 离子镀膜

蒸发源蒸发出的粒子主要是平均动能在 0.2eV 左右的原子或分子, 溅射粒子主要是由靶材原子组成, 平均能量在 5 ~ 10eV。而离子镀膜时, 凝聚成膜前的粒子有千分之几至百分之几被电离为正离子, 其能量从几电子伏至数百电子伏, 并且在薄膜凝聚和生长过程中伴有荷能离子轰击, 荷能离子可以是膜材料离子或工作气体离子, 在多数工艺中二者是同时存在。离子镀膜形成的薄膜与衬底附着牢固、膜结构致密、性能优良。离子镀膜是继蒸发镀膜、溅射镀膜之后发展起来的又一类强有力的 PVD 镀膜方法, 如图 13-9 所示。

离子镀膜方法, 可在金属、非金属衬底上镀金属、合金、陶瓷及化合物薄膜^[4]。它可作为防腐蚀、耐磨、润滑、装饰等的镀膜, 也有广泛应用。

4) 化学气相沉积

化学气相沉积薄膜是利用含有薄膜元素的一种或几种气相化合物、单质气体, 在衬底表面上令其进行化学反应生成的固体薄膜, 又称 CVD 薄膜。图 13-10 是化学气相沉积薄膜原理图。利用 CVD 技术, 可以沉积出玻璃态薄膜, 也能制出纯度高、结构高度完整的结晶薄膜。与其他薄膜制备技术相比, CVD 技术在较大范围内容易准确控制薄膜化学成分及膜结构。

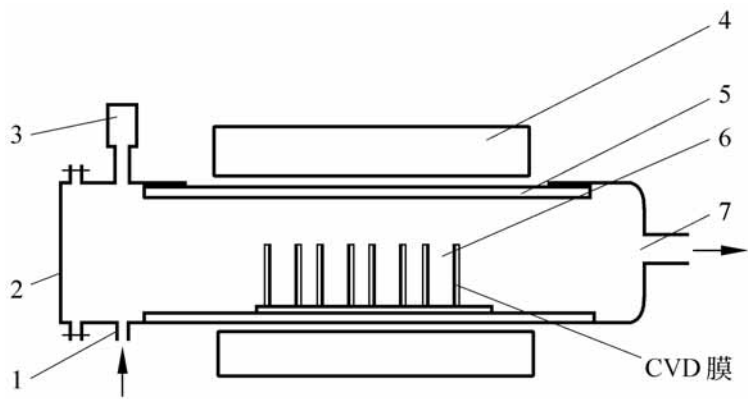


图 13-10 化学气相沉积镀膜

1—进气口; 2—衬底送入口; 3—压力计; 4—加热器;
5—石英管; 6—衬底; 7—排气口

化学相沉积技术可沉积纯金属膜、合金膜以及金属间化合物膜, 例如硼、碳、硅、锗、硼化物、硅化物、碳化物、氮化物、氧化物、硫化物、金刚石以及类金刚石等薄膜, 可作为耐磨、耐腐蚀、装饰、光学、电学等功能薄膜而得到应用。

CVD 技术主要缺点是薄膜沉积时衬底的温度高, 因而限制了它的应用

范围。例如沉积氮化物、硼化物作为硬质膜时,衬底需要加热到 900 以上。

13 3 2 表面涂层设计

表面涂层技术是利用表面冶金强化或表面镀膜强化方法,获得高质量的表面涂层。应用时必须首先了解预涂零件的工作条件和可能发生的失效类型,从而设计涂层性能和选择涂层材料。其次是根据各种涂层方法特点及其适用范围,选择适合的涂层工艺。因此,表面涂层设计是一项重要的工作。

1. 表面涂层设计的一般原则

1) 满足工况条件的要求

根据涂层受力状态和工况条件需要选择涂层类型。例如在氧化气氛或腐蚀介质中工作可以采用热喷涂,选择如陶瓷、塑料等非金属喷涂材料。而提高表面耐磨性则应选用陶瓷或者合金钢涂层材料。如果涂层工作温度很高或温度变化很大则必须选用耐热钢、耐热合金或陶瓷涂层。

2) 具有适当的结构和性能

根据涂层的工况条件,设计涂层厚度、结合强度、尺寸精度,以及确定涂层内是否允许有孔洞、是否需要机械加工及加工后的表面粗糙度等。

3) 与基体材质、性能的适应性

涂层与基体的材质、尺寸外形、物理化学性能、热膨胀系数、表面热处理状态等应有良好的适应性。

4) 技术上的可行性

为了实现设计的表面涂层性能,应分析选定的涂层方法的可行性。若单一表面涂层的性能不能满足要求时,可否采用复合涂层。

2. 表面涂层方法的选择

在选择表面涂层方法时,通常应从以下方面考虑:

1) 涂层材料的熔点高低

例如陶瓷涂层材料的熔点高于金属材料,故常选用等离子喷涂或镀膜等表面涂层方法。

2) 涂层厚薄

涂层方法不同,其最佳涂层厚度也不相同。一般情况下,堆焊层厚度范

围较宽,为 2 ~ 5mm;热喷涂涂层厚度为 0.2 ~ 0.6mm;喷熔涂层厚度为 0.2 ~ 1.2mm;电刷镀涂层厚度在 0.5mm 以下;镀膜涂层厚度在 0.05mm 以下。

3) 涂层与基材结合强度

堆焊与喷熔涂层可获得高的结合强度,例如:镍基自熔性合金粉末喷熔涂层与基材结合强度可达 $35 \times 9.81 \times 10^{-2}$ MPa 以上;热喷涂涂层一般为 $(3 \sim 5) \times 9.81 \times 10^{-2}$ MPa;电刷镀涂层与基材的结合强度大体上相当;镀膜涂层高于电刷镀涂层而低于喷熔涂层。

4) 基材耐热温度

堆焊涂层可使基材表面达到熔化状态;喷熔涂层使基材表面温度在 1000 ℃ 左右;喷涂涂层使基材表面温度上升至 300 ℃ 以下;电刷镀和浆液涂层可在室温条件下进行;镀膜工艺的基材温升也较低,通常可在室温或略高的温度下进行。

13.4 涂层性能测试

随着各类涂层及表面改性技术的广泛应用,涂层质量和性能检测的研究越来越受到人们的重视。由于涂层是通过不同工艺方法得到的,因此对涂层性能的测试方法也就不尽相同,对有些涂层只能以定性或半定量方式来进行评定。这里对在实际应用中常见涂层的性能测试方法进行介绍。

13.4.1 外观与结构

1. 涂层外观

涂层表面应光滑平整,组织致密,无气泡,无起皮和无脱落,色泽一致。若涂层不光滑或有少量针孔存在,可进行补充抛光处理。

2. 涂层厚度测定

常用的涂层厚度测量方法可以利用显微镜、千分尺或传感器进行,具体如下:

(1) 在显微镜下对涂层试样的断面进行测量两个以上视场,每个视场以相等的间隔测定 5 点以上,以平均值或最小值作为涂层的厚度。对热喷

涂涂层可采用 20 倍的倍率;对刷镀涂层可采用 200 ~ 500 倍的倍率进行测量。

(2) 先用千分尺测定基体的厚度,然后在喷涂或刷镀后再在相同位置测量 3 个以上点位,与基体的测量结果比较,求得涂层厚度的平均值或最小值。

(3) 利用电涡流式、磁力式或触头扫描式传感器进行测量。电涡流测量是利用产生于涂层表面的涡流振幅及相位随涂层厚度不同而改变的性质,通过检测涂层的涡流损耗来确定涂层的厚度。

3 . 涂层孔隙率测定

涂层都存在孔隙,它可储存润滑剂和容纳磨粒,使涂层更耐磨。但腐蚀介质也会通过孔洞浸透到基材表面,降低涂层的结合强度而产生剥离。孔隙率是指单位面积上孔隙的多少,通常为 5% ~ 15%。常用的孔隙测定方法如下:

(1) 将涂层与基体剥离后放在 105 ~ 120 的空气中干燥约 2h,称出质量 m_1 ,再将涂层片浸入室温的蒸馏水中,在真空下浸润排气后,称出含水涂层质量 m_2 ,将出水试样表面擦干称得质量 m_3 ,则表面孔隙率 可由下式计算:

$$= \frac{m_3 - m_1}{m_3 - m_2} \times 100\%$$

(2) 在规定的圆柱形坯样凹面上进行喷涂,精加工至规则的圆柱形,由圆柱坯料的原尺寸可知涂层的体积,准确称量磨削后圆柱质量,即可求出涂层的质量和密度,根据下式单计算涂层的孔隙率。

$$= 1 - \frac{a}{\rho} \times 100\%$$

式中, ρ 为喷涂材料的真密度; a 为喷涂层的表观密度。

13 . 4 . 2 结合强度试验

喷涂层的结合强度包括涂层与基体间的结合强度和涂层粒子间的结合强度。而对喷熔层及刷镀层,一般只需检测涂层与基体之间的结合质量。

(1) 落锤冲击试验 锤质量为 500g,从高度为 100mm 处对试片同一部位进行反复锤击,以涂层剥离时锤击次数多少来作为检测标准,如图 13-11 所示。

(2) 振动子冲击试验 使用振动子式重锤对涂层进行冲击,以涂层开裂或剥离时的冲击吸收功来表征涂层与基体的结合强度。该方法对评价陶瓷等热喷涂涂层的结合状态较为适宜。

(3) 划痕试验 使用针状工具垂直地把涂层划透,然后按涂层类型按规范判定。该方法适用于铝、锌、铅等软质金属喷涂层,以及塑料喷涂层、刷镀涂层。

(4) 折断试验 在 1mm 厚的低碳钢板上刷镀 0.1mm 的涂层,将试样夹持于虎钳上,用手反复弯曲另一端,直至断裂。如断裂处涂层无脱落现象,则说明结合良好。

(5) 法向结合强度测试 一般在拉伸试验条件下进行,拉伸试样可分为用粘结剂和不用粘结剂两类。

图 13-12 给出一种不用粘结剂试样试验。在基体中心开孔,柱销与中心孔采用滑配合,并使基体面与柱销端面处于同一平面后喷涂,然后按图所示施加载荷,即可求出结合强度。

不用粘结剂试验的缺点是:即使柱销与基体的滑配合精度很高,在两者间仍会形成桥状涂层,造成该部位应力集中成为断裂源,因此这种方法得出的测定值一般偏低,另外,要求涂层具有一定的厚度,否则会使涂层产生剪切断裂,从而测不出拉伸结合强度,而涂层太厚会使结合强度下降。

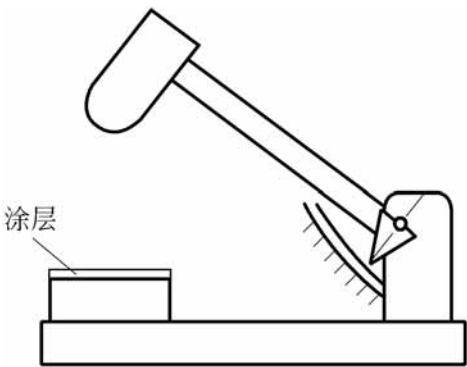


图 13-11 落锤冲击试验

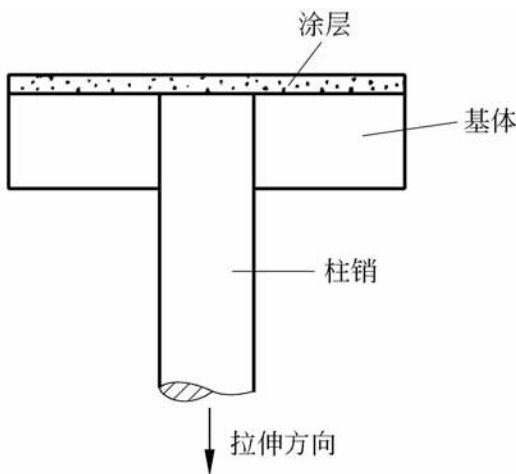


图 13-12 无粘结剂结合强度试验

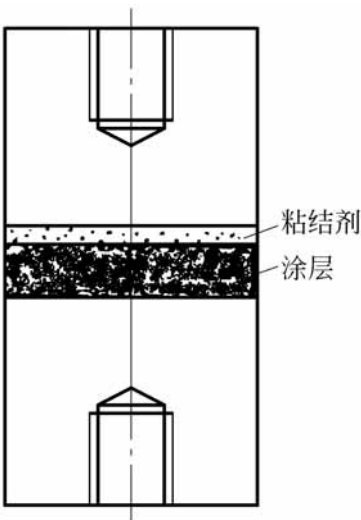


图 13-13 有粘结剂结合强度试验

图 13-13 给 用粘结剂粘结试样的拉伸试验法。在对偶试件的一个端面喷涂,随后用粘结剂把另一对偶试件的端面粘到涂层上。磨去粘结处外溢的粘结剂以及基体外圆上的喷涂涂层。

由于粘结剂在粘接对偶试样的过程中不可避免地要渗入涂层孔穴内,使测试结果难以直接与不用粘结剂试验进行比较。粘接对偶试样拉伸试验所测得的强度较高,通常不适用于喷熔涂层结合强度的测试,对于塑料喷涂层用该方法测试可得到较圆满的结果。

(6) 切向结合强度测试 涂层切向结合强度是指涂层抗剪切结合强度。切向结合强度也有粘接与无粘接两种,如图 13-14 所示。图 13-14(a)是用粘结剂把涂层粘接在两杆件上,拉伸杆件至涂层破坏获得涂层切向结合强度。图 13-14(b)是用两块平行板试样进行喷涂后进行剪切的试验。还有其他剪切试验,可参考文献[2]。

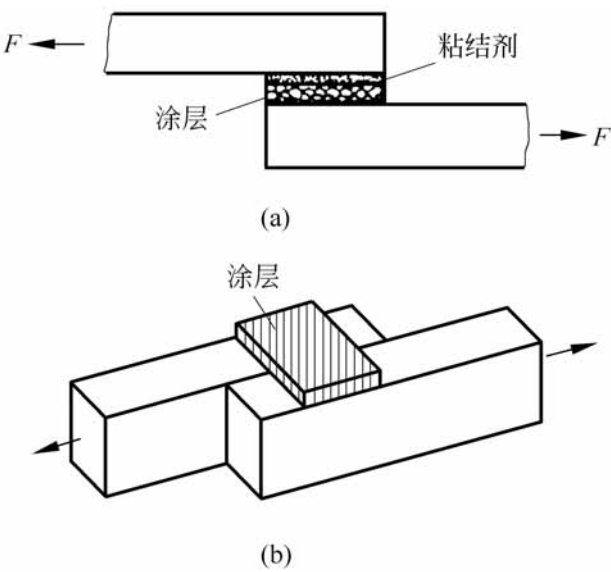


图 13-14 切向结合强度试验

(7) 涂层内部结合强度测定 涂层内部间结合强度即涂层粒子间的附着力,它反映粒子间内聚力的大小,故亦称涂层强度。涂层强度在平行于涂层方向与垂直于涂层方向上差别较大。

平行于涂层方向的涂层自身强度测试的夹具及试件尺寸如图 13-15 所示。加载速度原则上规定为 9807N/min ,而后用简单的方法即可求出拉伸强度。

垂直于涂层方向的涂层自身强度测试过程如图 13-16 所示。如图 13-16(a)所示,先在坯料端面上制成低熔点的焊锡薄膜,用喷砂法对该

薄膜作粗糙处理,然后在表面上喷涂待试验的涂层。再把焊锡熔化取下涂层,按图 13-16(b)所示粘接在两个拉杆端面之间,即可进行拉伸试验。所使用的粘结剂强度应大于涂层的自身强度。

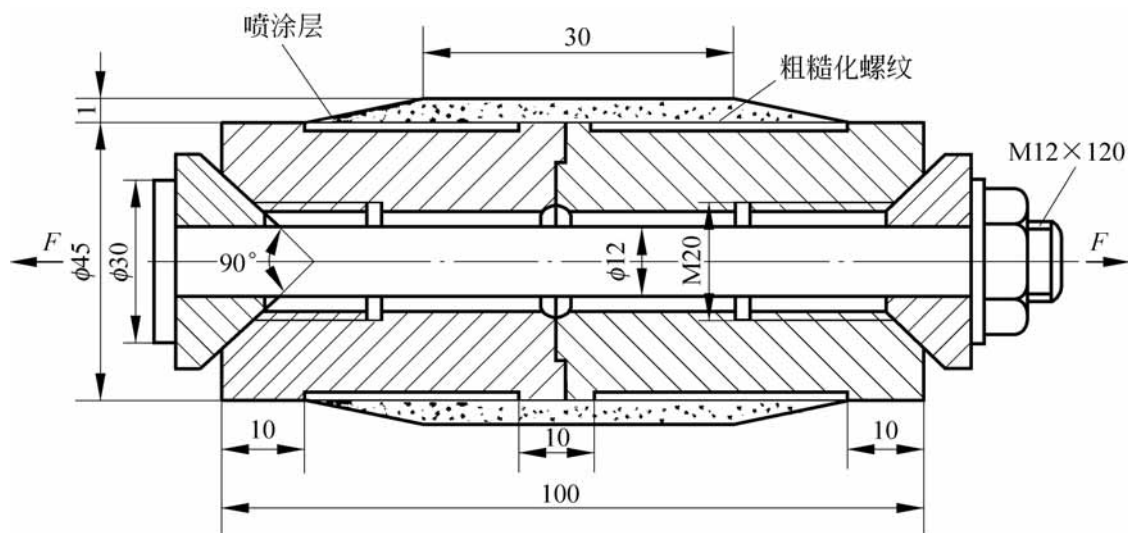


图 13-15 平行方向涂层强度试验

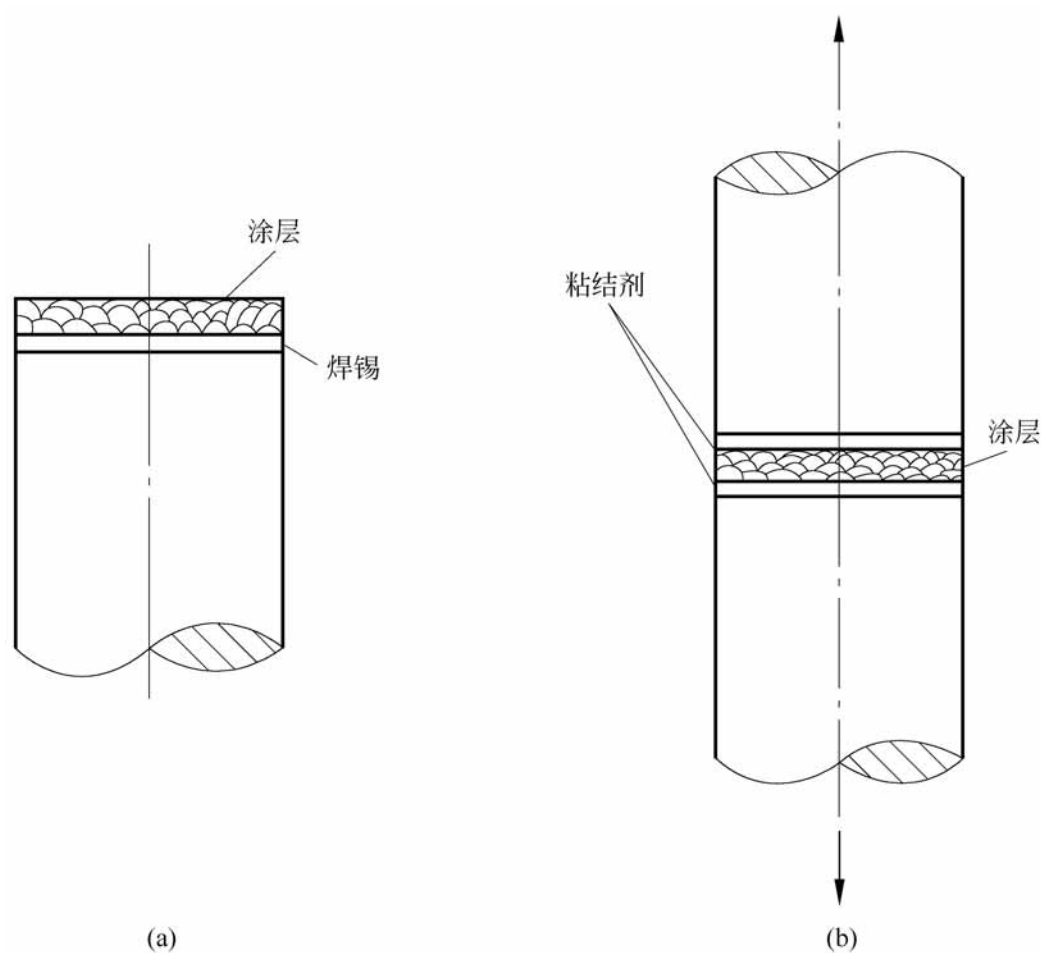


图 13-16 垂直方向涂层强度试验

高速束流粒子冲击涂层以测量涂层强度如图 13-17 所示。从喷嘴喷出的高速粒子,可以精确控制粒子运动速度、流量以及对试样的冲击作用点。通过高速运动的束流粒子对试样的冲击,使部分涂层粒子脱落,以涂层粒子脱落程度的大小来衡量涂层粒子之间的结合强度。它是涂层粒子间结合性能的高精度测试方法。这种方法与垂直于涂层方向测试法一样,不适用于喷熔涂层,它主要应用于陶瓷喷涂层及一些较硬金属喷涂层。

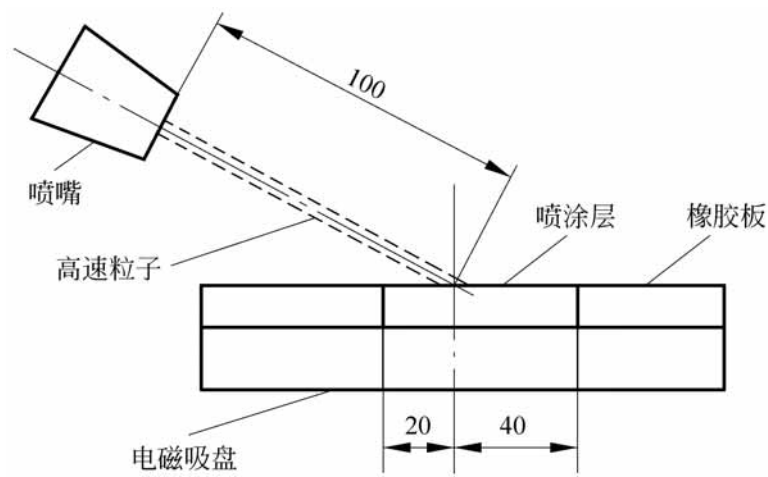


图 13-17 高速束流粒子冲击试验

刷镀涂层自身强度的扭转试验法如图 13-18 所示。对试样进行纯扭曲试验,以涂层开裂作为检测标准。此法所测试的是涂层自身的扭转抗剪切强度极限。如以刷镀层脱落作为检测标准,也可近似地认为是涂层与基材间的结合强度。

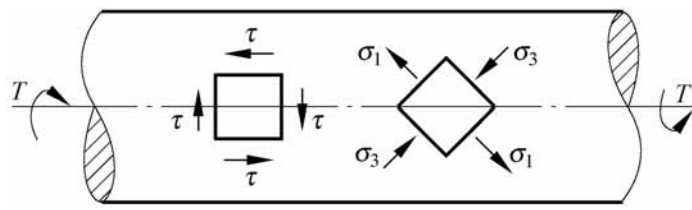


图 13-18 刷镀涂层自身强度扭转试验

扭转试验测量精度较高,重复性好。然而,刷镀涂层厚度对测量数据影响较大,应尽量保证涂层厚度的均匀性。

应当指出,上述的各种定性、定量测定涂层与基材结合强度的方法中,由于涂层形成的工艺方法和规范不同,其结合强度测定结果将会有一定误差,当涂层制成条件不同时,其结合强度值往往难以比较。

13 4 3 硬度测试

表面涂层的硬度测试可由多种方法来完成,但不同的测试方法,其涂层硬度的含义也不相同。通常测量物体硬度的方法分为两种,即静力测量法(压入法)和动力测量法。静力测量法包括布氏、洛氏、维氏硬度等;动力测量法包括锤击硬度、肖氏硬度等。此外,表面划痕硬度法也用于表面涂层的测试。由于常规硬度试验在许多书中都有介绍,这里只介绍两种特殊的硬度试验。

1. 显微硬度测试

其特点是把试验对象缩小到显微尺度以内,常用来测定某一组织的组成物或某一组成相的硬度。此外,测定单个喷涂粒子的硬度使用显微硬度计效果也很好。显微硬度计在原理上同维氏硬度计,但负荷较小,通常使用的负荷为 2、5、10、20、50、100、200g,适用于除塑料涂层以外的所有涂层,特别是测定小于 0.3mm 厚的刷镀涂层。

在研究喷熔涂层相结构时,显微硬度得到广泛应用。

2. 霍夫曼(Hoffman)划痕硬度测试

该方法可以间接测定涂层的硬度及耐磨损性能,适用于软的金属涂层和塑料涂层,要求最小涂层厚度为 0.89mm。采用 6mm 有斜面的负荷压头在 $2 \times 9.807\text{N}$ 负荷作用下在喷涂层表面刻划,以划痕宽度表示硬度及耐磨性。划痕越宽硬度就越低,涂层结合状况也越弱。Hoffman 划痕硬度值 H_N 可按下式计算。

$$H_N = \frac{b}{5} \times 10^{-3}$$

式中 b 是划痕沟槽宽度,以英寸为单位。

13 4 4 磨损试验

涂层应用最多和最能发挥其作用的性能是耐磨损性能。涂层的耐磨性是指涂层与它相互接触的物体抵抗磨损的能力。喷熔涂层的耐磨性取决于金相组织与硬度的配合。由于喷涂涂层中存在一些气孔,而且氧化物作为薄膜介于涂层粒子之间,或以不同形态(如粒状)存在于涂层组织内,因此,虽然其宏观硬度并不很高,但却具有很高的耐磨性。尤其是在有润滑油的

情况下,涂层的气孔起到储油孔的作用,从而具有一定的润滑性。刷镀涂层的耐磨性能不仅与涂层的硬度有关,还与涂层组织结构、镀液成分及刷镀工艺参数等有直接关系。此外,涂层的摩擦磨损性能,并非材料的固有特性,而是由磨损系统中许多因素共同决定的。若条件改变,其磨损试验的数据会发生很大变化。因此,只有在某种具体条件下才能对涂层的耐磨性能进行评价。有关磨损试验方法将在第 14 章作详细阐述。

13 4 5 其他性能试验

1 . 疲劳强度测试

通常采用四点弯曲式疲劳试验,以裂纹产生时的循环次数来表示涂层抗疲劳破坏的性能。此外,还可采用扭曲疲劳、旋转弯曲疲劳试验等方法。

2 . 残余应力的测定

涂层会因其凝固收缩或不平衡结晶等原因产生残余应力。基体材料与涂层材料之间的膨胀系数相差越大,则涂层中的残余应力也就越大。当刷镀液的成分、刷镀温度、基体温度以及操作工艺参数发生改变,会引起残余应力改变。一般涂层越厚,残余应力也越大。另外,残余应力还与涂层材料的熔点等因素有关。不同的热喷涂方法及涂层材料,会使涂层中产生不同的应力。当涂层材料为金属材料时,等离子焰喷涂后的残余应力高于氧乙炔焰,而当涂层为陶瓷材料时,氧乙炔焰喷涂层的残余应力又高于等离子焰喷涂层。

1) X 射线衍射法

在进行测量之前,先将涂层试样表面经砂纸打磨抛光,制成光滑试样,残存的表面最大粗糙度 R_a 为 $40 \sim 70\mu\text{m}$ 。X 射线衍射装置可测试室温至 600°C 条件下涂层的应力,其最大优点是非破坏性,缺点是只能测定表面应力,因此对于厚的涂层而言,难以准确地测定涂层与界面的应力分布状态与应力水平。一般涂层厚度在 0.15mm 以内时,测试结果较为准确。

2) 环状试样弯曲曲率法

先将试样坯料加工成环状,在环状坯料上喷涂涂层或刷镀涂层。由于涂层内存在一定的应力,会使坯料的曲率发生变化,可以根据测量到的曲率变化,通过下式计算出残余应力的大小。

$$\sigma_r = \frac{1}{1 - \mu^2} \left[\frac{h_1^3 E_1 + h_2^3 E_2}{6 h_1 (h_1 + h_2)} + \frac{E_1 (h_1^3 E_1 + h_2^3 E_2)}{12 h_1^2 (h_1 E_1 + h_2 E_2)} + \frac{E_1 E_2 h_2 (h_1 + h_2)}{2 (h_1 E_1 + h_2 E_2)} \right]$$

其中, E_1 , E_2 为涂层和基体的弹性模量; h_1 , h_2 为涂层和基体的厚度; R 为曲率半径; μ 为涂层和基体的泊松比; σ_r 为残余应力。

除了上述方法外, 还有一些方法如电阻应变仪测量法、幻灯投影法及梯形槽法等也都用来测量应力, 但均不如 X 衍射法方便准确。

参 考 文 献

- [1] 葛中民, 侯虞铿, 温诗铸. 耐磨损设计. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [2] 陈学定, 韩文政主编. 表面涂层技术. 北京: 机械工业出版社, 1994
- [3] 邵天敏, 金元生. 浆液涂层研究进展, 摩擦学进展. 清华大学摩擦学国家重点实验室, 1996, (3): 31 ~ 35
- [4] Wang Yinglong, Jin Yuansheng, Wen Shizhu. The analysis of the friction and wear mechanisms of plasma - sprayed ceranic coating at 450 °C. Wear. 1988, (128): 265 ~ 276

第 14 章

摩擦磨损实验与状态检测

14 1 摩擦磨损实验方法与装置

摩擦磨损实验的目的是考察实际工况条件下它们的特征与变化,揭示各种因素对摩擦磨损性能的影响,从而确定符合使用条件的最优设计参数。

由于摩擦磨损现象十分复杂,实验方法和装置种类繁多,所得的实验数据具有很强的条件性,往往难以进行比较,所以人们提出摩擦磨损实验的标准化问题,以便统一实验规范和方法。近年来,实验方法的标准化已得到越来越多国家和组织的重视。

摩擦磨损性能是多种因素影响的综合表现,因而必须严格地控制实验条件才可能得出可靠的结论。

目前采用的实验方法可以归纳为下列三类。

1. 实验室试件实验

根据给定的工况条件,在通用的摩擦磨损实验机上对试件进行实验。由于实验室实验的环境条件和工况参数容易控制,因而实验数据的重复性较高,实验周期短,实验条件的变化范围宽,可以在短时间内取得比较系统的数据。但由于实验条件与实际工况不完全符合,因而实验结果往往实用性较差。实验室实验主要用于各种类型的摩擦磨损机理和影响因素的研究,以及摩擦副材料、工艺和润滑剂性能的评定。

2. 模拟性台架实验

在实验室实验的基础上,根据所选定的参数设计实际的零件,并在模拟

使用条件下进行台架实验。由于台架实验的条件接近实际工况,增强了实验结果的可靠性。同时,通过实验条件的强化和严格控制,也可以在较短的时间内获得系统的实验数据,还可以进行个别因素对磨损性能影响的研究。台架实验的主要目的在于校验实验室实验数据的可靠性和零件磨损性能设计的合理性。

3. 实际使用实验

在上述两种实验的基础上,对实际零件进行使用实验。这种实验的真实性和可靠性最好。但是实验周期长、费用大,实验结果是各种影响因素的综合表现,因而难以对实验结果进行深入分析。这种方法通常用作检验前两种实验数据的一种手段。

以上三类实验可根据实验研究的要求选择其中的一种或几种。应当指出,摩擦磨损性能是摩擦学系统在给定条件下的综合性能,因此,实验结果的普适性较低。所以在实验室实验时,应当尽可能地模拟实际工况条件,其中主要的有:滑动速度和表面压力的大小和变化、表面层的温度变化、润滑状态、环境介质条件和表面接触形式等。对于高速摩擦副的摩擦磨损实验,温度影响是主要问题,应当使试件的散热条件和温度分布接近实际情况。在低速摩擦副的实验中,由于磨合时间较长,为了消除磨合对实验结果的影响,可以预先将试件的摩擦表面磨合,以便形成与使用条件相适应的表面品质。对于未经磨合的试件,通常不采纳最初测量的几个数据,因为这些数据可能不稳定。

一般使用最多的通用摩擦磨损实验机主要用来评定在不同速度、载荷和温度条件下各种材料和润滑剂的性能,也可以用来进行各种磨损的机理研究。

图 14-1 为通用摩擦磨损实验机所采用的试件接触情况和运动方式。试件之间的相对运动方式可以是纯滑动、纯滚动或者滚动伴随滑动。实验机的试件有采用旋转运动,也有是往复运动的。试件的接触形式可以有面接触、线接触和点接触三种。通常面接触试件的单位面积压力只有 $50 \sim 100\text{MPa}$,常用于磨粒磨损实验。线接触试件的最大接触压力可达 $1000 \sim 1500\text{MPa}$,适合于接触疲劳磨损实验和粘着磨损实验。点接触试件的表面接触压力更高,最大可达 5000MPa ,适用于需要很高接触压力的实验,例如胶合磨损或高强度材料的接触疲劳磨损实验。

下面介绍几种常用的摩擦磨损实验机。

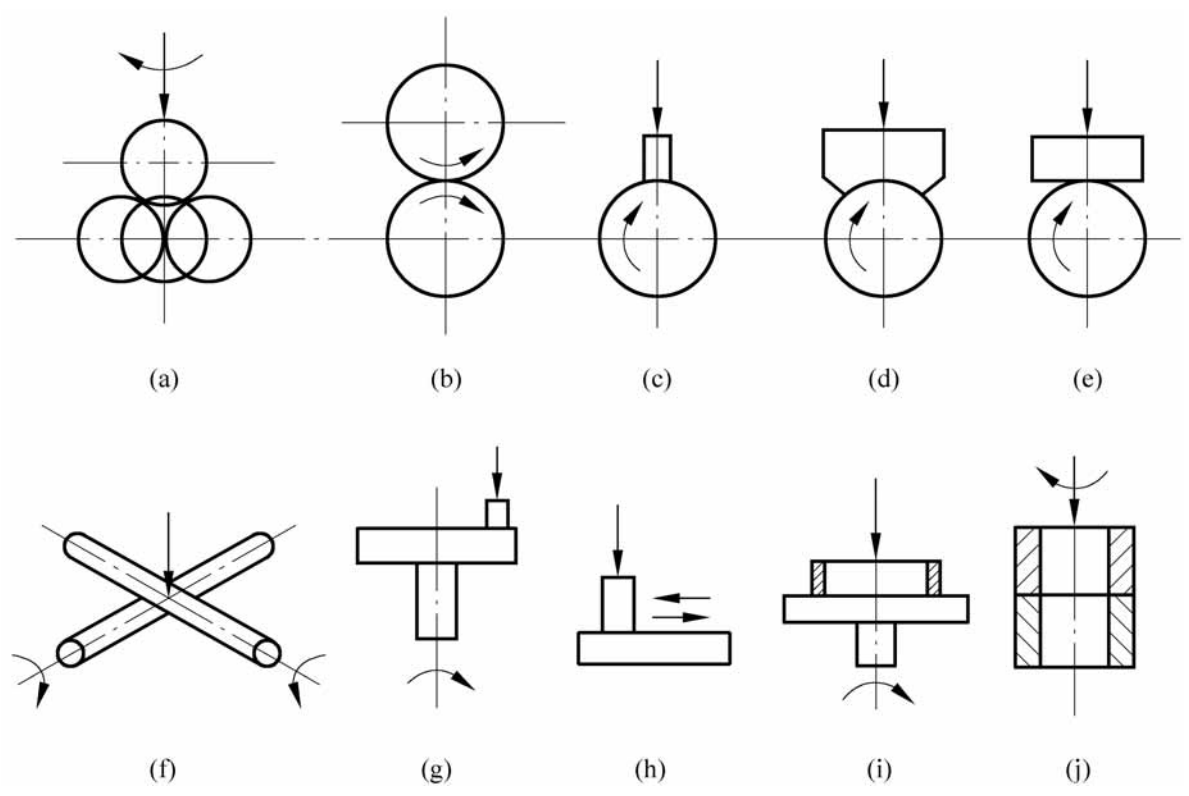


图 14-1 摩擦磨损实验机的试件形式

四 试验机是根据图 14-1(a)所示的原理制成的。将四球当中的三个球夹紧成巢状置于带有滚道的套杯中,如图 14-2。另一个球置于上方,在轴向载荷下保持与其他三个球分别构成点接触,同时被驱动旋转,与下面的三个球相对滑动。四球试验机通常用来评定润滑油添加剂的性能,根据磨痕直径和摩擦系数对试验结果进行分析。

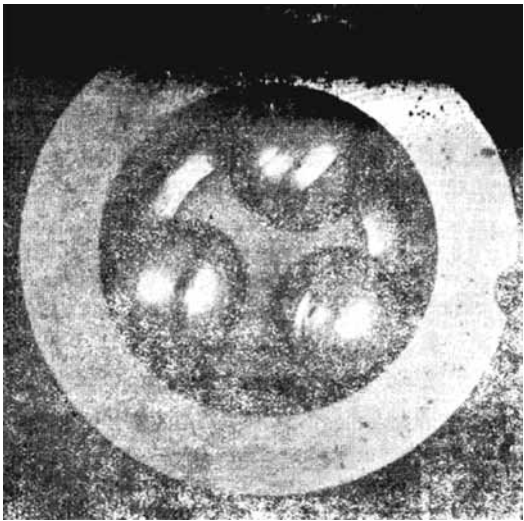


图 14-2 四球机中的下面三个球及滚道

Timken 试验机又称环块试验机,它是根据图 14-1(e)的形式设计的属于线接触试验。旋转圆环作为实验基准,一般用圆锥滚子轴承的外套圈或标准件将它压紧在矩形试块上。随着旋转时间的加大,矩形试块表面将出现条状磨痕。通过测量条状磨痕的宽度,以评定润滑剂或矩形试块材料的摩擦磨损性能。

销盘式试验机是按图 14-1(g)、(h)形式设计的面接触摩擦副实验机。它采用了圆柱体和圆盘作连续滑动或者往复滑动,对任何材料都能够方便地制作试件。

目前,已有许多新型的多功能摩擦磨损试验机,它们具有多种试件接触和运动形式,只要更换试件,就可以完成多种不同类型的试验或组合试验。

虽然通常的摩擦磨损实验机都具有同时测量摩擦力的功能,但测量精度低,不能满足某些对摩擦性能实验研究的要求。以下介绍两种测量摩擦的装置。

图 14-3 是 Bowden 和 Leben 用来精确测量边界润滑摩擦行为的设备原理图。摩擦力的测量是在平试样 A 与半球头试样 B 之间进行。平试样安装在拖板 C 上,由液压缸中的活塞平稳地向前推进。上试样由测力环 F 压紧在下试样上,而环 F 则由螺钉 G 张紧,并与臂 E 成刚性连接。臂 E 悬挂在由钢丝 DD 组成的框架上。当 B 上作用的摩擦力对双线悬挂的轴线产生一个力偶时,使臂 E 绕某一铅垂轴线转动。转动的范围由观察镜 M 来测量。摩擦力不同观察镜的转角不同,从而可以得到精确的摩擦力大小。

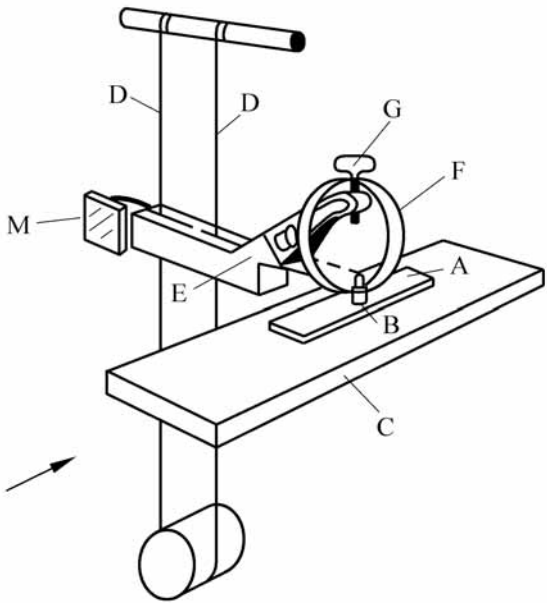


图 14-3 Bowden-Leben 摩擦实验机

图 14-4 是另一种摩擦实验机。采用液压装置驱动,避免了机械传动的不精确而产生的附加加速运动和保证工作平稳。试验机应用由两个衍射光栅产生的莫尔条纹的方法获得匀速运动。短光栅与上试样安装在一起,长光栅安装在拖板上。利用并联的相差为 90° 的光电晶体管装置,在示波器上画出近似于圆的轨迹。当把光束调整到某一固定频率,就可用很高的精度来检验运动的规律性。摩擦副是由两个相交错成 90° 的圆柱体构成的点接触,其优点是两个试件可以加工成相同的状态。圆柱试件的安装有两种方式:其一是使它们的支架分别平行和垂直于运动的方向;另一是两圆柱体均与运动方向成 45° 角。在后一安装中,通过接触区域在两试样上连续改变位置,可以研究氧化膜性能的极面效应。

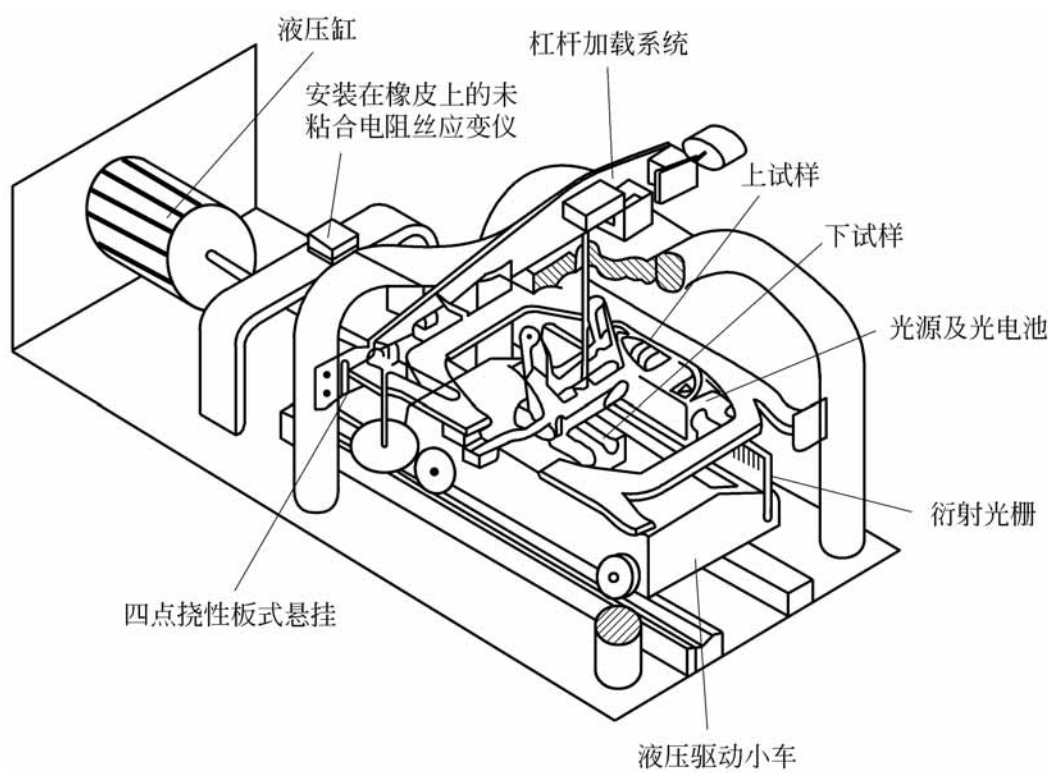


图 14-4 动摩擦实验机

14 2 磨损量的测量

机械零件的磨损量可以用磨下材料的质量、体积或者磨去的厚度来表示。磨损质量和磨损体积是整个磨损表面的总和,而磨损厚度测量能够反映磨损沿摩擦表面的分布情况。

常用的磨损量测量方法如下:

1 . 称量法

用称量试件在实验前后的质量变化来确定磨损量。通常采用精密分析天平称重,测量精度为 0 .1 mg。由于测量范围的限制,称量法仅适用于小试件。对于微量磨损的摩擦副需要很长的实验周期才能产生可测量的质量变化。如果磨损过程中试件表层材料产生较大的塑性变形,试件的形状虽然变化但质量损失不大,则称量法不能反映表面磨损的真实情况。

2 . 测长法

使用精密量具、测长仪、万能工具显微镜,或其他非接触式测微仪测量试件在实验前后法向尺寸的变化,或者磨损表面与某基准面距离的变化。

测长法可以测量磨损分布情况。但是这种方法存在误差,例如测量数据包含了因变形所造成的尺寸变化,接触式测量仪器的测量值受接触情况和温度变化的影响等。

3 . 表面轮廓法

用表面轮廓仪可以直接测量磨损前后表面轮廓的变化来确定零磨损量,即磨损厚度不超过表面粗糙峰高度的磨损。

为了保证准确地描绘磨损前后相同部位的轮廓,可以采用图 14-5 的装置,通过显微镜和试件上的定位基准确定测量位置。

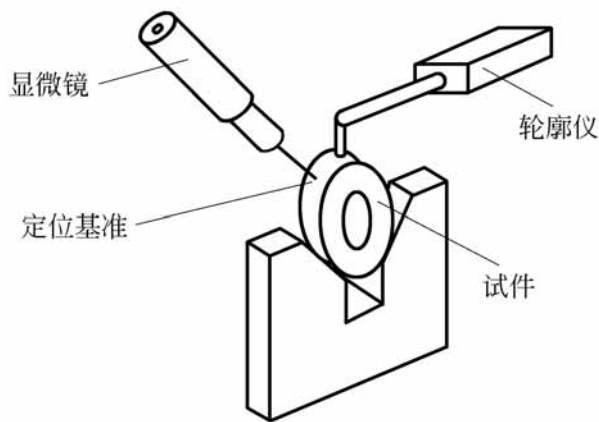


图 14-5 表面轮廓测量

当轮廓法用来测量表面的可测磨损时,即测量磨损厚度超过表面粗糙度的磨损必须采用测量基准。图 14-6 给出两种测量基准,图 14-6(a)是用

未磨损表面作为基准,而图 14-6(b)是在表面上开设一个楔形槽,根据磨损前后楔形槽宽 B 和 b 的数值计算磨损厚度 h 。

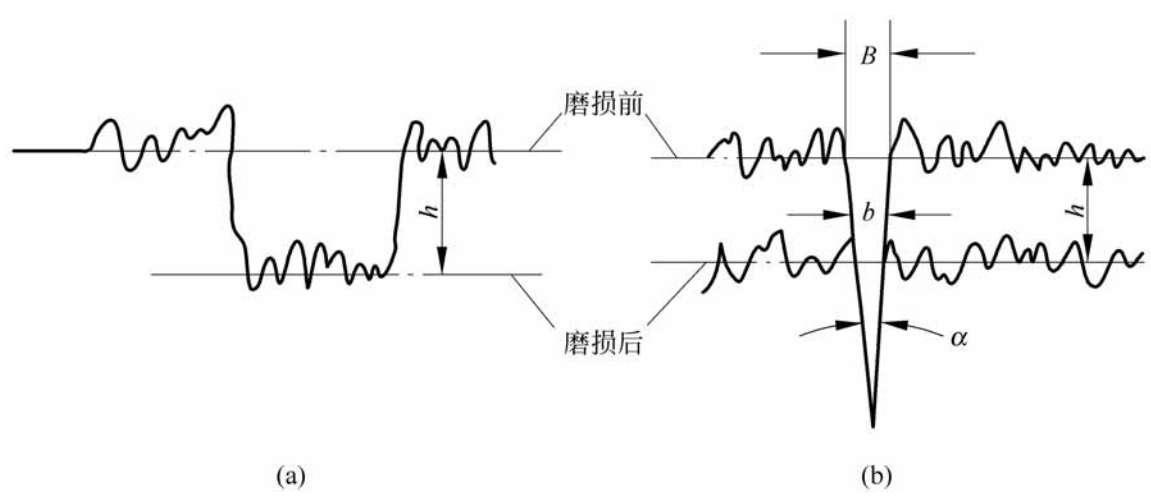


图 14-6 可测磨损的轮廓法测量

轮廓法可以记录表面轮廓在磨损过程中的变化和磨损分布。但是轮廓法测量手续复杂,被测零件的形状和尺寸受量程范围的限制。

4 . 压痕或切槽法

人为地在摩擦表面上压痕或者切槽作为测量基准,用基准尺寸沿深度变化的规律度量磨损厚度。如果在摩擦表面上不同部位布置基准,还可以测量磨损沿表面的分布。

压痕法通常采用维氏硬度计的压头在摩擦表面压出正方角锥形的坑,如图 14-7 所示。

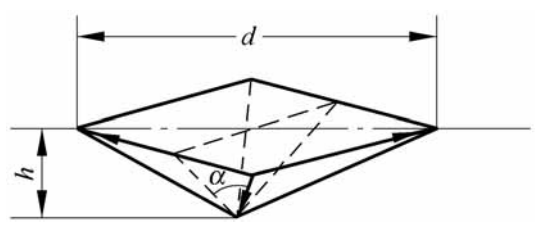


图 14-7 正方角锥压痕

如果锥面角为 α (通常 $\alpha = 136^\circ$), 对角线长为 d , 则高度为 h

$$h = \frac{d}{2 \cdot 2 \tan \frac{\alpha}{2}} = \frac{d}{m} \tag{14-1}$$

$$m = 2 \cdot 2 \tan \frac{\alpha}{2} \quad 7$$

当表面磨损以后,通过测量对角线的变化计算高度的变化。如果磨损前后对角线由 d 变化到 d_1 ,于是磨损厚度 可以按下式计算

$$= h - h_1 = \frac{1}{m}(d - d_1) \tag{14-2}$$

压痕法也可以用来测量圆柱面上的磨损。图 14-8 表示内圆表面上的测量, R 为磨损前内圆半径, d 和 d_1 为磨损前后的对角线长,此时内圆表面的磨损厚度 为

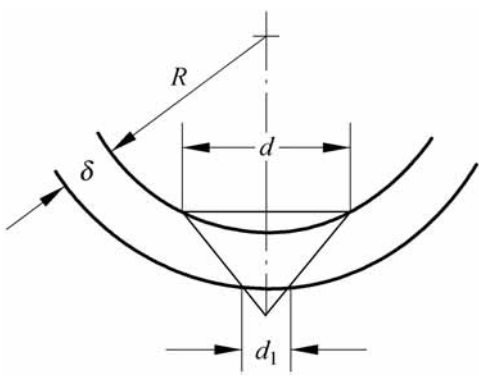


图 14-8 内圆面测量

$$= \frac{1}{m}(d - d_1) - \frac{1}{8R}(d^2 - d_1^2) \tag{14-3}$$

外圆表面的压痕尺寸如图 14-9 所示,磨损厚度 的计算公式为

$$= \frac{1}{m}(d - d_1) + \frac{1}{8R}(d^2 - d_1^2) \tag{14-4}$$

应当指出:按照上述公式计算的磨损厚度有一定的误差。因为压痕过程并非是完全塑性变形,所以压坑与压头的形状不完全相同。考虑弹性变形的影响应将 m 数值增大。当锥面角 $= 136^\circ$ 时,根据经验可按以下数值选取:塑性良好的金属例如铅,选取 $m = 7$; 铸铁,选取 $m = 7.6 \sim 8.2$, 平均值为 7.9 ; 轴承钢,选取 $m = 7.7 \sim 8.4$, 平均值为 8 。

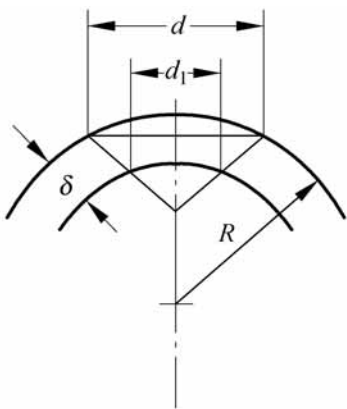


图 14-9 外圆面测量

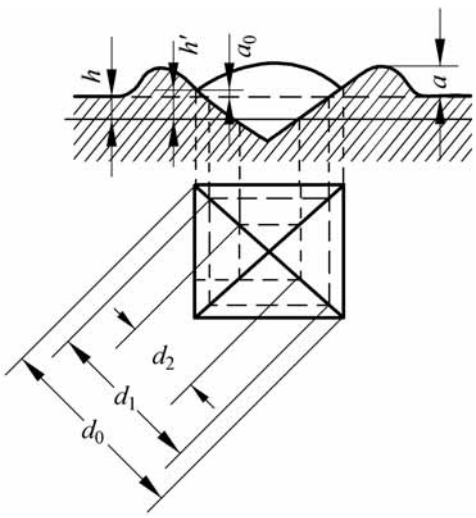


图 14-10 压痕变形

压痕法产生误差的另一个因素是压坑四周形成鼓起,使表面形状变化,并影响摩擦副的配合性质和磨损测量精度。图 14-10 表示压坑四周鼓起情

况, 尺寸 a 和 a_0 的大小依材料性质而定。

如果磨损前后对角线尺寸由 d_1 减少到 d_2 , 则实际磨损厚度 h 为

$$h = \frac{1}{m}(d_1 - d_2)$$

但由于压坑四周鼓起的影响, 测量的磨损厚度 h 为

$$h = \frac{1}{m}(d_0 - d_2)$$

测量误差

$$E = \frac{h - h}{h} = \frac{d_0 - d_1}{d_1 - d_2} \tag{14-5}$$

通常 E 的数值达到 60%, 甚至更高。所以为了减少测量误差, 必须采用专用工具修整, 或实验前经过充分磨合, 或在终加工工序之前进行压痕等方法来消除压痕四周的鼓起。

如果要测量磨损分布, 可以在摩擦表面上布置一系列的压痕。为了保证测量精度, 应当使作为测量用的对角线与滑动方向垂直, 而另一对角线则与滑动方向一致。各个压痕的尺寸应尽可能相同。为了使各个压痕尺寸大致相同, 在进行压痕时常采用专门的载荷限制器。

压痕时的压头压入力可以由下式计算

$$P = 54 \frac{d^2}{H_v} \tag{14-6}$$

式中, P 为压入力, N; d 为对角线长度, mm, 通常取 $d = 1$; H_v 为材料的压痕压力, MPa。

切槽法测磨损与压痕法十分相似, 但是切槽法排除了弹性变形回复和四周鼓起的影响。虽然由于切削中的弹性变形和切削热等因素造成槽形几何误差, 但一般不超过 5%, 所以测量精度比压痕法高。图 14-11 示出切槽尺寸。

根据几何关系得

$$h = r - \sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}$$

或

$$h \approx \frac{l^2}{8r} \tag{14-7}$$

按照近似公式(14-7)计算的误差最大不超过 1%。

根据切槽宽度 l 的变化计算磨损厚度

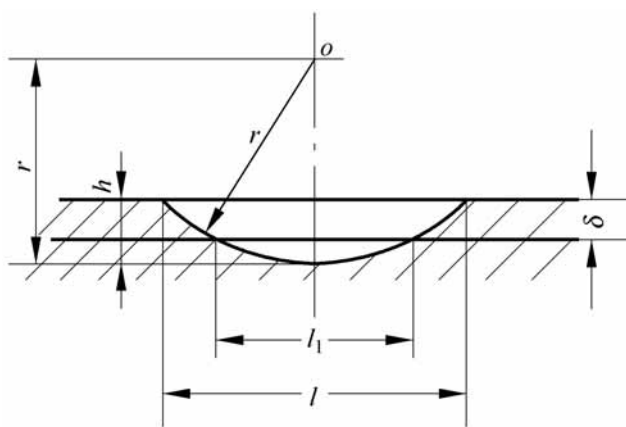


图 14-11 切槽法

$$= \frac{l^2 - l_1^2}{8r} \tag{14-8}$$

当测量圆柱表面上的磨损量时,如果圆柱面半径为 R ,则测量内圆表面的磨损厚度 为

$$= \frac{1}{8} (l^2 - l_1^2) \frac{1}{r} - \frac{1}{R} \tag{14-9}$$

外圆表面的磨损厚度 为

$$= \frac{1}{8} (l^2 - l_1^2) \frac{1}{r} + \frac{1}{R} \tag{14-10}$$

为了避免磨屑堵塞槽内影响测量精度,槽的长度方向应当与滑动方向垂直。通常选择槽长尺寸为 1.5mm 左右,而槽深应超过表面粗糙度和磨损厚度。

压痕法和切槽法只适用于磨损量不大而表面光滑的试件。由于这两种方法都要局部破坏试件的表层,因而不能用于研究磨损过程中表面层的组织结构的变化。

应当指出,上述各种磨损测量方法的共同缺点是测量时必须拆卸机器,所以操作复杂。此外,测量磨损量随时间变化时,则磨损工况条件将因每次拆装而改变。下面介绍的两种方法可以实时测量磨损量,避免了上述缺点。

5. 沉淀法或化学分析法

将润滑油中所含的磨屑经过过滤或者沉淀分离出来,再由称重法测量磨屑质量。

另外也可以采用定量分析化学的方法测量润滑油中所含磨屑的组成和质量,这不仅可以测量各种磨损元素的质量,还可以根据材料使用情况来判

断磨损的部位。

如果定期地从润滑系统中取出油样进行测量,这两种方法都可测量磨损量随时间的变化。但是它们测量的是整个表面的总磨损量,无法确定摩擦表面的磨损分布。此外,润滑油的合理取样是保证测量精度的关键。

6. 放射性同位素法

将摩擦表面经放射性同位素活化,则在磨损过程中落入润滑油中的磨屑具有放射性。因此定期地测定润滑油的放射性强度,就可以换算出磨损量随时间的变化。

图 14-12 为同位素方法测量滑动轴承磨损的装置。具有放射性的磨屑随着润滑油的循环流动通过盖格计数器附近,计数器及其定标装置记录放射性辐射脉冲数目,从而连续地测量磨损量的大小。

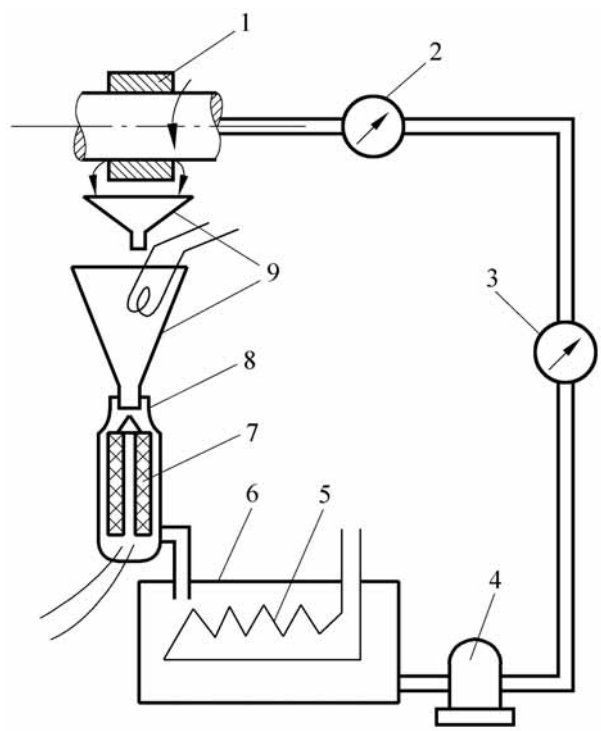


图 14-12 同位素方法测量磨损

1—轴承部件;2—流量计;3—压力计;4—油泵;5—冷却器;
6—油箱;7—专用过滤器;8—盖格计数器;9—漏斗

放射性同位素方法最大的优点是测量磨损量的灵敏度高,可达 $10^{-7} \sim 10^{-8}$ g。同时还可以分别测量几个摩擦表面和部位的磨损量。

试件表面的活化方式有镀层法、熔铸法、嵌入法、照射法及扩散法等 5 种。根据试件放射性强度的大小需要采取不同的防护措施。

14.3 摩擦表面形态的分析

由于摩擦现象发生在表面层,表层组织结构的变化是研究摩擦磨损规律和机理的关键,现代表面测试技术已先后用来研究摩擦表面的各种现象。

14.3.1 表面形貌的分析

摩擦过程中表面形貌的变化可以采用表面轮廓仪和电子显微镜来进行分析。

表面轮廓仪是通过测量触针在表面上匀速移动,将触针随表面轮廓的垂直运动检测、放大,并且描绘出表面的轮廓曲线。再经过微处理机的运算还可以直接测出表面形貌参数的变化。

采用透射电子显微镜和反射电子显微镜可以研究摩擦表面形貌和亚表面的破坏特性以及表面氧化膜的形貌。但由于它们只能作复型检测,检测范围有限、测量误差大及操作不便,目前已逐渐被扫描电子显微镜替代。

扫描电子显微镜能够直接观察摩擦表面的形貌及其在摩擦过程中的变化。电子扫描的图像清晰度好,并有立体感,放大倍数变化范围宽,检测范围亦较大,甚至可以直接用于测量小型零件的摩擦表面。

应当指出,以上介绍的表面分析局限于在磨损前后进行,不能考察磨损过程中的表面变化。王伟强和温诗铸^[2]采用原位观察技术对干摩擦磨损过程中的表面变化进行了研究。

14.3.2 表面结构的分析

金属表面在磨损过程中表层结构的变化通常用衍射技术来分析。它是将电子束照射到磨损表面,由于金属晶体中原子的有序排列,使电子的散射在特定的方向上而形成衍射斑点。不同的原子和晶体衍射斑点的分布情况是不同的,可以用它来分析表面结构及其变化。

电子衍射的穿透能力小,散射厚度仅为 $10^{-7} \sim 10^{-8}$ cm。电子衍射仪可用于进行薄层的摩擦表面分析,例如研究金属的粘着磨损和摩擦副材料迁移现象。

X射线与电子束一样能够产生衍射斑点,其穿透能力大,散射层厚度可达到 $10^{-4} \sim 10^{-2}$ cm。X射线衍射仪常用来对较厚的摩擦表面的结构分析,也有人用它研究润滑油添加剂在金属磨损中的润滑机理。

如上所示,通过表面观测考察材料磨损所采用的仪器如光学显微镜、扫描电子显微镜、X 射线衍射仪等,它们可以对磨损表面的形貌以及磨损颗粒进行观测,但是无法提供包括材料亚表层在内的情况。在磨损过程中,材料亚表层发生很大的变化,使用上述这些表面成像仪器,需将样品做剖面分析才能获得亚表层信息,这样就破坏了样品原有的磨损特征。

近年来,新研制的声学显微镜能无损地揭示材料亚表层的结构,不需要把样品剖开,从而保留亚表层的原始特征,这对材料磨损的研究具有广泛应用前景。下面介绍声显微镜的基本原理和应用^[3,4]。

图 14-13 给出了反射式声学显微镜的基本原理。它由四部分构成:换能器-透镜、信号检测电路、机械扫描系统和成像显示系统。其中,换能器-透镜是核心部分,其作用是超声波激励和聚焦,包括压电换能器、石英阻尼杆以及球形声透镜。阻尼杆的一端为抛光表面并镀上金属膜,膜上是压电换能器;另一端被磨成球形以形成一个声透镜。高频电信号激励压电换能器产生超声波,超声波以纵波的形式在阻尼杆中传播,最后被声透镜聚焦,通过耦合液(一般是水)到达样品表面和内部。当超声波遇到样品中不连续的介质或缺陷例如空洞、裂纹、夹杂等将发生反射,反射信号被换能器接收并转换为电信号,经检波、放大作为灰度信号。对样品台上的样品逐点进行扫描,采集每一点的电信号就构成了样品在该扫描区域的声显微图像,它的分辨率为 5 μm 。

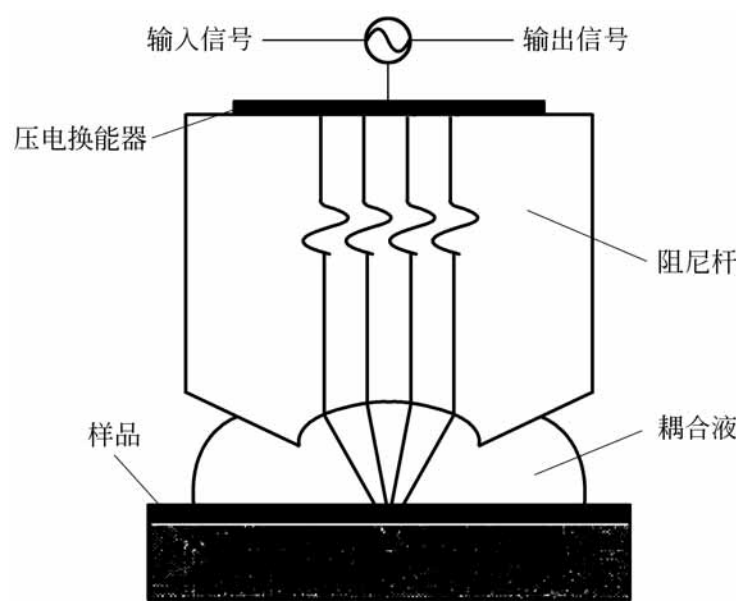


图 14-13 声学显微镜原理图

目前扫描声学显微镜有两种成像模式,即表层/亚表层成像和内部成像。图 14-14(a)给出了表层/亚表层成像的原理图。当声波入射样品的入射角大于产生瑞利波的临界角时,会在样品表面激励起瑞利波。瑞利波是表面波,传播深度为一个波长,瑞利波在传播的过程中向外辐射能量,以瑞利角射出,故而又称之为泄漏瑞利波。这样,接收射出的泄漏瑞利波就得到了样品的一个瑞利波波长深度的亚表层信息。图 14-14(b)示出了内部成像的原理图。内部成像采用较低的频率和较大的镜头曲率,在样品表面不激发瑞利波,纵波经透镜汇聚到样品一定深度,然后接受该深度范围内传回的声波以得到样品该深度内的图像。但由于受频率的限制,分辨率一般不高。

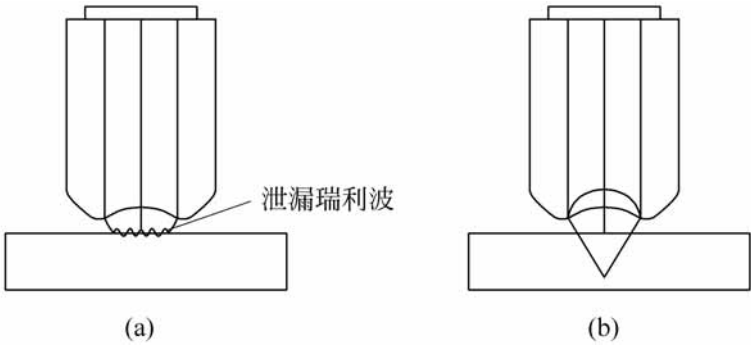


图 14-14 声学显微镜成像原理

(a) 表层/亚表层成像; (b) 内部成像

图 14-15 为彭海涛等人^[4]通过声学显微镜获得的三种涂层亚表层的声显微图像。图像中存在白和黑两种区域,白区为金属合金,黑区为氧化物与合金的混合组织。

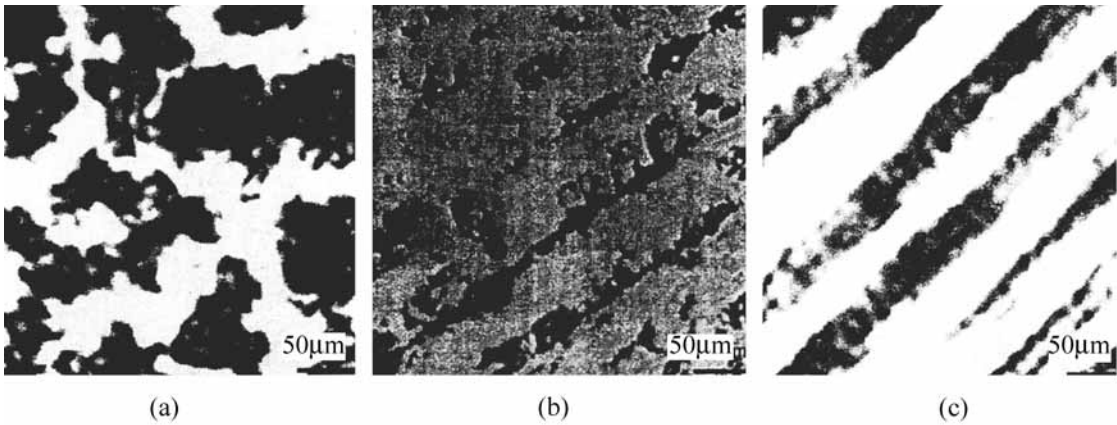


图 14-15 三种涂层亚表层的声显图像

($f=150\text{MHz}$, $z=-25\mu\text{m}$, $A=2.5\mu\text{m}\times2.5\mu\text{m}$)
(a) $\text{CoCrMoSi}+\text{Al}_2\text{O}_3\text{TiO}_2$; (b) $\text{CoCrMosi}+\text{Fe}_3\text{O}_4$; (c) 碳钢

应当指出,声学显微镜可以无损地实现对材料亚表层组织结构的观测,目前应用尚处于初期阶段,还需要其他手段验证和补充。可以预计,随着

功能不断发展和完善,声学显微镜在磨损过程研究方面必将成为重要工具之一。

14 3 3 表面化学成分的分析

摩擦表面化学成分的分析对摩擦磨损机理研究十分重要,因为表面层的化学成分与分布特点反映了摩擦副表面间的化学反应和元素迁移。下面介绍几种常见的分析方法。

1. 能谱分析

将电子束、X 射线或真空紫外光束照射到试件表面,表面受到激发而产生俄歇电子或光电子,测量和分析这些电子的能量即可确定表面的化学成分。

俄歇电子能谱仪是通过电子束使表面激发而产生二次放射的俄歇电子。各种元素的俄歇电子的能量不同,收集这些电子进行能谱分析能够研究摩擦表面上二三层原子厚度内的组织成分变化。如果将俄歇电子能谱仪配置电子束扫描,将能够对表面更大范围内的成分和元素分布作定量分析。

X 射线光电子能谱仪是用 X 射线激发表面产生光电子,并进行能谱分析。它适用于研究表面膜的形成以及添加剂对磨损的影响。

2. X 射线显微分析(电子探针)

通过电子束对试件表面的作用,使各元素发生相应的射线谱,根据不同特征的 X 射线的波长和强度来确定表面组织成分和含量。通常将电子探针与扫描电镜组合成扫描式电子探针,它不仅可以对微米范围内的成分作定点测量,还能够使电子束在试件表面作线或面的扫描,分析表面的元素分布。

应当指出,随着电子技术和超高真空技术的发展,将各种表面分析技术结合而组成多功能的测量仪器,实现同时对表面的形貌、组织结构和化学成分进行全面的分析,这将在摩擦磨损机理研究中起着更加重要的作用。

14 4 磨损状态的检测

在大型成套机组或者重要的机械系统中,要求在运转过程中对于关键摩擦副的磨损状态进行检测,及时预报它们的工作状况,以便采取有效的维

修措施,避免机械装备的突然损坏或发生重大事故^[5,6]。

通常采用物理的或化学的检测方法,定期地或连续地显示机械装备的磨损状态。常用的检测方法有以下几种。

1. 铁谱分析

20 世纪 70 年代出现的铁谱分析是将润滑油所含的磨屑进行分离和分析的技术。由于大多数机械的磨损过程是形成磨屑,观察润滑油中磨屑的尺寸、形状和组成就可以判断磨损的形式、磨损急烈程度和磨损发生的部位。

如图 14-16 所示,从润滑油循环系统中抽取少量的润滑油,将油样在低而稳定的速度下流经铁谱仪中的磁极,在磁场力作用下制作铁谱片。由于液体在倾斜的玻璃片上向下流动,油的流动仅限于在玻璃片的中央狭带位置。又因为玻璃片离磁极面的距离在顶部略小于出口端,随着颗粒向下流动,磁场梯度增加,这将使作用在颗粒上的粘性力和磁场力的总效果将按磨屑颗粒尺寸分开。较大的颗粒首先沉积下来,较小的颗粒在玻璃片尾部沉积。当一定量的润滑油流经玻璃片后,经清洗及固定过程来除去多余的油,并使颗粒定位,即完成铁谱片的制作。

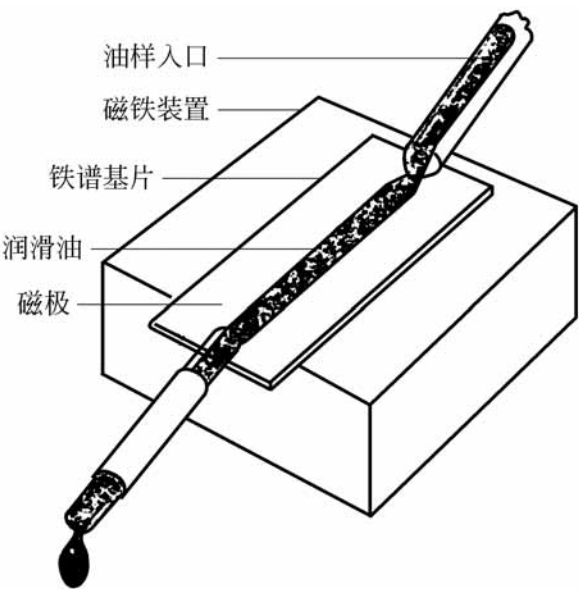


图 14-16 铁谱测量原理

图 14-17 为一典型的铁谱片,其中沉积的颗粒表现为沿玻璃片中间的一条暗带。在典型情况下,沉积物总质量约为 10 μ g。用铁谱仪沿玻璃片不同位置处测量其光的密度即可估计出磨屑的密度和分布。

根据大量的检测结果,将磨屑图像汇编成标准的铁谱图册用作测量时

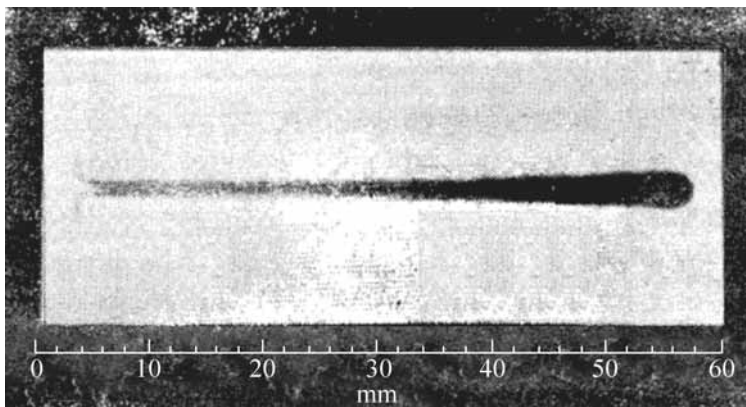


图 14-17 典型铁谱片

参考。利用光学显微镜对制成的铁谱片进行观察,并与铁谱图对照即可根据磨屑的形状和分布密度确定磨损的状态。例如正常磨损的磨屑一般呈片状;磨粒磨损或犁沟作用形成的磨屑具有螺旋状或卷曲状;而球形磨屑则是表面接触疲劳磨损产生的。对于氧化磨损或腐蚀磨损,它们的磨屑是由化合物组成的,在有色光作用下显示出不同的颜色。此外,磨屑的浓度说明各种磨损的严重程度。图 14-18 是由光学显微镜观察到球状和切削型的两种磨屑形状。

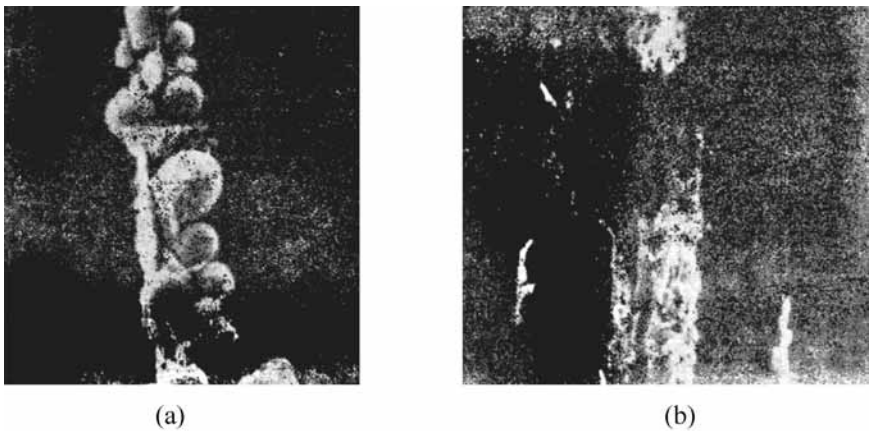


图 14-18 铁谱片上的磨屑的形状

(a) 球状磨屑; (b) 切削型磨屑

2 . 光谱分析

光谱分析是利用组成物质的原子在一定条件下能发射具有各自特征的光谱的性质,用来分析润滑油中的金属含量。

在一般情况下,原子处于稳定态。当得到一定能量以后,原子被激发。处于激发态的原子是不稳定的,在极短的时间内转化为稳定态,同时将多余的能量以光的形式释放出来而产生光谱。不同的原子所产生的光谱不同,

因此通过光谱分析可以测定润滑油中金属元素的含量变化,从而预测磨损状态。

光谱分析方法通常应用于铁路机车和船舶柴油机以及航空发动机的磨损检测,以防止故障发生。

3. 润滑油成分分析

采用理化分析仪器对于润滑油的酸度、添加剂浓度、不溶物质的含量和组成进行测定,也是分析磨损状态的方法。

4. 机械振动或噪声分析

通过机械设备在运行中的振动或噪声测定是鉴别磨损状态变化的重要手段,它可以实现连续检测。将振动或噪声测量的信号经过频谱分析等处理,还能够预示严重磨损的出现。

这种间接检测的方法在低噪声零件中应用的效果较好,例如滑动轴承。而在诸如齿轮传动等产生较大振动和噪声的零件中应用时,往往难以将零件本身的振动与因磨损恶化所产生的振动区分开来而影响检测的可靠性。

5. 润滑状态的分析

对于全膜润滑的摩擦副,采用传感器测量摩擦表面之间的油膜厚度、摩擦系数、接触状况以及表面温度等参数来检测润滑状态。

在以上的检测系统中,当采用电测技术时,可以进行连续测量,甚至于实现自动控制作用。例如当油膜厚度或温度达到临界数值时,通过自动控制系统及时调节工作参数,以保证继续正常工作或者停机,以防止事故发生。

14.5 磨损失效分析

在实际生产中,磨损失效分析是一个十分重要的问题。为了准确地判断发生磨损失效的原因和决定对策,需要具有广泛的专业知识和丰富的经验,本节仅扼要地介绍磨损失效分析的一般方法。

为了确定产生磨损失效的原因,通常从以下几个方面进行分析。

1. 现场调查

应尽可能到失效现场收集资料,了解失效过程和有关情况,主要有以下四方面:

- (1) 被磨损零部件的实物和图纸,如果可能应收集未使用的相同零件,以便分析对比。
- (2) 磨损失效零部件所在系统的工作情况,包括载荷、速度、温度等参数,以及破坏过程和部位。
- (3) 润滑油供应系统和技术性能。
- (4) 维护保养和操作规程等。

2. 润滑油及其供应系统

着重检查以下问题:

- (1) 润滑油的品种和性能。检查油的粘度和粘温特性;检查润滑油的灰分即完全燃烧后剩余的残渣以及所用添加剂中 Zn, Ba 和 Ca 的含量。必要时进行光谱分析确定润滑油的化学组成和添加剂含量。
- (2) 润滑油变质和污染程度。检查润滑油的酸度或碱度,以及不溶物质、水分、乙二醇、污染物等的含量。检查润滑油中是否含有过量的、大块的或者异常的磨屑,必要时进行铁谱分析,检查润滑油的更换周期。
- (3) 润滑油供应系统的工作状况。包括油泵和过滤器的工作性能以及供油系统的流量。

3. 被磨损零部件

- (1) 分析零件开始破坏的位置和破坏的发展过程。
- (2) 确定主要磨损形式。采用光学显微镜观察摩擦表面,根据磨损特征判断磨损形式。用切截剖面观察疲劳裂纹和白层结构等组织变化。对于大型零件不便在实验室分析,可以采用复印技术即用专门的聚合物贴附在磨损表面,将破坏部位的形貌详尽地复印出来,供在实验室中观察和分析。
- (3) 材料选择的合理性分析。采用能谱技术分析材料的化学成分和含量,检查磨损前后表面形貌和硬度等机械性能的变化。用切截剖面观察非金属夹杂物尺寸和分布情况。

4 . 设计和运行情况

分析失效零部件设计的合理性。对于全膜润滑的摩擦副,核算油膜厚度、膜厚比、润滑油流量、表面压力以及工作温度。了解磨损失效前后载荷、速度、温度以及振动、噪声的变化情况。

通过以上的观察和分析,有助于确定造成零部件失效的主要磨损形式和原因。一般说来,磨损失效最常见的原因是:

- (1) 摩擦副材料或润滑剂选择不当;
- (2) 润滑油供应系统工作不正常或润滑油变质和污染;
- (3) 工况条件超过设计参数所允许的范围;
- (4) 制造和安装误差造成的恶劣工作条件。

Shell 石油公司的科技人员经过多年的调查研究,总结出磨损失效的统计表,如表 14-1 和表 14-2 所示。

表 14-1 失效形式统计

失 效 形 式	数 量
腐蚀(电腐蚀、弱有机酸腐蚀、低温腐蚀)	408
沉积	266
磨损	146
高温腐蚀	136
疲劳折断	155
表面接触疲劳磨损	149
粘着磨损、擦伤	83
断裂	102
浸蚀	70
气蚀	41
磨粒磨损	40
胶合磨损	26
熔融软化	24
微动磨损	18
其他	55
总计	1719

表 14-2 失效零部件统计

零 部 件	数 量
滑动轴承、滚动轴承	320
缸套与活塞环	241
燃烧装置零件(如排气阀)	150
海水装置	110
燃油系统零件	73
锅炉、加热器及其管道	72
透平叶片	64
齿轮传动	55
燃料输送和储存设备	41
机架、底座	38
润滑系统零件	31
压缩机、透平增压器	30
冷却系统零件	15
其他	138
总计	1378

参 考 文 献

[1] 温诗铸 .摩擦学原理 北京:清华大学出版社,1990

[2] Weiqiang Wang, Shizhu Wen .In situ observation and study of the unlubricated wear process . Wear . 1993, (171): 19 ~ 23

[3] Wang Yinglong, Jin Yuansheng, Wen Shizhu . The inspection of the sliding surface and subsurface of plasma-sprayed ceramic coating using scanning acoustic microscopy . Wear, 1989, (134): 399 ~ 411

[4] 彭海涛等 .三种等离子喷涂涂层的声显微镜观察 摩擦学进展,1999,4(2):1 ~ 9

[5] 樊建春,林富生,温诗铸等 .设备状态监测中的摩擦学应用工程 .润滑与密封, 1997, (4):13 ~ 14

[6] Yuxiang Huo, Darong Chen, Shizhu Wen . Monitoring of the wear condition and research on the wear process for running equipment . Tribology Transactions, 1997, 40(1):87 ~ 90

第三篇

应用摩擦学

第 15 章

微观摩擦学

微观摩擦学 (micro tribology) 或称纳米摩擦学 (nano tribology)、分子摩擦学 (molecular tribology), 它是在原子、分子尺度上研究摩擦界面上的行为、损伤及其对策^[1]。

纳米摩擦学在学科基础、研究方法、实验测试设备和理论分析手段等方面都与宏观摩擦学研究有很大差别。微观摩擦学实验研究仪器主要是扫描探针显微镜, 它包括原子力显微镜、摩擦力显微镜以及专门的微型实验装置。在理论分析方面, 宏观摩擦学通常是根据材料表面的体相性质在摩擦界面上的反应来表征其摩擦磨损行为, 并应用连续介质力学, 包括断裂和疲劳理论作为分析的基础。而纳米摩擦学则是由原子、分子结构出发, 考察纳米尺度的表面和界面分子层摩擦学行为, 其理论基础是表面物理和表面化学, 采用的理论分析手段主要是计算机分子动力学模拟。

本章对微摩擦、微接触与粘着以及微磨损现象进行介绍。另外, 还将对分子膜润滑等内容加以讨论。

15.1 微观摩擦

15.1.1 宏观摩擦与微观摩擦

Bhushan 和 Koinkar^[2] 分别采用球-盘摩擦实验机和摩擦力显微镜 FFM, 对材料的宏观摩擦系数和微观摩擦系数进行了对比实验, 如表 15-1 所示。宏观摩擦系数测定采用直径为 3mm 的铝球与试件相对滑动, 滑动速度为 0.8mm/s, 载荷为 0.1N, 相应的 Hertz 应力为 0.3GPa。微观摩擦系数测定为 FFM 的探针与试件滑动摩擦, 探针材料为 Si_3N_4 , 针尖半径约

为 50nm, 滑动速度为 5μm/ s, 探针扫描面积为 1μm × 1μm, 载荷为 10 ~ 150nN, 相应的 Hertz 应力为 2.5 ~ 6.1GPa。

表 15-1 宏观与微观摩擦系数

试件材料	粗糙度 R_a / nm	宏观摩擦系数	微观摩擦系数
Si(111)	0.11	0.18	0.03
C ⁺ -注入 Si	0.33	0.18	0.02

表 15-1 说明, 微观摩擦系数远远低于宏观摩擦系数。Bhushan 等认为, 在纳米摩擦学实验中, 根据微小尺度和极轻载荷测量的材料硬度和弹性模量都比宏观测量的数值高, 因而微观摩擦过程中, 材料的磨损极少, 从而摩擦系数低。同时, 微观摩擦中, 嵌入表面的磨粒少, 也减少了犁沟效应对摩擦力的影响。实验还证明, 当载荷增加时, 微观摩擦系数和微观磨损都显著增加, 因而经典的 Amontons 公式中摩擦系数与接触面积和载荷无关的结论显然不符合微观摩擦规律。他们还进一步推论, 在轻载荷作用下微小面积的滑动表面将具有实现极低摩擦和零磨损的可能性。

15.1.2 微观摩擦与表面形貌

Ruan 和 Bhushan^[3] 利用摩擦力显微镜 FFM, 对纯度 99.99% 的高定向热解石墨 HOPG (highly oriented pyrolytic graphite) 的新劈开表面进行了滑动摩擦实验。实验表明, 当探针滑过 HOPG 基片表面时, 由 FFM 测得的原子尺度的摩擦力变化与表面形貌变化相互对应, 并具有相同的变化周期。但是摩擦力变化峰值的位置相对于表面形貌峰值的位置存在一定的偏移。

图 15-1(a) 中, 左图给出在 1nm × 1nm 面积内新劈开的 HOPG 基片表面形貌变化的灰度图像, 右图是相同面积内摩擦力变化灰度图像。图(b) 是根据图(a) 中表面形貌和摩擦力灰度图像重叠在一起绘制的, 图中三角形和圆形符号分别对应形貌和摩擦力峰值的位置。由图看出, 形貌峰值的位置与摩擦力峰值的位置在空间存在很规则的偏移。分析表明, 摩擦力偏移是由粗糙峰的斜率造成的。

表面形貌还使得微观尺度的摩擦具有显著的方向性或称各向异性特征, 即沿不同方向滑动所得到的摩擦力大小不同。图 15-2 列出的实验结果说明了摩擦的方向性。图中, (a) 是根据 HOPG 摩擦力分布灰度图像绘制的, (b) 和 (c) 分别是沿 A—A 和沿 B—B 方向摩擦力的变化和平均值。显

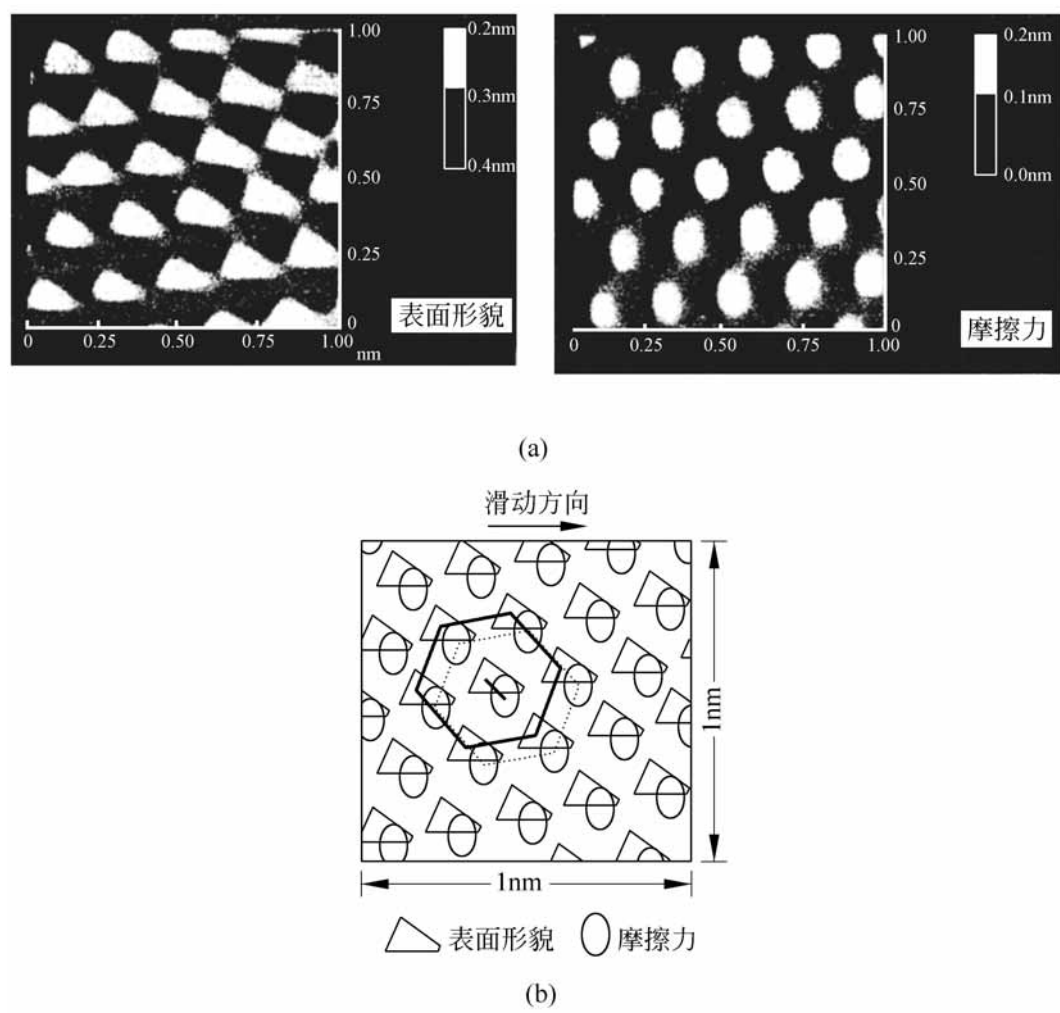


图 15-1 HOPG 微观摩擦图像

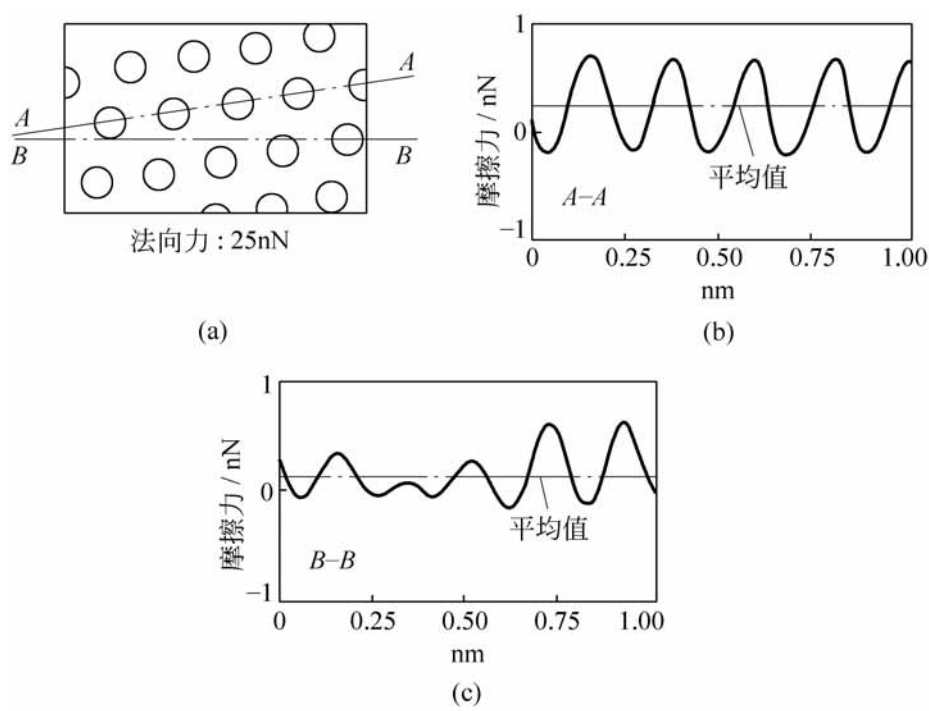


图 15-2 摩擦的方向性

然,沿 $A-A$ 方向的摩擦力大于沿 $B-B$ 方向的摩擦力。摩擦的方向性有时在宏观尺度的滑动摩擦中也能够观察到。

Ruan 和 Bhushan 根据图 15-1 所示的摩擦力变化与形貌变化具有相同的周期并相互对应的特征,提出微观摩擦的“棘轮(ratchet)模型”。探针滑过基片表面类似于棘爪沿棘轮齿缘的运动,从而得出粗糙峰斜率是决定摩擦系数的关键因素的结论。

微观摩擦力与粗糙峰斜率的相关关系已被用 Si_3N_4 探针与 HOPG 基片或单晶金刚石基片的 FFM 摩擦实验所证明。图 15-3 给出单晶金刚石表面在 $200\text{nm} \times 200\text{nm}$ 范围内粗糙峰高度、斜率和摩擦力分布的灰度图。金刚石表面经抛光处理,实验用法向载荷 50nN 。由图可知,摩擦力分布与粗糙峰斜率分布基本上相同,而与峰高关系不大。

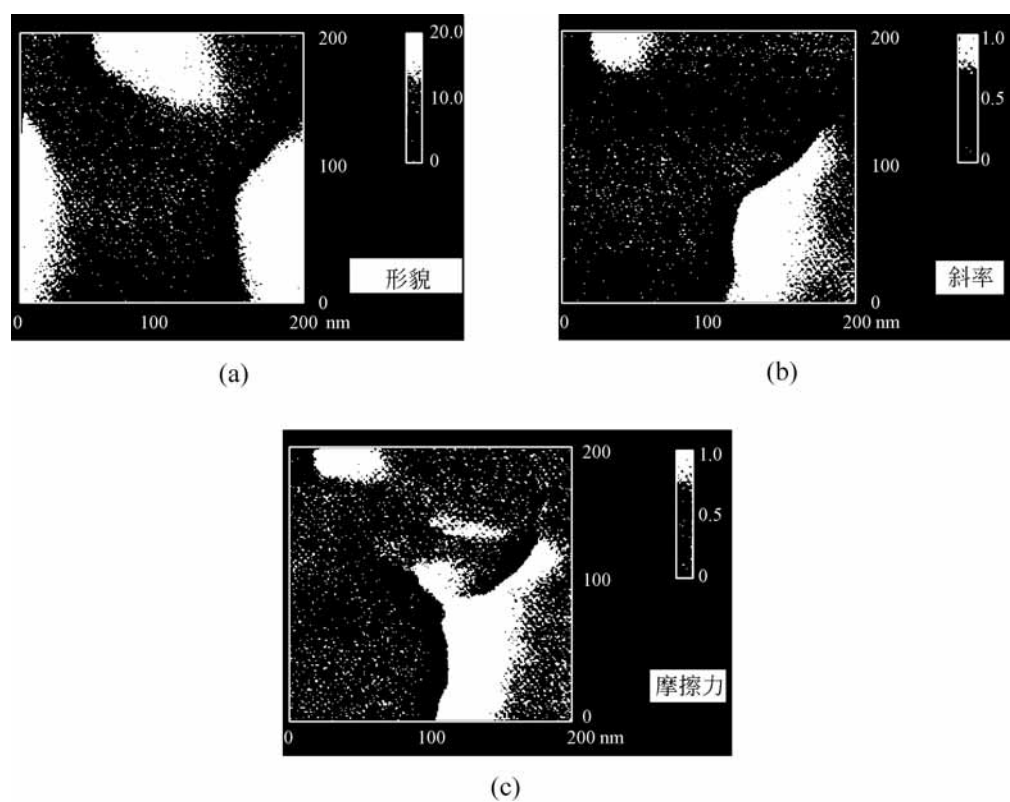


图 15-3 单晶金刚石微观摩擦

Ruan 和 Bhushan^[4] 采用同样的方法,对于 Si_3N_4 探针与热解石墨 HOPG 的摩擦与形貌关系作了进一步研究。探针在 42nN 的法向载荷作用下,以 $1\mu\text{m/s}$ 的速度沿石墨表面滑动。图 15-4 给出在 $1\mu\text{m} \times 1\mu\text{m}$ 范围内表面粗糙峰高度分布和摩擦力分布的相应关系。由图可以看出, HOPG 基片的主要部分是原子尺度的光滑表面,它们的摩擦系数极低。而在表面上存在的若干条状形貌区域内,其摩擦系数骤然增加。

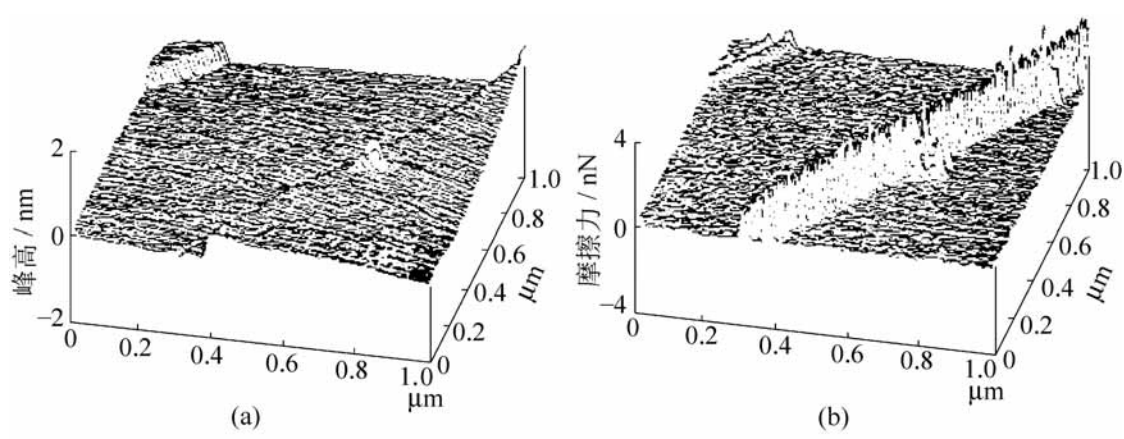


图 15-4 HOPG 微观摩擦
(a) 形貌; (b) 摩擦

为了考察条状形貌对摩擦的影响, 以及棘轮模型的适用性, Ruan 和 Bhushan 进一步分析了探针在往返滑动中粗糙峰斜率与摩擦力的对应关系, 如图 15-5 所示。

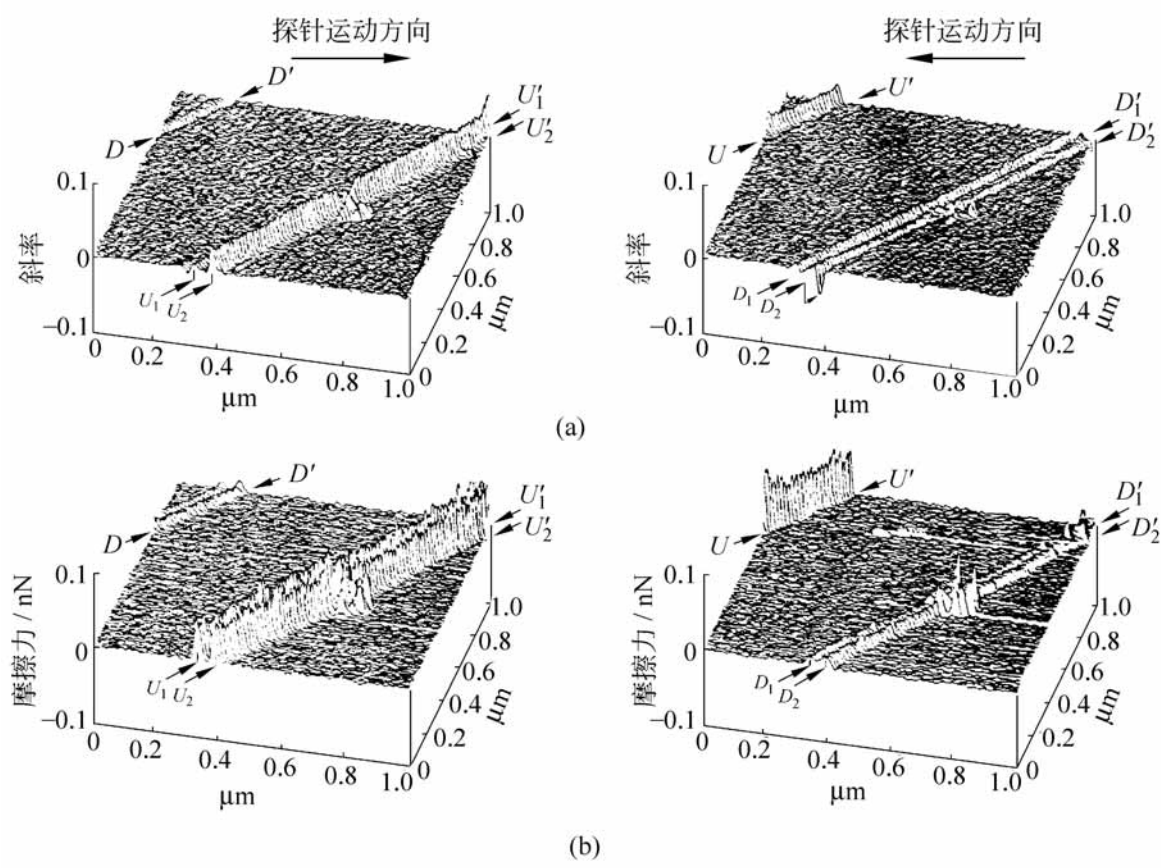


图 15-5 条形形貌斜率与摩擦力
(a) 表面斜率; (b) 摩擦力

图 15-5(a)给出探针沿正反方向运动时表面粗糙峰斜率分布, 图(b)为探针沿正反方向运动的摩擦力分布。由左侧的两图对照可知, 在负斜率条状形貌 DD 处的摩擦力高于光滑表面的摩擦力; 而在正斜 U_1U_1 和 U_2U_2

处,其摩擦力更高。同时还可以看出,虽然沿 $U_1 U_1$ 和 $U_2 U_2$ 的斜率差别很大,但它们的摩擦力却基本上相同。类似的情况也存在于右侧两图所表示的探针反方向滑动中。在正斜率条纹 UU 处摩擦力增加很大,但是在负斜率条纹 $D_1 D_1$ 和 $D_2 D_2$ 处,摩擦力也略高于光滑部分的摩擦力。此外,虽然 $D_1 D_1$ 和 $D_2 D_2$ 的斜率相差较大,而它们的摩擦力却几乎相等。

图 15-7 的实验结果说明,单纯用粗糙峰斜率来表征摩擦力大小的观点,对于经粗化处理的复杂形貌,特别是具有条状形貌的表面不能适用。通过电子显微镜对条状形貌区域分析表明,表面粗化造成摩擦力增加的原因有二:一是粗糙峰高度增加,同时表面较大部分的晶格方向改变,不再是(0001)平面;二是粗化处理使得条状区出现非晶碳。因此,粗化造成材料结构的改变是造成摩擦力增加的原因。

综上所述,石墨材料的滑动摩擦力与晶格方向密切相关,沿(0001)平面滑动具有最低的摩擦力。研究表明,其他材料也具有类似的性质,也就是说微观摩擦具有明显的各向异性特征。

15.1.3 犁沟效应与粘着效应

1. 犁沟效应

微观摩擦是在极轻载荷下分子光滑表面之间的摩擦。在这种条件下,粘着摩擦理论存在一些新的有待进一步研究的问题,例如:在分子光滑表面滑动中,犁沟效应的作用和材料转移行为;零载荷或者负载荷下的摩擦机理;粘着力为零时界面摩擦的起因等。

根据第 10 章所述的 Bowdon 和 Tabor 提出的粘着摩擦理论的摩擦力模型,一个硬粗糙峰在软表面滑动的摩擦阻力包含推动粗糙峰前方材料和分离粘着接触面积上的力。在考察犁沟效应时,通常是在排除粘着力条件下测定摩擦系数 μ ,并以 μ 表示犁沟效应的强弱。分析表明,球形粗糙峰产生的犁沟摩擦系数取决于球形半径和压入深度,而锥形粗糙峰的犁沟摩擦系数只与锥顶角有关。

Guo 等人^[5]采用圆锥探针在氯化钠基片上滑动,观察到犁沟力随时间波动变化,探针前方的材料也出现不均匀移动,其对应于材料波动式的塑性变形,这是韧性材料犁沟过程的重要特征,也是引起滑动摩擦不稳定的原因之一。

Guo 等采用金刚石圆锥探针与硬的类金刚石碳膜涂层基片进行犁沟

实验得出,当载荷低时,涂层变形主要是塑性的。当在高载荷下滑动时,观察到表面断续地出现微小的断裂区,而且每一次断裂出现都伴随着摩擦力的突然下降。图 15-6 给出滑动过程中摩擦力的变化。图中符号 A 表示微观断裂发生时摩擦力的突然下降。

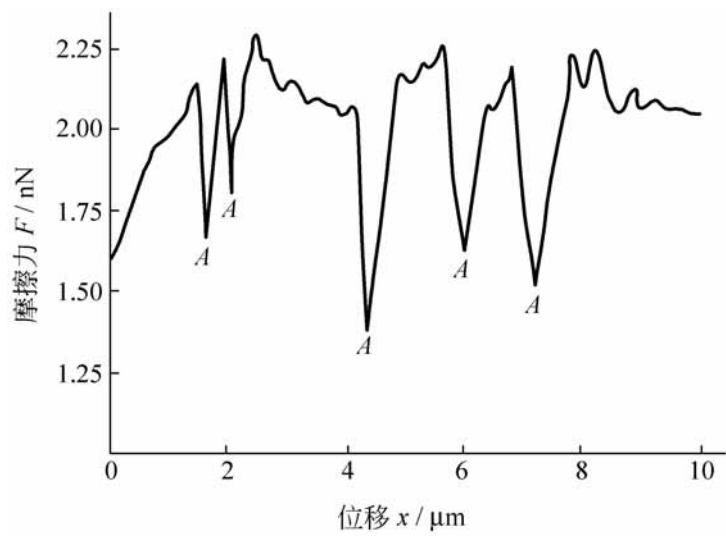


图 15-6 陶瓷材料脆性断裂

综上所述,在犁沟过程中,不同材料的力学行为不同,韧性材料产生波动式的塑性变形,而脆性材料则断续地出现微观断裂,其结果都导致犁沟力变化。

2. 粘着效应

Guo 等人^[5]采用摩擦力显微镜对高真空条件下的钨探针和金基片进行摩擦实验,发现明显的韧性行为和粘滑现象。他们根据 Bowdon 和 Tabor 的修正粘着摩擦模型中法向力(载荷)和切向力(摩擦力)联合作用下接触面积计算公式,以及接触面积和接触电阻关系式,分析计算了探针和基片在完全塑性接触和零载荷下滑动时摩擦力 F 与接触电阻 R 的关系。图 15-7 给出计算值和测量值对比,两者吻合较好。图中接触面积与接触电阻成反比,因此,随着接触面积增加摩擦力也增加的结论。由于是零载荷下的滑动,接触面积上只受到粘着力作用,因而摩擦力是由粘着效应产生的阻力。

在静接触中,表面间粘着力往往比外加载荷更为重要。图 15-7 再次表明,粘着力对于滑动接触行为的作用大于或者不亚于外加载荷的作用。实验证明,甚至在外加载荷为负值,例如 $P = -0.6\mu\text{N}$ 时,滑动中仍然出现一定的摩擦力。这是微观摩擦十分重要的特征。

为了深入揭示零载荷甚至负载荷下的摩擦行为和机理,用作实验的摩

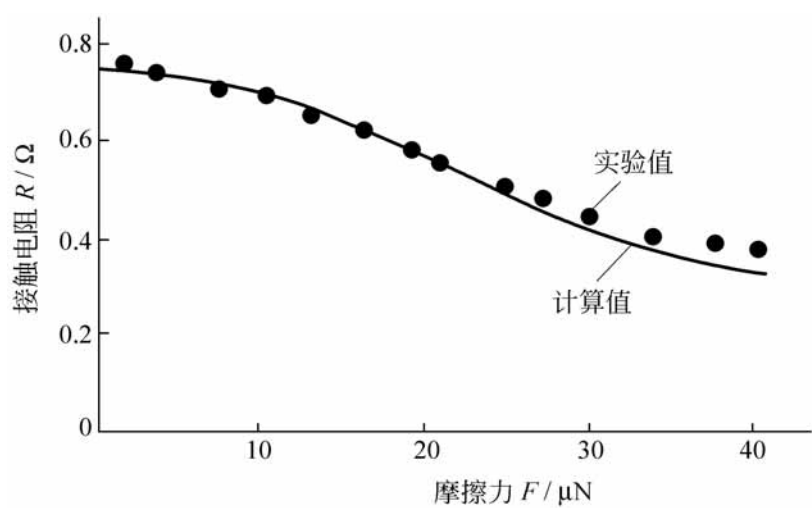


图 15-7 零载荷下摩擦

摩擦副材料应选择具有适当的粘着强度而又不至于产生表面损伤或材料转移,还应使滑动剪切发生在界面上。Pivin 等人^[6]采用金属铱(Ir)探针与共价化合物 Ni_3B 基片组成摩擦副,在高真空环境和负载荷 $-0.9\mu\text{N}$ 条件下进行摩擦实验。Ir 是硬金属材料,而 Ni_3B 是单晶状态,表面非常光滑,并具有导电性,可以采用测量接触电阻来计算接触面积。图 15-8 给出表面粘着过程中摩擦力和接触电阻(与接触面积成反比)随滑动位移的变化。

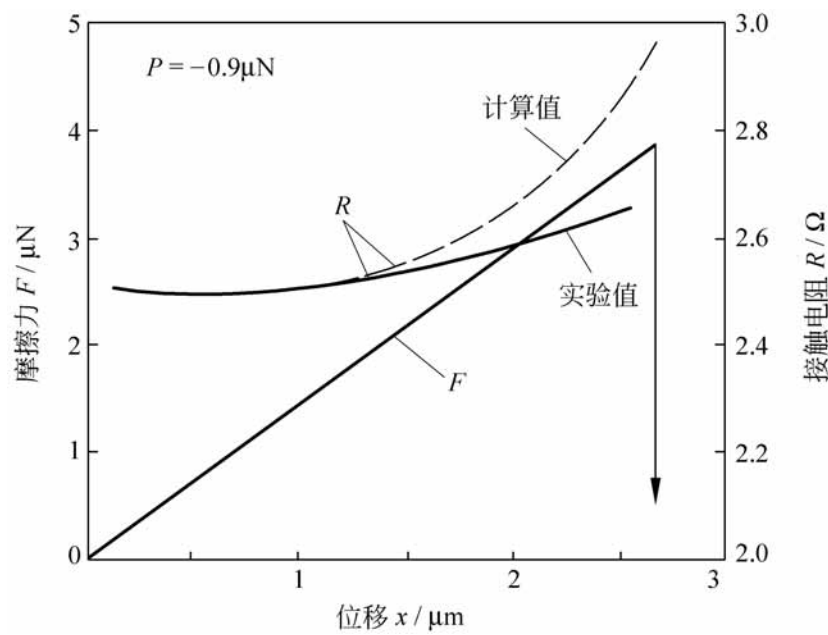


图 15-8 负载荷下摩擦

实验表明,负载荷下的滑动呈现强烈的粘滑现象。图 15-8 是在一次粘着过程中摩擦力和接触面积的变化,即摩擦力增加而接触面积减小。然而,图 15-8 与图 15-7 的实验结果相反,后者得出随摩擦力增加接触面积也增加的结论。

15 2 微接触与粘着现象

15 2 .1 固体表面的微接触

1 . 零载荷接触

1981 年, Pollock 根据高真空条件下探针与基片的微观接触实验得出, 对于某些材料的组合, 在零载荷条件下有可能出现表面接触和表面变形。图 15 -9 给出不同材料组合的接触面积与载荷之间的关系。横坐标为外加载荷 P ; 纵坐标为接触电阻 R , 它与接触区半径成反比。

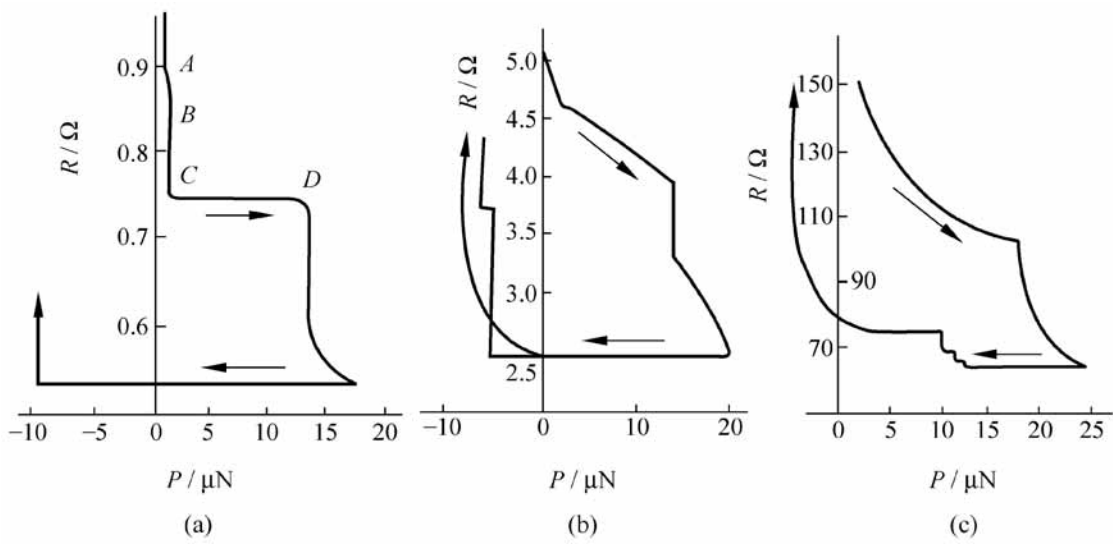


图 15 -9 接触面积与载荷

图 15-9(a)的材料组合为钨探针和金基片, 材料经离子腐蚀净化和接近熔点温度的退火处理。图中 A 和 B 部分显示在载荷极小或零载荷条件下, 接触电阻迅速降低即接触面积增大到一定数值。这是由于表面粘着能引起的表面接触和塑性变形。图 (b)的材料也是钨探针和金基片, 实验前预先暴露在氧气中, 表面受到污染, 此时零载荷的接触不明显。图 (c)为钨探针与 Ti_4O_7 基片, 实验表明无零载荷接触出现, 而且分离接触的载荷非常小, 说明其粘着能较低。

上述实验表明, 界面上的粘着能和表面力对于表面接触和变形起着重要影响, 不同材料组合的粘着能大小不同, 表现出不同的接触状态。因此, 在表面接触和变形研究中必须考虑它们的影响。特别是在纳米摩擦学研究中, 粘着能和表面力的作用至关重要。

2. 弹性、弹塑性和塑性接触

Pollock 等人^[5]将宏观力学中如硬度、弹塑性、韧性等概念引入微观接触分析,推导出相关的近似公式。

将表面力 S 的作用等效为载荷作用。根据几何模拟和弹性模拟条件,可以将两个粗糙表面的接触等效为高度随机分布的若干个弹性半球体与刚性平面的接触。为了研究方便起见,通常只分析单个粗糙峰之间的接触。对于半径为 r 的弹性半球体与刚性平面相接触,在外加载荷 P 作用下的接触圆半径 a 应当是总载荷 $(P + 2S)$ 作用下的接触圆半径。这样,由 Hertz 弹性接触理论可以得到考虑表面力作用的弹性接触的修正公式为

$$P + 2S = K \frac{a^3}{r} \quad (15-1)$$

需要说明,式(15-1)与 1971 年 Johnson、Kendall 和 Roberts 首次考虑表面能作用提出的弹性接触公式(通常称为 JKR 公式)相同。式(15-1)表明,考虑表面粘着能影响计算的接触面积将大于经典 Hertz 弹性接触理论的计算值,这意味着与接触面积相关的所有摩擦磨损性能都将相应增加。

随后,根据半球体与平面接触的应力场计算,求得接触中心轴上开始出现塑性变形时的近似关系式为

$$P + 1.5S = 1.1 a^2 Y \quad (15-2)$$

式中, Y 为弹性极限。

当接触载荷 P 满足式(15-2)关系时,即开始进入弹塑性接触状态。

如果不考虑粘着能的影响,由经典接触理论得出:当塑性变形区扩展到接触表面即达到完全塑性接触时,接触圆半径 a 的近似值为

$$a = 60r \frac{Y}{E} \quad (15-3)$$

在考虑粘着能的影响下,根据经典的塑性接触分析提出塑性接触关系式,即

$$P + 2wr = a^2 H \quad (15-4)$$

式中, H 为硬度; w 为粘着能。

当式(15-3)和式(15-4)同时得到满足时即达到完全塑性接触状态。由以上公式可以看出,甚至在 $P = 0$ 即零载荷条件下,由于粘着能 w 的存在也能够导致接触表面产生塑性变形。

15.2.2 固体粘着与表面力

1. 固体粘着现象

关于固体表面粘着微观机理最有影响的研究报告是 1990 年 Landman 和 Luedtke 等人^[7]提出的。他们采用分子动力学模拟研究了硬的镍探针与软的金基片之间法向趋近与分离过程。结果发现,当探针以准稳态方式慢速向下趋近基片表面达到 0.4nm 时,探针移动开始出现不稳定,同时,在表面力作用下金基片的表面逐渐向镍探针鼓起。随后,金晶体的原子突然在极短时间内迅速向上跳跃,在 10^{-12} s 内金原子向镍探针跳动距离 0.2nm。进而两表面形成粘着接触,即在探针表面形成单分子的金膜。这种现象是由于探针和基片的表面能不同引起的,有如固体表面被液体润湿一样。

当探针继续向下移动而压入金基片过程中,探针表面粘附的金原子逐渐增多,金基片的晶格产生滑移和缺陷,此时金材料由弹性变形转变为塑性变形。

当探针反方向移动即向上分离时,与探针相连的基片材料发生韧性拉伸和颈缩,呈现出明显的塑性流动和材料转移。进而形成原子尺度的连接探针和基片的金丝,连接丝仍然保持晶体状态。最后连接丝断裂,探针与基片完全分离,分离后的金基片表面出现损伤痕迹,而镍探针表面粘附金材料。

2. 粘着能与表面力

如图 15-10,当固体 A 的表面 a 与固体 B 的表面 b 相互粘着接触而构成界面 **ab** 之后,如果施加外力将该粘着界面分离,并将两固体移开相距无限远,则外力在单位面积上所作的功定义为粘着功或称 Dupré 粘着能,以 w 表示。

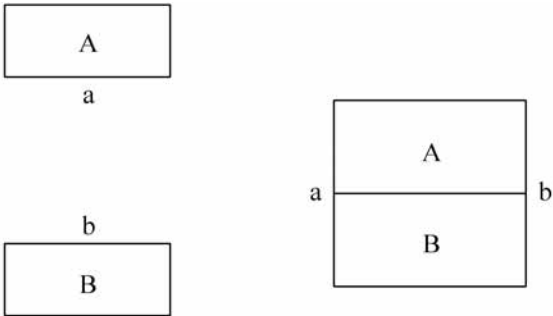


图 15-10 固体接触与分离

根据表面物理可以得到

$$W = \gamma_a + \gamma_b - \gamma_{ab} \tag{15-5}$$

式中， γ_a 、 γ_b 分别为两固体表面 a 和 b 的自由能。自由能的定义为：使表面增加单位面积所需要做的功或能量。还可以理解为在单位面积上使分子由固体内部移动到表面所需要做的功或能量。由此可见，处于表面的分子比固体内部的分子具有更高的能量。 γ_{ab} 为界面能，它可以定义为使界面 ab 扩大单位面积所需要做的功或能量，也可以理解为在单位面积上表面 a 的分子或者表面 b 的分子越过界面到另一个表面上所需做功或者能量。二者在数值上是相等的。

事实上，Dupré 粘着能表示分离粘着表面时外加拉力克服两表面之间的吸力所作的功。若令接触面上总粘着能为 E ，在拉力 P 作用下的位移为 s ，则表面力 S 为

$$S = - \frac{E}{s}$$

通常认为工程表面接触是粗糙峰之间的接触，通过几何模拟可以将粗糙峰的接触当量为球体与平面的接触，其接触面积是正圆，因而在接触力学计算中属于轴对称问题。在纳米摩擦学中，分析原子尺度的接触问题也属于接触面积为正圆的轴对称接触。此时单个接触点的面积通常为 $0.01 \mu\text{m}^2$ ，因此，在扫描探针显微镜实验中，采用的金属或陶瓷探针尖端半径应为 $0.3 \mu\text{m}$ ，施加的载荷为 100nN 。

如果接触圆的半径为 a ，接触圆上的总粘着能则为 $E = \pi a^2 w$ 。根据能量平衡条件，对于轴对称接触问题，式(15-5)推导出表面力的公式为

$$S = \frac{3}{2} \pi w K a^{3/2} \tag{15-6}$$

其中， K 为当量弹性常数。

式(15-6)中粘着能 w 的数值可以根据 A、B 两固体相在界面上的作用势函数来计算，它等于把两固体相表面 a、b 上的分子从接触状态分离并移动到无限远处所需要做的功。假设两固体相界面的作用势函数 $\phi_{ab}(r)$ 满足几何平均规律，即

$$\phi_{ab}(r) = [\phi_a(r) \cdot \phi_b(r)]^{1/2}$$

这里， r 为位置坐标； $\phi_a(r)$ 和 $\phi_b(r)$ 分别为两固体相表面 a 和 b 的势函数。

经过推导可以求得粘着能与表面自由能之间的关系，即

$$w = 2 (\gamma_a \gamma_b)^{1/2} \quad \text{为常数}$$

由上式求得粘着能以后,就可以由式(15-6)确定表面力。

15 3 微观磨损

15 3 .1 微观磨损实验

微观磨损是在极轻载荷作用下产生的表面原子分子层的损伤,其磨损深度通常在纳米量级,有时也称纳米磨损。微观磨损实验主要采用原子力显微镜 AFM、摩擦力显微镜 FFM 或者其他专门研制的纳米磨损实验机。磨损形成大都是通过锥形探针在法向载荷作用下沿基片即被试材料的表面上滑动,由纵向扫描与横向步进相组合构成二维磨损平面,即探针在基片表面每次沿纵向滑动一定行程后,沿横向移动一个微小步距,再重复纵向滑动。

通常纳米磨损测量和表征方法与宏观磨损不同,根据失重来测量磨损的方法不能用来表示纳米磨损量。在微观磨损研究中,根据试样表面品质的不同,可以采用磨损深度或者极限磨损次数来表示材料的磨损性能或者表面涂层的耐磨损寿命。对于光滑表面,可以根据磨损表面高度变化来确定磨损深度,并用它表征材料的抗磨损性能。但是对于粗糙表面,通常采用磨去一定厚度的表面层所需极限磨损次数来衡量材料的抗磨性能。

为了合理选择纳米磨损实验采用的工况参数,Jiang 等^[8]对于探针载荷、磨损次数、纵向滑动速度和横向移动步距等对磨损深度的影响进行了实验研究。实验采用金刚石探针与硅基片上用 CVD 沉积厚度 800nm 金膜表面对磨,由于试样表面非常光滑,因此采用磨损深度表示抗磨损性能。图 15-11 给出滑动速度 3 06μm/ s,步距 30nm 条件下,经 3 次磨损后金膜表

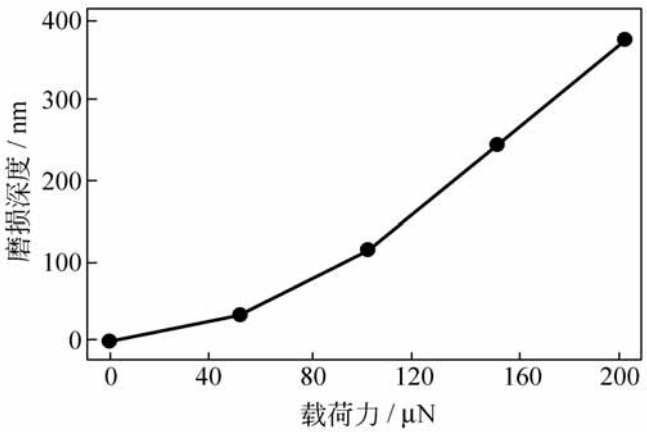


图 15-11 载荷与磨损深度

面的磨损深度与载荷的关系。图 15-12 表示在不同载荷下,金膜表面磨损深度随磨损次数的变化,实验条件与图 15-11 相同。

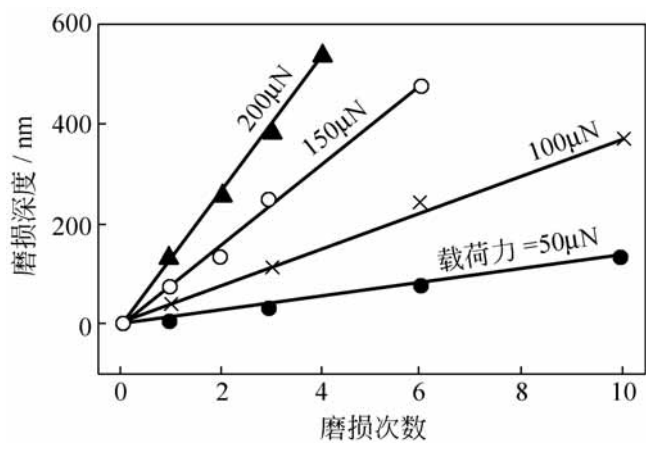


图 15-12 磨损次数与磨损深度

由图 15-12 可知,磨损深度随磨损次数线性增加,也就是每次行程磨去相同厚度的材料,这表示金膜沿厚度方向是均质的。

图 15-13 和图 15-14 分别为两种载荷下一次磨损的深度与速度和步距的关系。图 15-13 的步距为 30nm,图 15-14 的滑动速度为 3.06μm/ s。

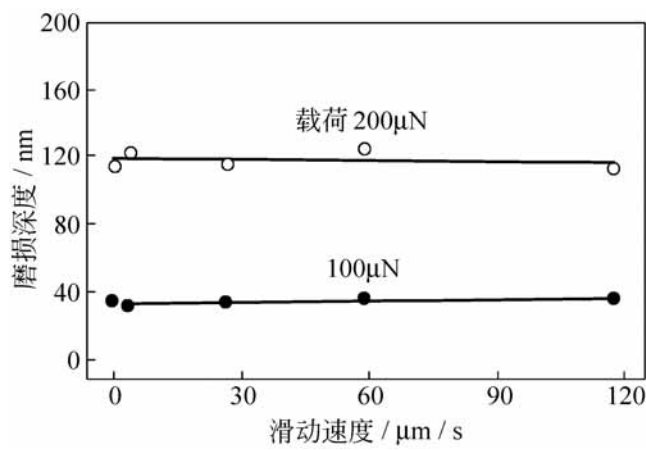


图 15-13 滑动速度与磨损深度

图 15-13 表明,滑动速度对纳米磨损几乎没有影响,这是由于实验中采用的速度较低,而且金膜材料较软的缘故。

应当指出,迄今所报道的微观磨损实验或者分子动力学模拟计算都是针对理想化的材料表面进行的,它与工程实际表面存在差异。实际摩擦副材料即使是简单晶体材料,它的强度也仅是理想晶体强度的 $10^{-5} \sim 10^{-4}$ 倍,这是由于实际晶体内部存在许多位错和微裂纹等缺陷造成的。此外,许多材料是多晶体或非晶体,而且表面常被污染,因而不是均质的。所以,微

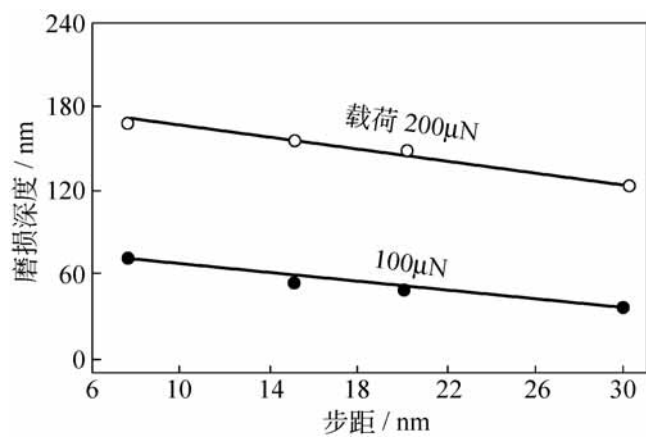


图 15-14 步距与磨损深度

观磨损实验所得的数据通常难以直接应用于工程问题的定量分析,但作为定性分析的依据仍然是十分重要的。

15 3 2 磁盘-磁头的微观磨损

磁记录装置中磁头与磁盘的间隙(也称为平均运行高度)介于 25 ~ 76nm,而两表面的相对运动速度为 3 ~ 30m/ s。显然,它们之间的接触与随之而来的摩擦磨损是难以避免的,从而严重影响磁记录装置的工作精度和可靠性。因此,微观摩擦学研究是发展高密度磁记录装置的关键问题之一。

在磁头-磁盘机构方面,Bhushan 和 Koinkar^[2] 对于各种硅材料的摩擦磨损性能进行了实验研究。微观实验是采用 FFM 进行的。实验条件和实验方法可参考文献[1,2]。经大量的实验,将各种硅材料的摩擦磨损性能汇总于表 15-2。

表 15-2 硅材料微观摩擦磨损性能

试样号	材 料	粗糙度 ¹⁾ <i>R</i> _a	摩擦系数	刻划深度 ²⁾ / nm	磨损深度 ²⁾ / nm	微硬度 ³⁾ / GPa
1	单晶硅 Si(111)	0 .11	0 .03	20	27	11 .7
2	单晶硅 Si(110)	0 .09	0 .04	20		
3	单晶硅 Si(100)	0 .12	0 .03	25		
4	多晶硅	1 .07	0 .04	18		
5	多晶硅(抛光)	0 .16	0 .05	18	25	12 .5
6	PECVD 氧化硅 Si(111)	1 .50	0 .01	8	5	18 .0

续表

试样号	材 料	粗糙度 ¹⁾ R_a	摩擦系数	刻划深度 ²⁾ / nm	磨损深度 ²⁾ / nm	微硬度 ³⁾ / GPa
7	干燥热氧化硅 Si (111)	0.11	0.04	16	14	17.0
8	潮湿热氧化硅 Si (111)	0.25	0.04	17	18	14.4
9	C ⁺ 离子注入硅 Si (111)	0.33	0.02	20	23	18.6

1) 测量面积 500 nm × 500 nm;

2) 探针载荷 40 μN;

3) 探针载荷 150 μN。

图 15-15 是在不同的探针载荷下,经过 10 次刻划行程后表面形貌的测量结果。图中 4 种试样材料分别为: (a)Si(111)表面, (b)PECVD 氧化 Si(111)表面, (c)干燥环境热氧化 Si(111)表面和 (d) C⁺ 离子注入 Si(111)表面。可以看出, PECVD 氧化处理的 Si(111)表面粗糙,但具有较高的抗划伤能力。

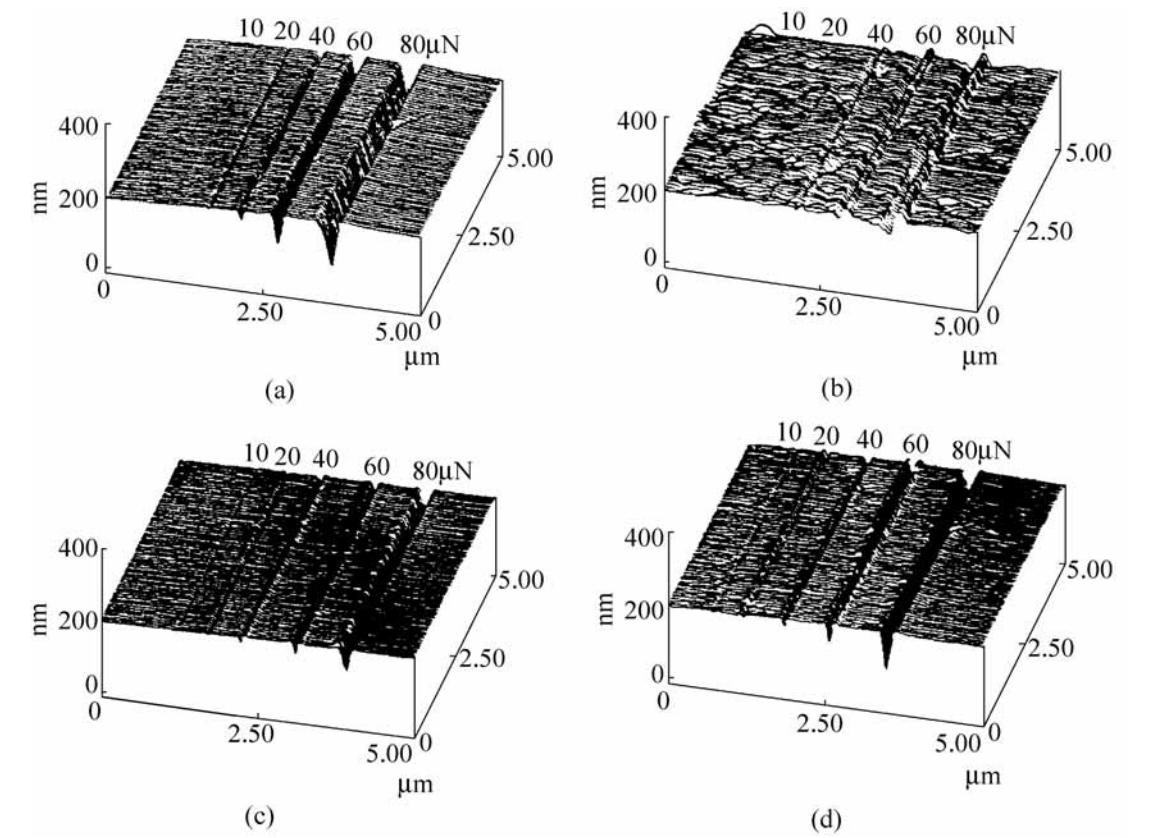


图 15-15 微刻划表面形貌

图 15-16 是相同条件下得出的 4 种硅材料表面磨痕形貌图像。图中 (a), (b), (c)和(d)依次是未经处理的 Si(111)表面, 经 PECVD 氧化, 干燥

环境热氧化和 C^+ 离子注入等强化处理的 Si(111) 表面。实验表明, PECVD 氧化处理的表面具有最高的抗磨损性能,同时,4 种硅材料表面抗磨损能力的排序与抗刻划能力相同。此外还观察到,由于纳米磨损深度很小,磨屑很容易从表面上清除,在探针扫描运动中,磨屑自动脱落。

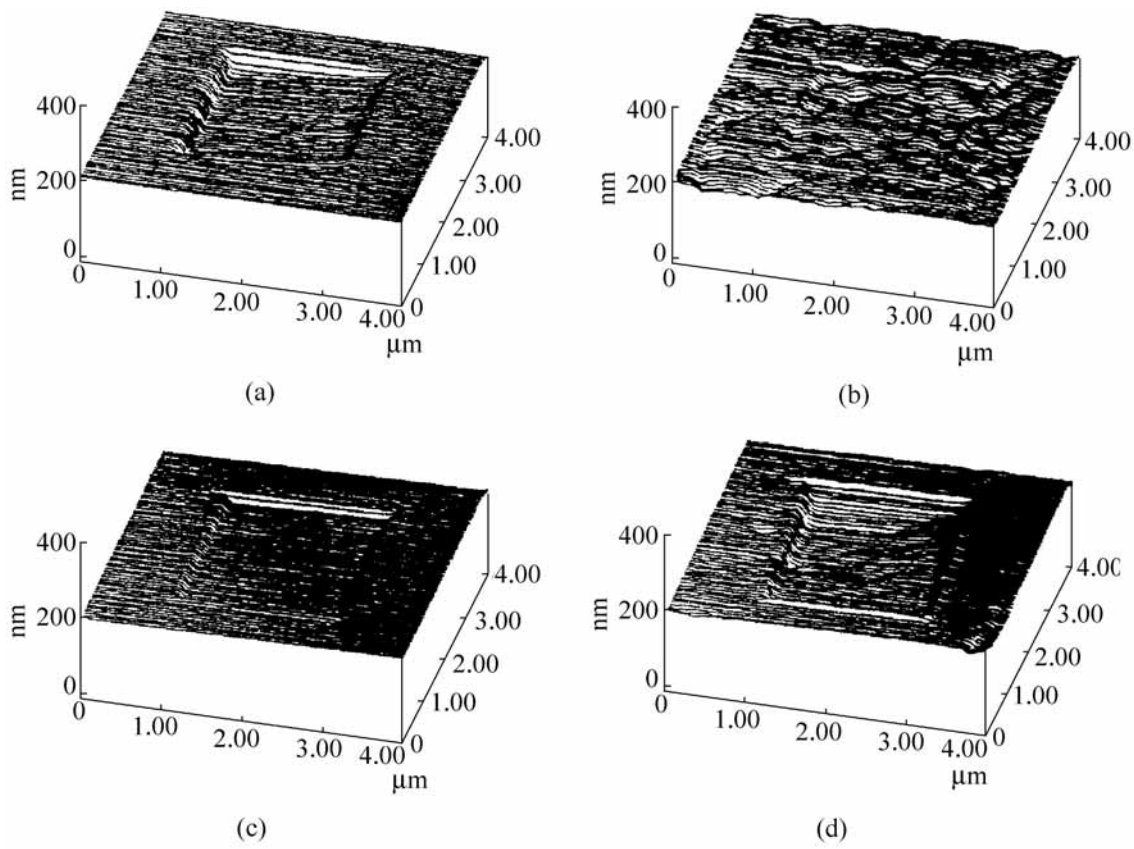


图 15-16 磨痕表面形貌图像

Bhushan 和 Koinkar 等人采用 AFM 对表面有类金刚石碳膜涂层的铝基片进行磨损实验,测出在载荷 $20\mu\text{N}$ 作用下不同磨损行程次数时的表面形貌。它反映了微观磨损的发展过程,如图 15-17 所示。由图表明,微观磨损先在表面缺陷处产生划痕,随后,由于划痕处的表面能较高而构成损伤的薄弱部位,划痕逐渐扩展。而在无划痕的部位具有相对高的抗磨能力,这就造成微观磨损分布的不均匀性。

硬磁盘-磁头机构通常在磁介质表面加涂一层耐腐蚀保护膜,再加涂一层润滑膜,用来改善摩擦磨损性能。近来,单分子有序膜例如自组装膜 SAM 和 LB 膜在硬磁盘-磁头的润滑中已经得到应用。Bhushan 等人实验研究了润滑膜对微观摩擦磨损的作用,其结果如图 15-18 所示。图中, (a) 为 SAM 润滑表面磨损形貌,它是硅基片经氧化处理后,再用氨基硅烷通过化学反应在表面上植入 C_{18} 单分子膜,表面为多层结构即 $C_{18}/SiO_2/Si$ 。

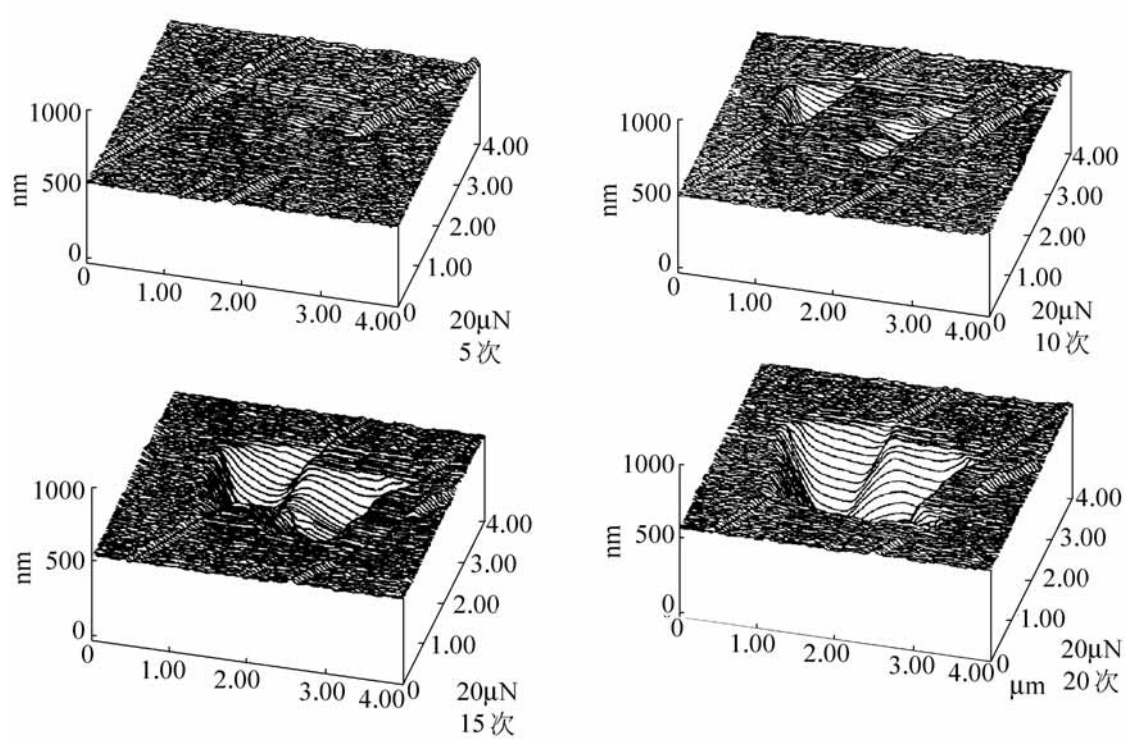


图 15-17 微观磨损的不均匀性

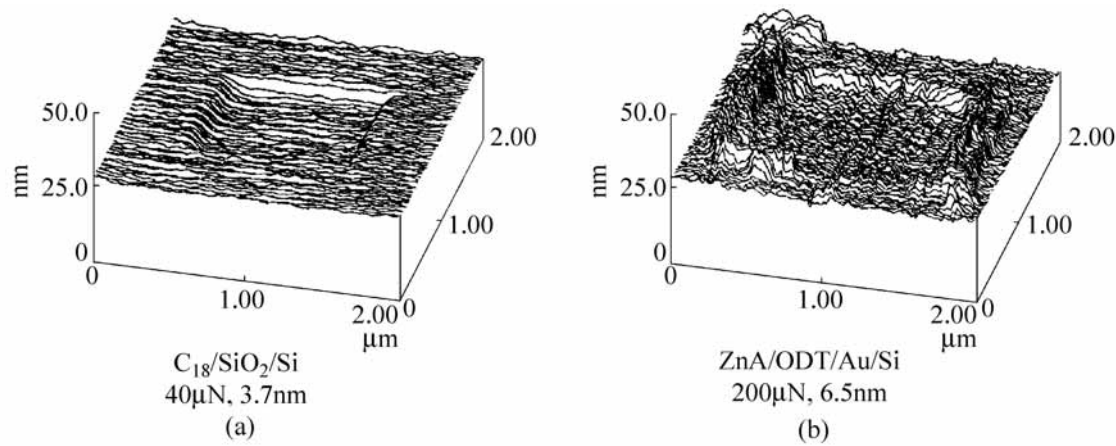


图 15-18 SAM 膜与 LB 膜润滑

(b)为 LB膜润滑表面磨损形貌,其表面结构是硅基片上镀金,再涂敷十八烷基硫酸(octadecylthiol, ODT),然后吸附花生酸锌(zine arachidate, ZnA),表面层结构为 ZnA/ ODT/ Au/ Si。

实验结果表明,C₁₈的 SAM 膜的润滑性能优于 ZnA 的 LB 膜,其摩擦系数低,磨损寿命长。采用 FFM 检测得出, SAM 膜润滑的摩擦系数为 0.018,在 40μN 载荷下的磨损深度 3.7nm,磨痕表面平整光滑,而 LB 膜润滑时的摩擦系数为 0.03,在较低的载荷 200μN 下的磨损深度高达 6.5nm,磨痕表面及边缘相当粗糙。这是由于 LB 膜与基片的连接是依靠范德瓦耳吸力,结合强度微弱,而 SAM 膜则是通过共价键的化学结合,适当选择键

长和极性团 可以进一步改善 SAM 膜边界润滑性能。作者的研究生钱林茂^[9]、蒋玮^[10] 分别采用原子力显微镜和微型球盘实验机对自组装膜的润滑性能进行了全面研究。

15 4 分子膜与边界润滑

在以往有关边界润滑的研究中,大多从物理化学的角度揭示边界膜的形成和失效机理,以及边界润滑的摩擦化学研究,而对于边界膜的物理形态和力学行为涉及较少。此外,由于受到表面测试仪器的限制,以往的研究也未能深入到原子、分子尺度揭示边界膜的微观结构与性能的关系,致使建立边界润滑物理模型和边界膜定量的构性关系的研究遇到困难。

边界润滑是纳米摩擦学中最活跃的研究领域之一。通过原子力显微镜 AFM、摩擦力显微镜 FFM 和表面力仪 SFA 的实验研究,以及分子动力学模拟的理论分析,近年来,在边界润滑特性和粘滑现象,以及边界膜的流变性能和物理形态等方面的研究取得一系列重要进展,对于实现润滑性能控制和边界膜分子结构设计具有十分重要的意义。

15 4 .1 分子膜静态剪切性能

介于两表面微小间隙中的液体称为约束液体(confined liquid),固体表面可以影响邻近它的液体分子的结构,而两个相互贴近表面的协同影响使液体分子结构变化更大。因此,约束液体的分子结构和性能与体相状态很不相同。

图 15-19 是 Ni(100)表面在低速 10μm/ s 和温 120K 条件下的摩擦实

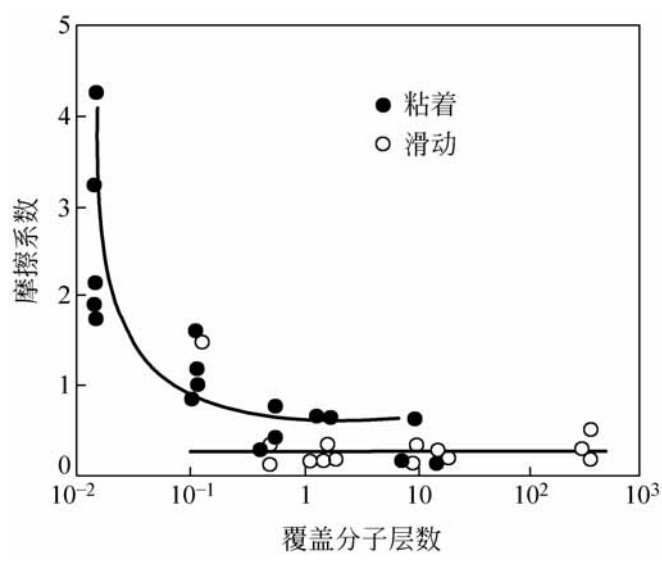


图 15-19 摩擦系数与覆盖量

验,得出摩擦系数随乙醇 C_2H_6O 分子覆盖量的变化关系。当摩擦表面不能全部被单分子层覆盖时,摩擦系数很高,滑动中表面粘着强烈,并出现严重磨损。当表面被单分子层或多分子层完全覆盖以后,摩擦系数稳定在0.2左右,并且摩擦系数与覆盖分子层数无关。因此,对摩擦起决定性影响的是最初在表面上形成的单分子层。

法国的 Vinet^[11] 在他的博士学位论文中描述了一系列润滑剂的剪切行为。在假定泊松比为常数的条件下得出聚苯乙烯的剪切弹性模量 G 与接触压力之间的关系,如图 15-20 所示。

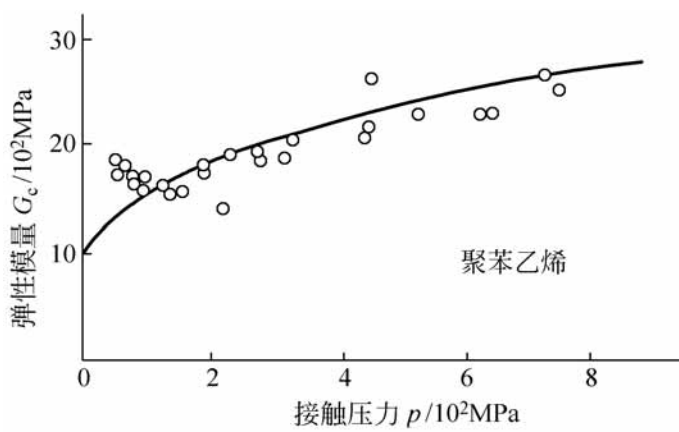


图 15-20 剪切弹性模量与接触压力

15.4.2 分子膜动态剪切性能与粘滑现象

关于界面分子膜粘滑问题全面深入的研究是 Israelachvili 等人^[12,13] 进行的。他们采用云母材料作为摩擦表面,八甲基环四硅氧烷(OMCTS)作为润滑剂,利用表面力仪对于粘滑规律进行实验研究。OMCTS 是一种非极性的硅液体,在云母表面之间形成的分子膜层次清晰。图 15-21 是典型的滑动摩擦粘滑曲线,图中, n 为分子层数; P 为法向载荷; v 为滑动速度。

由图可知,滑动过程中,摩擦力波动变化。从粘着接触到开始滑动,摩擦力稳定增加到最大值即静摩擦力 F_s ,它表示静态极限剪切应力。然后突然滑动到新的粘着接触,摩擦力减少到最小值即动摩擦力 F_k ,它表示动态极限剪切应力。粘着与滑动的交替过程周而复始,而表面并无磨损痕迹。此外,在达到静摩擦力后,滑动进行非常快,而由动摩擦转变为静摩擦则是渐变过程,如图示,这种转变需要 5s 时间。

静、动摩擦力的数值与分子膜的分子层数和滑动速度有关。当分子层数 n 减少时, F_s 和 F_k 均增加,交替变化的幅值 $F = F_s - F_k$ 亦增加,而变化

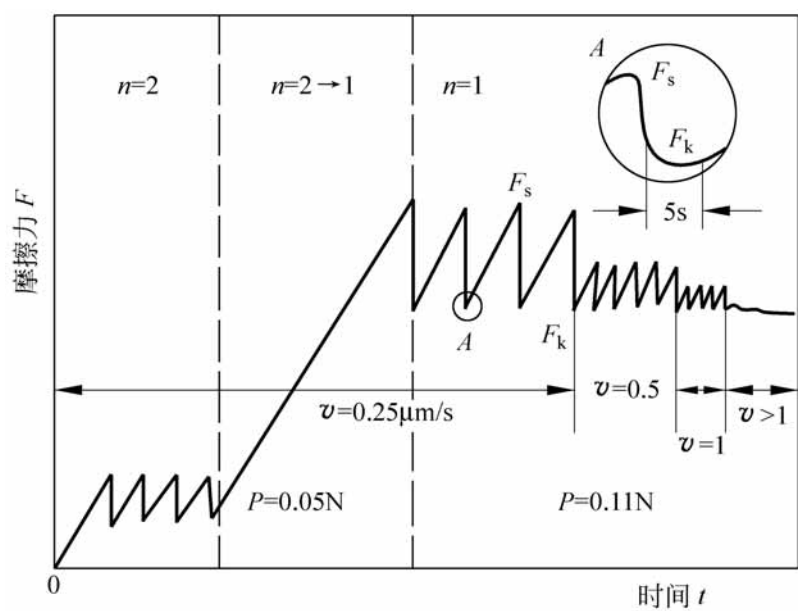


图 15-21 粘滑曲线

频率减小。随着滑动速度 v 增加,幅值降低,频率增加,直至达到临界滑动速度 v_c 时粘滑现象消失。此后将以动摩擦力 F_k 作平稳滑动,显然,这是所希望实现的摩擦状态。

从粘着摩擦理论中界面摩擦力公式 $F = c A$, 可得

$$F = A (c_s - c_k) = A c$$

$$c = c_s - c_k$$

这里, A 为接触面积; c_s 和 c_k 分别为静、动摩擦的极限剪切应力。

图 15-22 列出不同滑动速度下摩擦力变化 F 随接触面积 A 变化的实验结果。图示 F 与 A 的线性关系证明了 c 为常数,说明粘着摩擦理论

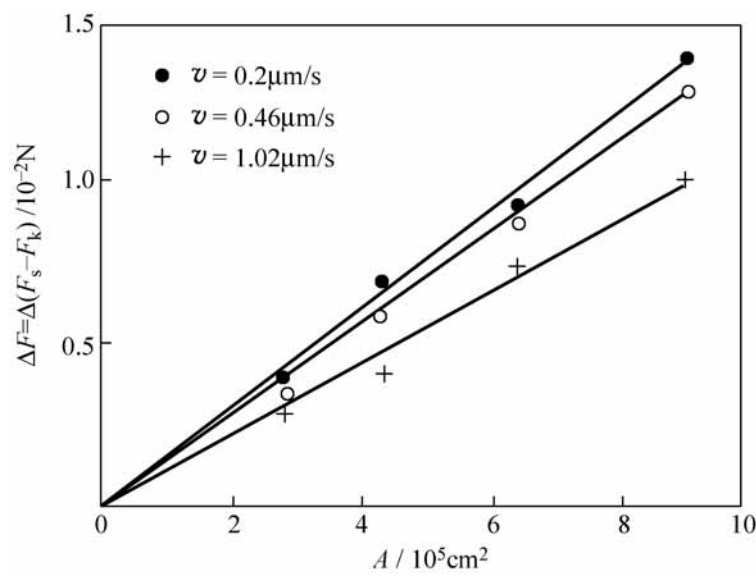


图 15-22 F 与 A 的关系

中 F 与 A 成正比的结论是正确的。

由图 15-22 可以建立 τ_c 与 v 的关系,如图 15-23 所示。将线段外延至与横坐标的交点,即可求得 F_s 与 F_k 相等即粘滑消失时的临界滑动速度 v_c 。如图,在 $n=1$ 时,OMCTS 的临界滑动速度约为 $3\mu\text{m/s}$ 。当 $n=2$ 时, v_c 介于 $1\sim 2\mu\text{m/s}$ 之间, τ_c 和 v_c 的数值均比 $n=1$ 时降低。

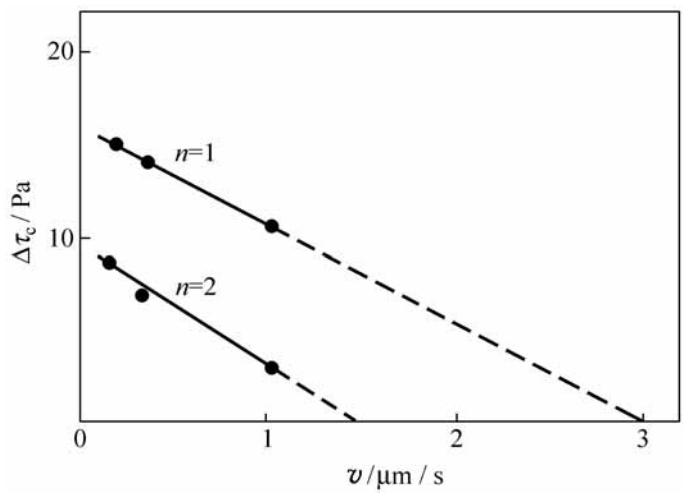


图 15-23 τ_c 和 v_c 的关系

对于通常的边界润滑系统,都具有如图 15-21 典型的摩擦规律,它们的摩擦状态都是由两个区域组成,即 $v < v_c$ 的粘滑区和 $v > v_c$ 的平滑区。其原因是摩擦过程中分子膜周期性相变,即由类固体(凝结状)的粘着转变为类液体(熔融状)的滑动,而当超过临界滑动速度时,分子膜来不及凝结固化而保持类液体状态的平稳滑动。

对于某些边界润滑系统,例如云母表面植入乙酸双十六烷氯化二甲基铵(DHDAA)单分子膜润滑,将出现摩擦力更低的超动(superkinetic)摩擦状态。

图 15-24 为两云母表面分别植入 DHDAA 单分子膜在干燥环境和温度 25°C 时的摩擦曲线。在低速时出现常规的粘滑现象,摩擦力在 F_s 与 F_k 之间变化。滑动速度增加到临界速度 $v_c = 0.1\mu\text{m/s}$ 以后,粘滑消失而以动摩擦力 F_k 平稳滑动。然而当滑动速度更高,达到超临界(supercritical)速度 $v_c^* = 0.4\mu\text{m/s}$ 时,将出现超动摩擦,摩擦力在 F_k 与 F_{sk} 之间变化。 F_{sk} 为超动摩擦力,且 $F_{sk} < F_k$ 。

超动摩擦有其特定的存在条件。由于 DHDAA 分子的一端与表面连接牢固,而整个分子可以自由摆动。在超临界速度时,分子将顺从滑动方向倾斜,因而获得更低的摩擦力。

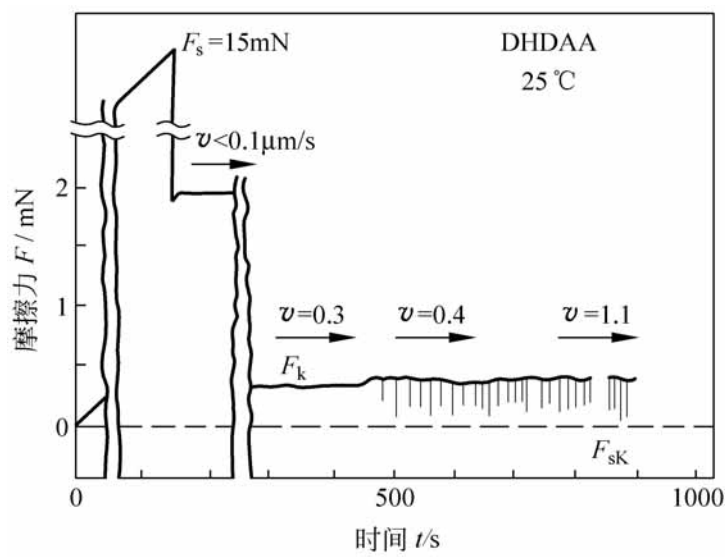


图 15-24 超动摩擦

实验表明,法向载荷增加将使超临界速度降低,即载荷加速进入超动摩擦状态。这是因为增加载荷使间隙减小,从而促使润滑分子倾斜。在常规的粘滑摩擦中,载荷也有促使粘滑消失的作用,因为载荷增加延长了润滑分子的松弛时间,使分子膜结构变化的时间增加,因而阻止了分子膜的相变或固化而保持类液体状态下的摩擦。

15 4 3 物理形态与相变

界面分子膜在摩擦过程中所处的状况极为特殊。这种受到微小间隙约束的液体,在结构化力和法向载荷作用的同时还承受切向剪切运动,因而其分子结构和性质与体相状态显然不同。通常认为约束液体根据工况条件而具有不同的形态,而且在摩擦过程中发生相变。

Israelachvili 等^[13] 提出界面分子膜在滑动过程中具有三种物理形态,即类固体、非晶态和类液体,如图 15-25 所示。他们从这种观点出发对边界润滑特性进行分析和解释,取得相当满意的结果。

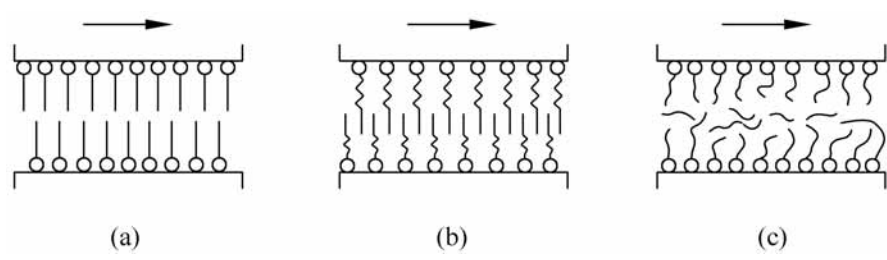


图 15-25 三种物理形态

(a) 类固体(凝结); (b) 非晶态; (c) 类液体(熔融)

图 15-25 所示 形态及其相互转化并不是液体的固有特性,它只是与构成界面的分子膜相关,并是在滑动过程中出现的动态性质。决定分子有序排列的主要因素是表面能的作用,并受到温度、载荷和滑动速度或剪切率的影响。通常较高的滑动速度和较低的温度趋向于形成类固体,而低滑动速度和高温度易于形成类液体。

15 4 4 摩擦的温度效应与机理

关于分子膜润滑状态的摩擦机理,人们还从分子膜的物理性质和能量转换的角度进行研究。Yoshizawa 和 Israelachvili 等对于 DHDA A 的单分子膜滑动摩擦的温度效应进行了实验研究。图 15-26 为干燥环境即相对湿度 RH 为 0 条件下的实验结果。由图可知,摩擦力随温度的变化不是单调的,随着温度升高,摩擦力先增加而后降低,摩擦力的最大值在 25 左右。这种现象与聚合物粘弹性引起的能量损耗随温度的变化一致。聚合物键在某一温度时的缠绕最大,即能量损耗最大。

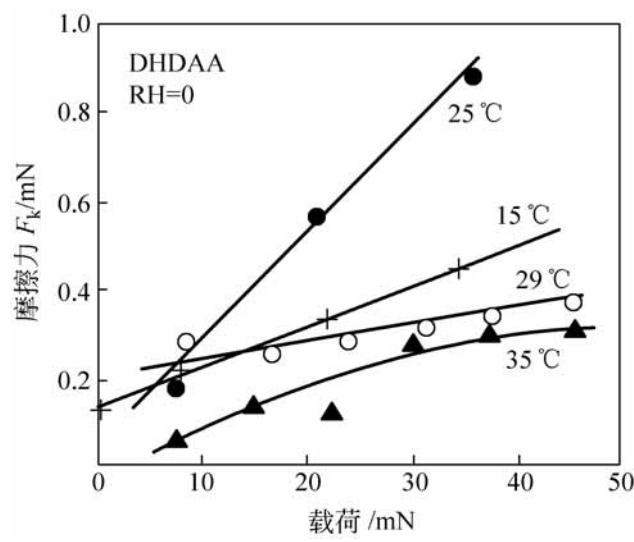


图 15-26 温度效应

可以认为,DHDA A 的摩擦行为与它的粘弹性有关。在温度较低的摩擦中,分子膜处于类固体状态,如图 15-25(a),分子间的缠绕不易发生,因而能量损耗小,摩擦力小。在高温条件下,分子膜为类液体,如图 15-25(c),虽然滑动中链状分子的缠绕较多,但由于液体分子活动大,解除缠绕容易,因此能量损耗和摩擦力也较低。在中间温度时,分子膜为非晶状,分子缠绕不易消除,因而摩擦力 大。

15 4 5 分子膜的流变特性

研究滑动中润滑膜在动态剪切时的力学响应即流变特性,对于工程设

计是十分重要的问题。Granick 等^[14] 在温度 28 和低切应变率条件下,测得十六烷 $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{10}\text{CH}_3$ 的等效粘度 η_e 与膜厚的关系,如图 15-27。在膜厚 4.0nm 时, $\eta_e = 10\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。已知十六烷是简单液体,它的体相粘度仅为 $0.0001\text{Pa} \cdot \text{s}$,比处于分子膜状态的粘度低许多数量级。同时,随着膜厚减小,等效粘度剧增。当分子膜厚度为 $2.6\text{nm} \pm 0.1\text{nm}$ 时,间隙尺寸与十六烷分子直径接近而阻止其流动,所以等效粘度突然发散。

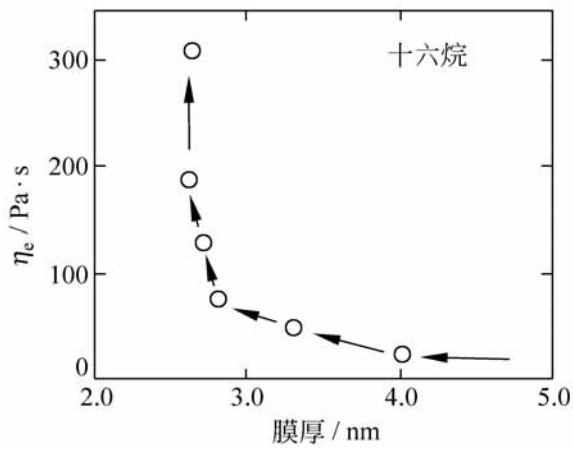


图 15-27 粘度与膜厚关系

通常体相状态的十六烷是牛顿流体,但是在受到微小间隙约束时,流变特性变得相当复杂。图 15-28 给出在对数坐标中十六烷分子膜的等效粘度 η_e 与切应变率 $\dot{\gamma}$ 的关系。由图可知,在极低的切应变率时,等效粘度保持常数,即十六烷呈牛顿流体性质。随着切应变率升高,等效粘度按指数规律衰减,出现非线性剪切稀化现象。

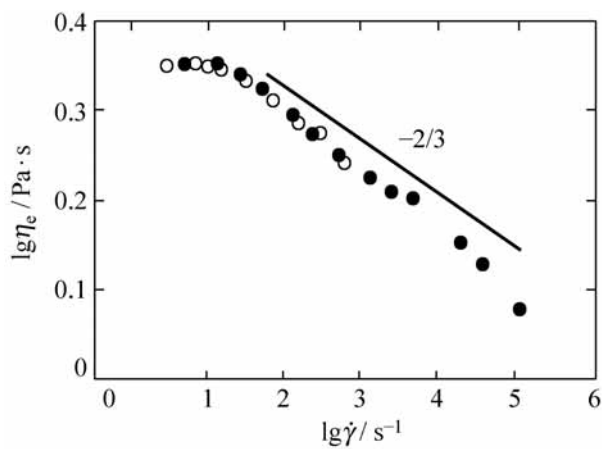


图 15-28 粘度与切应变率

Alsten 和 Granick^[15] 对十二烷分子膜测得的粘度与膜厚的关系如图 15-29 所示。图中数值表示分子膜的平均压力,单位为 MPa。实验表

明,分子膜粘度不仅与膜厚有关,而且与压力有关。

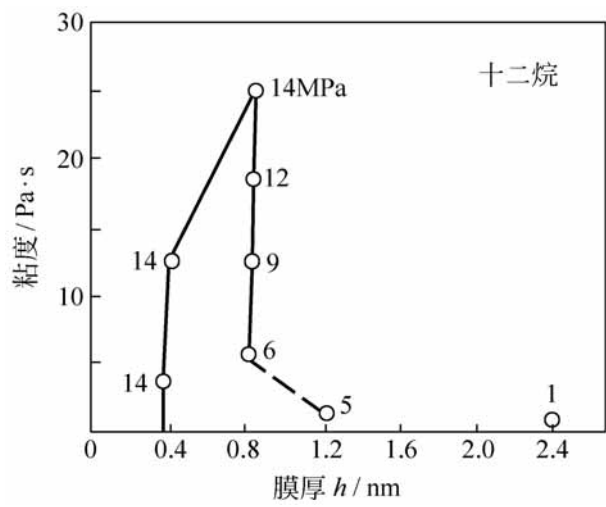


图 15-29 粘度与膜厚和压力关系

图 15-30 列出十二烷类固体膜的极限剪切应力 τ_s 与平均压力 p 的关系。如图,极限剪切应力随平均压力线性增加,它们的关系式为

$$\tau_s = \tau_{s0} + p$$

式中, τ_{s0} 为 $p = 0$ 时的极限剪切应力; $\tau_{s0} = 20$ 。

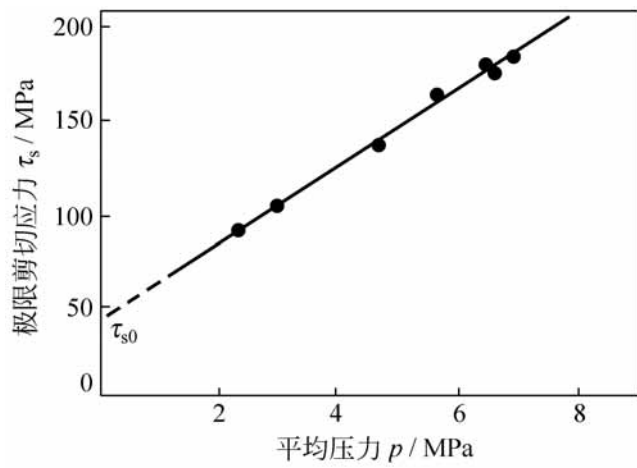


图 15-30 极限剪切应力与压力

实际上,类固体的极限剪切应力是开始滑动时的剪切屈服应力,显然,它与分子膜的静摩擦性质有关。

Alsten 和 Granick 研究指出,分子膜的屈服应力与它所经历的过程有关。液体固化后的极限剪切应力还随着时间不断增高。图 15-31 是一种非晶态聚合物聚苯甲基硅氧烷固化膜极限剪切应力随时间的变化。开始测量的极限剪切应力为 1MPa,经过 4h 增加到近 3 倍。这说明固化是分子膜分子重新排列的过程,开始生成的固化膜在结构上可能包含许多空穴,随着时

间不断地调整充实。

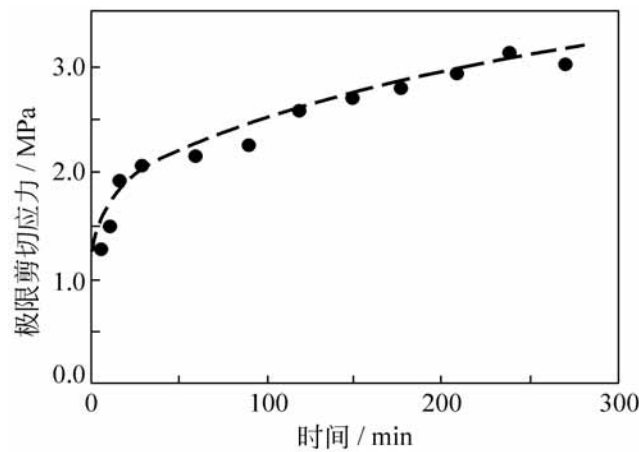


图 15-31 极限剪切应力变化

以上分析有助于对静摩擦机理的了解。固体静摩擦系数随着持续接触时间而增加,传统的观点认为是由于法向载荷使两个表面粗糙峰相互嵌入和变形导致接触面积增加,随着静止接触时间延长,嵌入和变形程度加强,因而使得静摩擦力增加。然而,对于分子膜润滑,静摩擦力变化的原因则是约束液体需要有足够时间来完成分子的重新排列。

15 4 6 有序分子膜

有序分子膜是覆盖在固体表面上的分子排列有序而结构致密的单分子层,或者由若干单分子重叠而成的多分子层膜。通过制备方法可以改变有序分子膜的组成结构,还可以根据使用要求在结构中引入特殊功能的基因,因此,它提供了一种依靠表面分子工程来控制摩擦学性能的途径。

目前有序分子膜应用较多的主要是:LB(Langmuir-Blodgett)膜和自组装膜(self-assembled monolayer, SAM)。这里介绍它们的结构、制备与应用。

1 . LB 膜

LB 膜是将有机两亲分子在水与空气界面上生成排列高度有序的单分子膜,而后再把它转移到固体表面上形成的超薄有序体系。LB 膜的成膜分子为两亲分子,它不溶于水,但分子的一端具有亲水性,另一端具有亲油疏水性。当两亲分子遇水时,其亲水端钻入水中而疏水端则留在空气中,即这种分子漂浮在水与空气界面之上。典型的两亲分子如脂肪酸 $C_n H_{2n+1} COOH$, 其亲水端为羧基团(- COOH), 疏水端为烷基链。

水作为最常见的液体亚相材料,它的作用是形成水与空气界面,成为两亲分子成膜的载体。制备 LB 膜时,水必须经过去离子处理以及控制 pH 值和表面张力。形成的有序分子膜可以转移到玻璃、硅片、各种金属及其氧化物等固体表面上。根据制备的 LB 膜性质不同,固体表面还必须经过亲水或疏水处理。

图 15-32 表示 LB 膜制备过程。如图 15-32(a),将两亲分子溶于有机溶剂而后滴加到水面上,待溶剂挥发后便在水与空气的界面上留下一层单分子。如图 15-32(b),由于分子间距离较大,移动障板以压缩界面上的分子,逐渐形成紧密的有序排列。如图 15-32(c),将其向基片表面转移,最常见的是采用垂直提升方法。

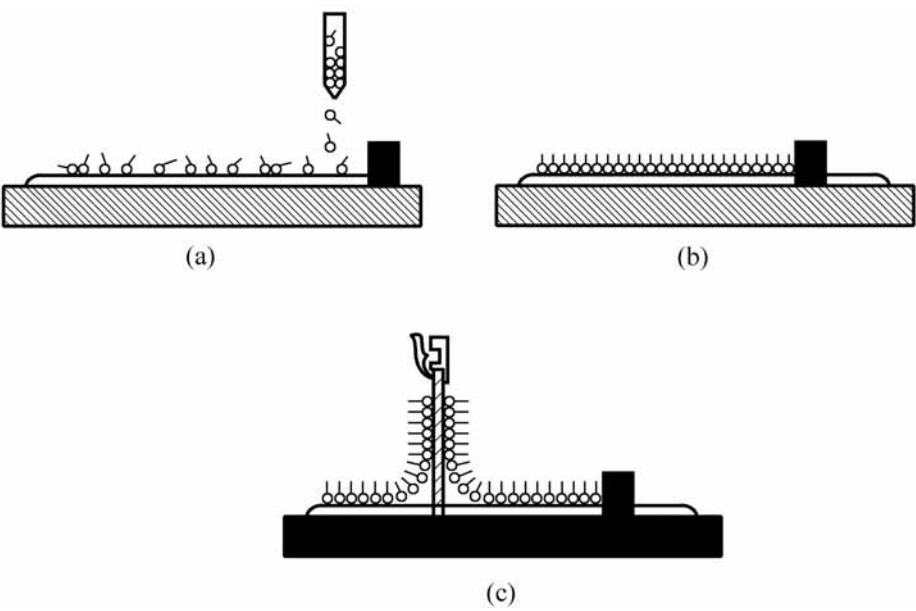


图 15-32 LB 膜的制备过程

LB 膜在摩擦学中应用实例是作为硬磁盘的润滑剂。例如在硬磁盘磁记录介质表面利用 LB 技术制备一层厚度为 1 ~ 10nm 的全氟聚醚(PFPE)润滑膜,从而改善磁盘与磁头的摩擦磨损性能。

影响 LB 膜润滑性能的因素很多,除了滑动速度、载荷和工作温度等工况参数之外,成膜物质、膜的层数与结构、基体表面状态、亚相液体性质和界面的化学反应等都有重要的影响。

2 . 自组装分子膜

自组装分子膜的成膜机理主要依靠固-液界面上的化学作用。将适当材料的基片浸入含有表面活性剂的有机溶液中,活性剂分子的反应基(或称

头基)与基片表面自动地发生化学吸附或者化学反应,从而在基片表面形成化学键连接的、紧密排列的单分子膜。同一层分子之间的连接仍然依靠范德华力作用。如果活性剂分子的尾基也具有化学反应活性,则又可以与别的物质相作用,构筑同质或异质的多层膜。然而,这种表面化学反应具有选择性,不同反应基需要选择与之相匹配的基片材料才能实现自组装作用。图 15-33 表示自组装单分子膜的制备过程。图 15-34 为表面活性剂分子的结构简图。

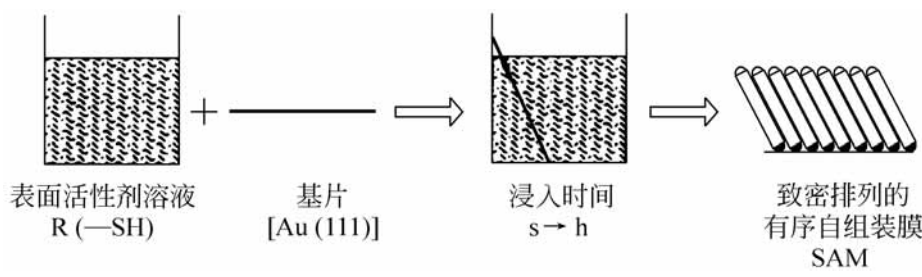


图 15-33 自组装单分子膜的制备

如图 15-34 所示,制备自组装膜的表面活性分子的结构应包含三部分,即能与基片产生化学吸附的头基、能通过范德华力与相邻分子发生链间结合的烷基链以及尾部的功能性基团。影响自组装膜质量和成膜能力的因素很多,主要是基片材料和表面粗糙度、活性剂分子反应基的活性、分子链的大小和极性、尾基的活性以及成膜溶液中溶剂的极性和浓度等。

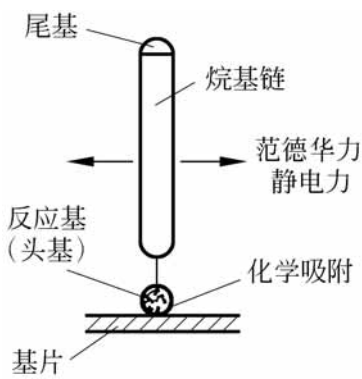


图 15-34 活性剂分子结构

由于自组装膜结构致密而且稳定性高,它在润滑和磨损防护方面具有广泛的应用前景。近年来,有关它的研究报道日益增多,研究范围也不断拓展。

参 考 文 献

[1] 温诗铸 纳米摩擦学 清华大学出版社,1998

[2] Bhushan B, Koinkar V N . Tribological studies of silicon for magnetic recording applications . J . Appl . Phys . 1993 , 75(10) : 5741 ~ 5746

[3] Ruan J, Bhushan B . Atomic-scale and microscale friction studies of graphite and diamond using friction force micooscopy . J . Appl . Phys . 1994 , 76 (9) : 5022 ~ 5035

-
- [4] Ruan J, Bhushan B . Frictional behavior of highly oriented pyrolytic graphite . J . Appl . Phys . 1994 , 76(12) : 8117 ~ 8120
 - [5] Guo Q, Ross J D J, Pollock H M . What part do adhesion and deformation play in fine-scale static and sliding contact ? Proc . of MRS . Boston, 1988 , 140: 51 ~ 66
 - [6] Pivin J C, Takadoum J, Ross J D J, Pollock H M . Tribology: 50 Years On . London: Mech . Eng . Publications, 1987, 179 ~ 181
 - [7] Landman U , Luedtke W D . Interfacial junctions and cavitation . MRS Bulletin, 1993 , 18(5): 36 ~ 43
 - [8] Jiang Z G, Lu C, Bogy D B, Miyamoto T . An investigation of the experimental condition and characteristics of a nano-wear test . Wear, 1995 , (181 ~ 183) : 777 ~ 783
 - [9] 钱林茂, 雒建斌, 温诗铸, 萧旭东 二氧化硅及其硅烷自组装膜微观摩擦力与粘着力研究 物理学报, 2000 , 49(11): 2240 ~ 2246 , 2247 ~ 2253
 - [10] 蒋玮, 雒建斌, 温诗铸 . OST 分子膜的摩擦特性 . 科学通报, 2000 , 45 (17) : 1900 ~ 1904
 - [11] Vinet P , PhD Dissertation . Ecole Centrale de Lyon . ECL Lyon, 1986
 - [12] Israelachvili J N . Intermolecular and Surface Force . New York: Academic Press, 1991
 - [13] Yoshizawa H , Chen Y L , Israelachvili J . Recent advances in molecular level understanding of adhesion, friction and lubrication . Wear, 1993 , 168 (1 - 2) : 161 ~ 166
 - [14] Granick S . Molecular tribology . MRS Bulletin, 1991 , 16(10) : 1 ~ 6
 - [15] Alsten J V , Granick S . Molecular tribology: recent results and future prospects . Proc . of MRS . Boston, 1988 , 140: 125 ~ 130

第 16 章

金属成形摩擦学

自然界的金属在古代就被人们锻打成形。然而,研究成形过程中摩擦学问题却是相当近代的事。早期的金属成形工艺采用的润滑剂大多为天然油脂和脂肪油,或者是对它们改进而得到的润滑剂。从 20 世纪 40 年代以后,对成形润滑剂的研究得到了迅速的发展,对润滑剂提出了更严格的要求。一些新开发的金属材料被用来满足航空航天技术和电子工业的要求,而它们的成形工艺与常用的金属有很大不同,因而在润滑方面也出现了某些相当困难的问题。这就使得人们对塑性加工摩擦学这个领域产生了很大的关注^[1~3]。

在材料成形过程中,模具和工件间摩擦力总是存在的。如锻件和砧子间的摩擦、坯料和挤压模间的摩擦、金属从模膛流出时的摩擦和轧件与轧辊间的摩擦等。与常规摩擦不同,金属成形摩擦是在高压下产生的,压力最大可达 2500MPa。而且成形大都是在高温下进行的,温度一般在 800 ~ 1200 范围。这时,金属的组织 and 性能会发生明显的变化,给润滑带来很大困难。此外,成形摩擦常常由于变形产生的新的接触表面而不断改变工具与工件之间的接触条件,接触面上金属各点位移情况不同,也给润滑增加了困难。

由于摩擦的作用,模具会产生磨损,工件表面也会出现划伤,从而缩短模具寿命和影响产品表面质量。此外,摩擦使金属变形的力和功相应加大,使锻件脱模困难,还会引起金属变形不均,严重时会使产品出现裂纹或产生粘模现象。然而,摩擦有时也有好的作用,如轧制时增加轧辊与坯料间的摩擦力可以提高咬入能力。

本章对锻造、拉拔和轧制摩擦学加以介绍^[1,2],并给出相关的一些研究成果^[4~6]。

16 1 成形中的力学基础

16 .1 .1 屈服准则

根据塑性力学理论,使金属产生塑性变形的各应力分量之间满足一定关系。一般说来,有两个常用的屈服准则。一个是 Tresca 屈服准则,为

$$\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_s}{2} \tag{16-1}$$

另一个是 Mises 屈服准则,可写成

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2 \sigma_s^2 \tag{16-2}$$

式中, σ_1 , σ_2 和 σ_3 是三个主应力, σ_s 是材料的屈服应力。

屈服准则可以简单地用平面应力状态 ($\sigma_3 = 0$) 的应力图来表示,如图 16-1。Tresca 屈服准则为六边形,而 Mises 屈服准则为一个椭圆。

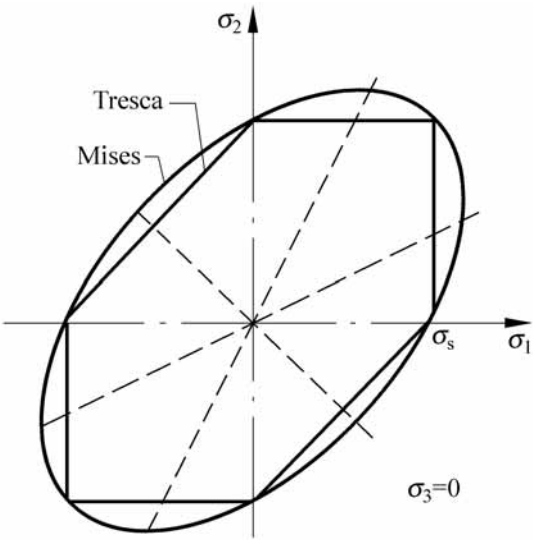


图 16-1 平面应力状态下的两种屈服准则

通常的塑性变形有如下一些形式:

- (1) 拉伸: 单向拉应力达到屈服应力 σ_s 时开始塑性变形。
- (2) 压缩: 材料在压缩屈服应力下开始变形, 对延性材料, 一般等于拉伸屈服应力 σ_s 。
- (3) 板材涨形: 板材表面两个主应力相等, 并且必须达到 σ_s 时开始塑性变形。
- (4) 纯剪: 两个主应力大小相等方向相反, 塑性变形当达到剪切屈服应力 σ_s 时产生。剪切屈服应力有时用 k 来表示。

(5) 平面应变：当工件受到限制只能在一个方向上发生变形而其他方向不能变形时，则不变形方向产生的应力等于其他主应力的平均值。对 Tresca 准则，屈服应力仍是 σ_s ，而对 Mises 准则，则为 $1.15 \sigma_s$ 。

16.1.2 摩擦系数与剪切系数

如前所述，模具和工件界面间存在有摩擦会影响成形过程。而通常的塑性理论简化了界面上的受力和摩擦情况。

1. 摩擦系数与界面粘着

摩擦系数可表示成：

$$f = \frac{F}{N} = \frac{\tau_i}{p} \tag{16-3}$$

式中， p 是正压力， τ_i 是剪切应力，它们分别由摩擦力 F 和正压力 N 除以表观面积 A 得到。

当 τ_i 达到 k 值时，滑移不一定出现在工具与工件的界面上，它可以发生在工件内部，而界面仍然保持不动。此时产生了成形中的界面粘着（图16-2）。粘着的条件是

$$\tau_i = fp > k \tag{16-4}$$

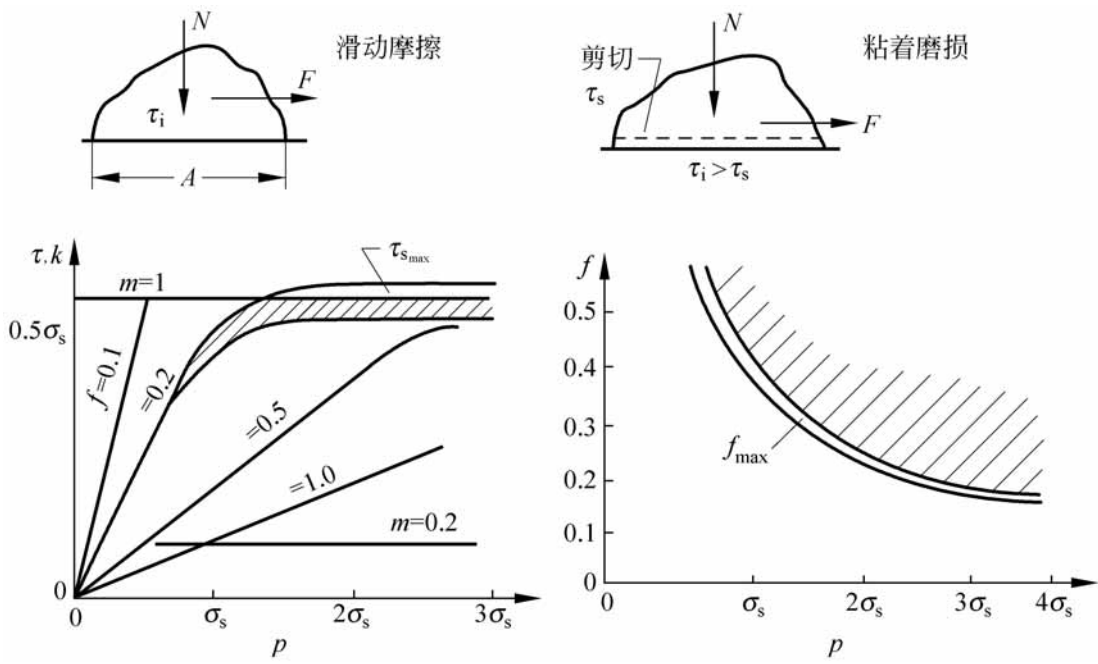


图 16-2 界面压力下滑移剪切应力、粘着摩擦系数随界面压力的变化

2 . 剪切系数

在成形过程中,按式(16 -3)计算得到的摩擦系数变化会很大。如果界面上没有相对滑移,可以得到极低的 f 值。相反,如果拉伸应力很大,界面压力下降,则 f 值会变得极高。因此,有人建议采用剪切系数描述界面的摩擦。这时,剪切应力为

$$\tau = m k \tag{16 -5}$$

式中, m 就是摩擦剪切系数。

对无摩擦界面, $m = 0$, 而在粘着摩擦时, $m = 1$ (图 16 -2)。然而,使用 m 并不很方便,因为界面通常与工件材料有紧密关系。联立式(16 -4)和式(16 -5),得到

$$\tau = f p = m k \quad m \approx 2 \tag{16 -6}$$

这里, τ 为拉应力。

由此可以看出: 两种方法的差别将随着界面压力的增加而加大。

16 .1 .3 金属成形中摩擦的影响

金属成形中摩擦的影响反映在多方面,并与其他因素相互影响。

1 . 摩擦对变形力的影响

材料成形时所需的压力由三部分组成:

$$p = f_1 (\tau) f_2 (\mu) f_3 \tag{16 -7}$$

式中, f_1 是纯变形力,反映材料性能的影响,它的数值通常有 $\pm 5\%$ 的波动。 f_2 为摩擦的影响,在具有良好润滑的冷轧或拔丝中,它不到纯变形力的 5% 。 f_3 是过程几何条件函数,反映不均匀变形的影响,它可使变形力大幅度增加,甚至完全掩盖摩擦的影响。

当工具与工件发生相对运动时,它们之间必然发生摩擦,进而影响变形力。例如正挤压时坯料沿着挤压筒壁向前运动产生了滑动摩擦(图 16 -3 (a)),以及如图 16 -3 (b)所示的金属丝拉过拉模的摩擦都使得材料的变形力增加。

在镦粗过程中,材料的滑移所引起的摩擦力并不十分明显。如图 16 -4 (a)所示,随着圆柱体的高度减小和直径增加,扩展的表面向外运动而沿着模具表面滑移,界面将产生摩擦阻力。为了克服这个阻力,界面压力必须增加。随着与边部距离的增加,端面上的摩擦力和模具压力也必定增加,导致

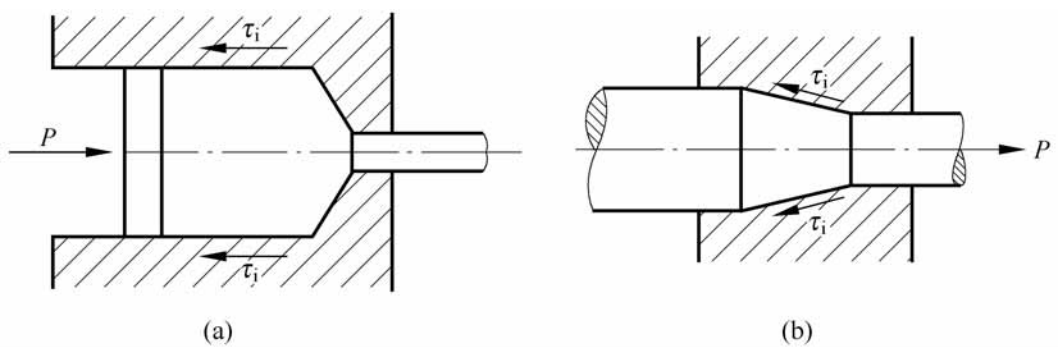


图 16-3 摩擦增加变形力的情况

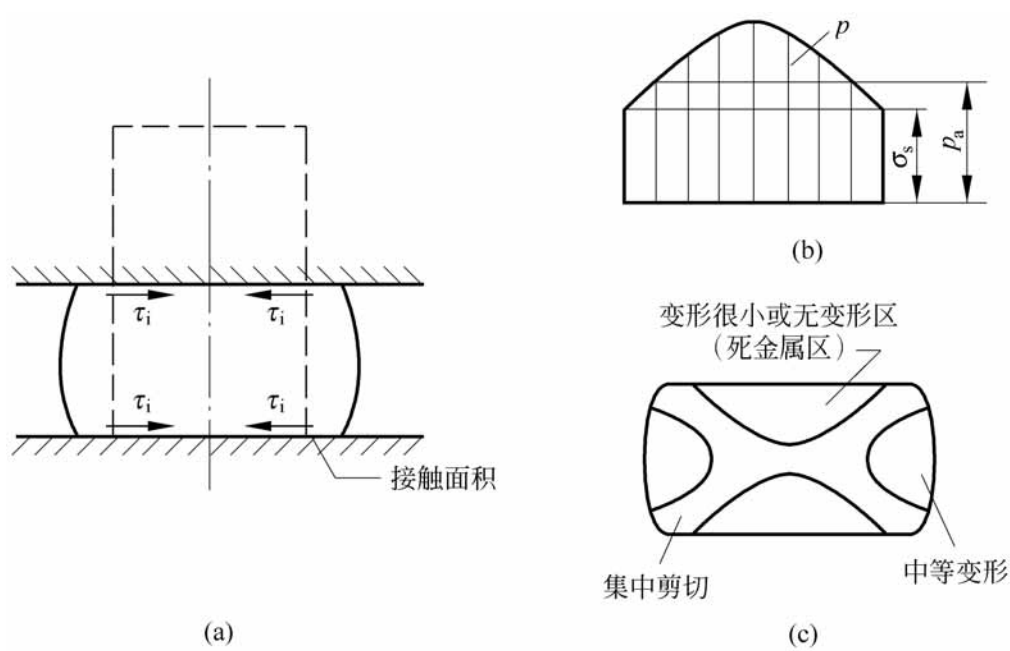


图 16-4 锻粗时摩擦的影响

(a) 剪切应力的方向；(b) 界面压力的增加；(c) 变形不均匀性

了摩擦峰的出现(图 16-4(b))。结果, 模具压力可能大大高于用材料屈服应力 σ_s 所估算的值。

2. 变形不均匀性

为方便起见, 在分析金属成形时常常假设变形是均匀的。实际上这一假设并不适用。

首先, 摩擦对变形施加限制使工件的表面层受到剪切, 工件以最小能的方式进行变形。由于受到粘着摩擦区的约束, 就导致了相邻局部的变形, 并产生金属死区, 如图 16-4(c) 所示。又由于加热和冷却的影响, 工件内部变形可能与外部变形差别很大。

另外, 加工过程本身的几何条件也可能引起变形不均匀性。在成形过

程中,当工件整个厚度承受变形时其几何条件造成的变形不均匀性不是非常明显。

在许多加工过程中,由于摩擦和几何条件引起的变形不均匀性同时出现,有时互相加强,有时互相抵消。

16 2 锻造摩擦学

锻造是最早出现的塑性加工技术,包括热锻、冷锻、自由锻、模锻、开式模锻等,皆为间歇工艺过程,因此在锻造时的残余润滑剂、磨损或产品表面也总是不断地变化的。由于锻造过程很少有稳定状态,因此对其进行系统的分析很困难。这里将通过轴对称圆柱镦粗、开式和闭式模锻等介绍对这一类问题的摩擦学分析方法。

16.2.1 镦粗的摩擦

1. 圆柱体的镦粗

由于在镦粗中锻件侧面可以自由变形,因此工件变形所需要的能量最小。变形时的应力状态由屈服应力 σ_s 和剪切应力 τ 合成。载荷对镦粗中的应力、应变和摩擦峰的影响如图 16-5 所示。

依据圆柱体直径与高度比 d/h_0 , 可以归纳为以下几种情况:

(1) 图 16-5(a) 零摩擦。由于不存在摩擦,端面可自由扩大,工件保持圆柱形,此时平均压力 $p_a = \sigma_s$ 。

(2) 图 16-5(a) 低摩擦。端面扩展受到摩擦剪切应力 τ 阻碍,当 $\mu < k$ 时,圆柱侧面出现明显的凸肚,端面从中心点向外滑动,圆柱中心点为中性点,其压力存在低的摩擦峰,如图 16-5(d) 的左侧。平均压力只比屈服应力 σ_s 略高。

(3) 图 16-5(a) 粘着摩擦。当 d/h_0 比例足够大时为粘着状态,即 $k = f p_a$ 。当摩擦不大时变形的死金属区近于零,此时摩擦峰为圆弧形,如图 16-5(d) 的右侧,压力 p_a 增加也比较剧烈。

(4) 图 16-5(b)、(e)、(f) 表示 d/h_0 值大的情况。当接触面所有点为 $\mu > k$ 时,变形金属死区增大,摩擦峰陡峭程度增加,如图 16-5(e)、(f) 的右侧。此时即使是用粗糙无润滑模具的镦粗,总的压力值并不大,因为工件侧面发生压缩和弯曲变形,如图 16-5(e) 的右侧。当接触面 $\mu < k$ 时,平均压

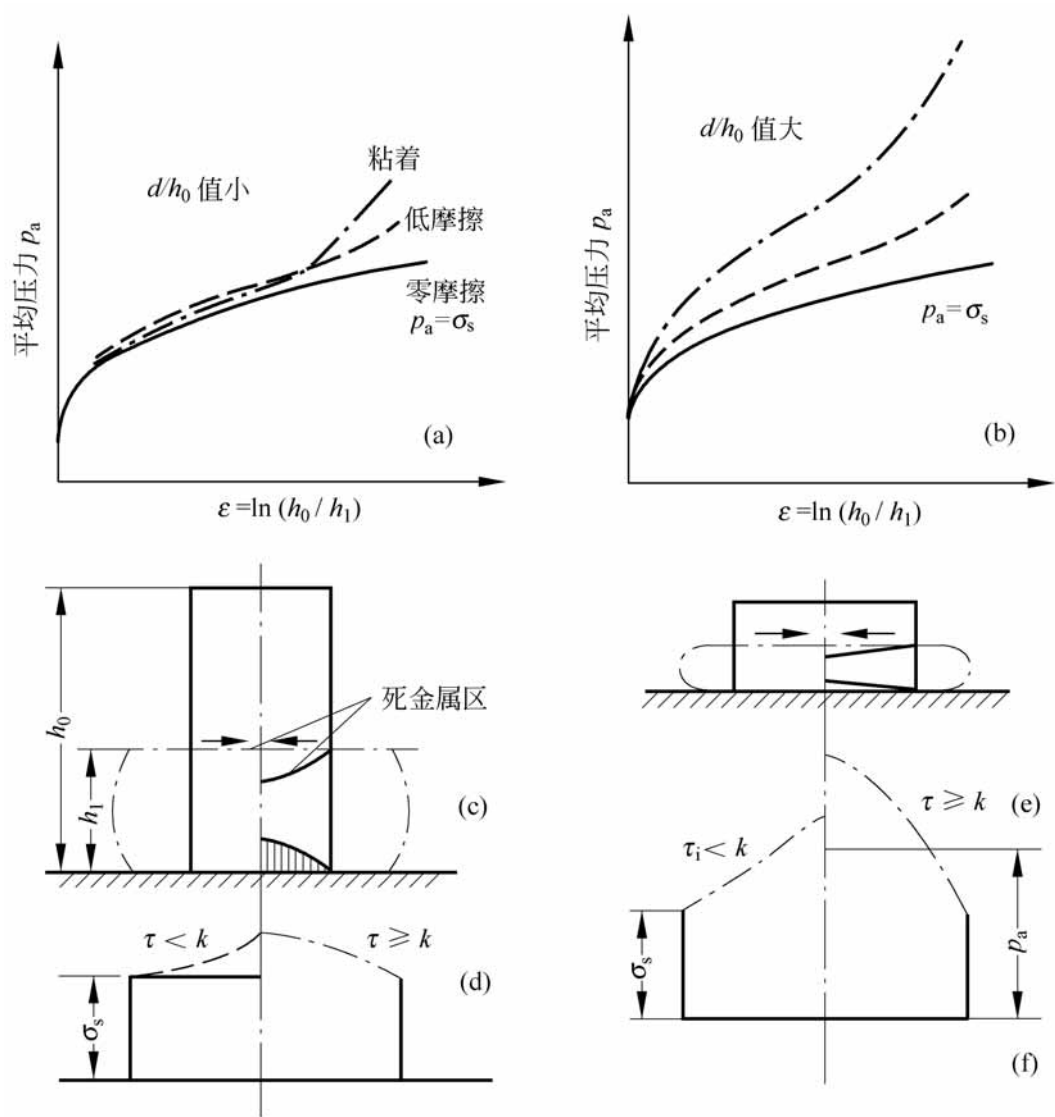


图 16-5 圆柱体镦粗的变形与压力

力剧烈增加,如图 16-6(b)所示。摩擦峰及剪切变形如图 16-5(e)和(f)左侧所示。

2. 环形件的镦粗

如图 16-6 所示,当表面摩擦力为零时,环形件压缩变形使圆环扩展,径向变形速度超过其他全部表面,摩擦稍有增加。由最小能原理知其中心孔的直径增加较小而中性圆环直径增加,其变形和压力分布如图 16-6(a)。当摩擦力较高时,环形件内径减小,并且内、外侧面为鼓形,压力峰值有较大增长,如图 16-6(b)所示。

环形件镦粗可用来评价轧制润滑剂性能,观测其内径的变化,如果直径减小量较少,说明剪切阻力小,摩擦低,润滑剂性能好。

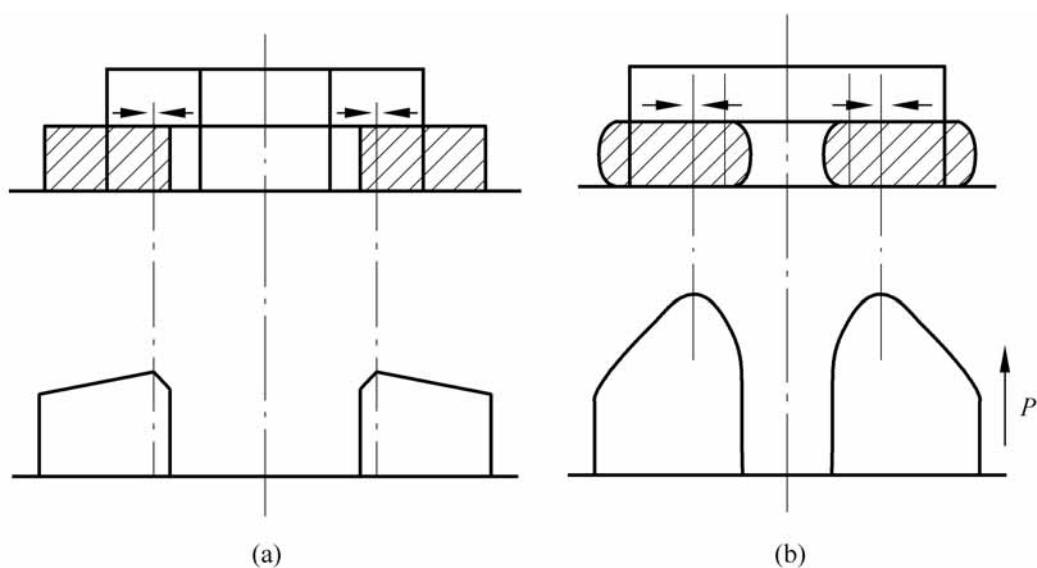


图 16-6 环形件镦粗的变形与压力
(a) 低摩擦；(b) 高摩擦

16.2.2 开式模锻的摩擦

开式模锻在分模面处有金属形成飞边,它的作用使金属充满整个模膛。坯料开始变形时,金属流入模膛同时也流入飞边槽。随后,坯料过剩金属充满飞边槽而形成阻力,使金属充满模膛各凹角处,当模具分界面形成完整飞边时,金属充满模空腔。因此,在飞边槽中应具有高摩擦,而在模膛中则要求低摩擦才有利于成形。

在一般开式模锻中,润滑剂几乎不能在模膛中形成低摩擦而又同时在飞边槽中形成高摩擦。因此,润滑剂的作用不大。通常在模锻较大断面锻件时,为使金属充满模膛才使用润滑剂。但也有人发现,在开式模锻中使用润滑剂会妨碍金属充满模膛,因为润滑会使金属从飞边槽中溢出。

根据测量锻制工件后的推出力可以估计工件与锻模之间粘着摩擦力的大小。例如,利用一个带有锥形孔的环形模(图 16-7),将圆柱形坯镦粗锻造充满模中的锥形孔,然后将模子翻转 180° 测量出推出力 P_E ,进而确定粘着摩擦力。

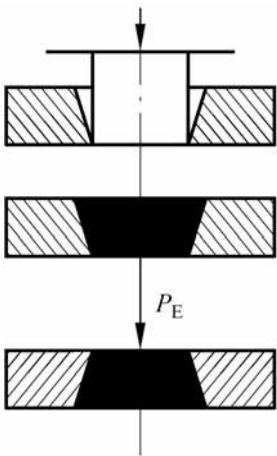


图 16-7 推出实验测量摩擦力

16.2.3 闭式模锻的摩擦

在闭式模锻过程中,模膛是封闭的,其分模面的间隙保持不变。基本工序是正、反挤压变形工序的联合。挤压总是伴有模壁摩擦而妨碍材料流动,因此必须进行有效的润滑。

在锻造时使用润滑剂的作用是在锻造过程中材料与模壁相对滑动时或成品推出模具时保护已形成的表面。通常润滑剂破裂和模具粘结往往不是在成形期间而是在推出期间。

16.2.4 润滑与磨损

根据工艺的难易程度,如工件几何形状、锻造时表面接触压力、材料延伸与滑动的程度等来精选润滑剂。

润滑剂适用性的评价,大多以实验为根据。通常用压力的变化和模具粘着程度作为评价的依据。锻造润滑剂性能评定如图 16-8 所示。图 16-8 (a)表示在倾斜模具面上锻造扁坯,引起中性面向收敛侧移动,并且朝着扩展侧金属流量增加。这一方法被广泛用来评价润滑剂性能,因为中性面的位置不仅取决于模具面的倾斜角,而且也依赖于界面摩擦阻力。

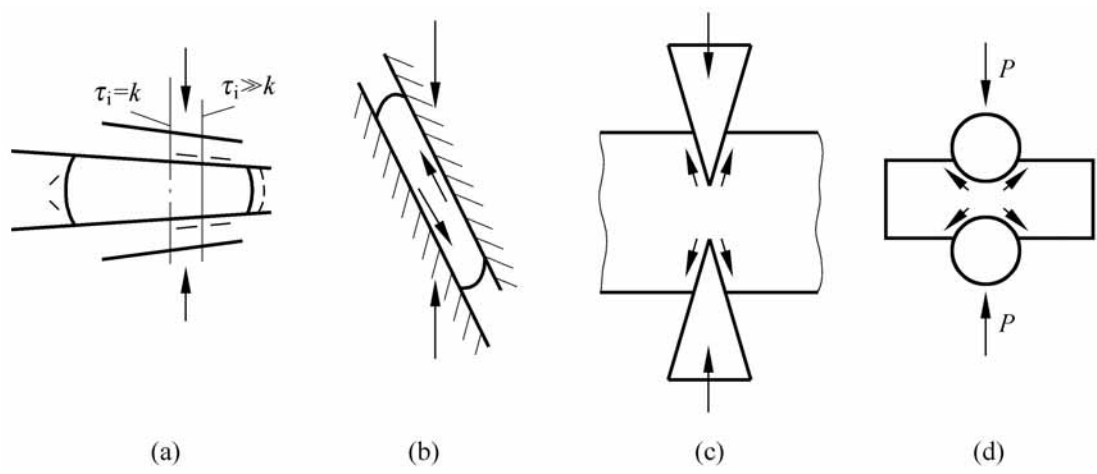


图 16-8 锻压润滑剂的评定方法

使用较好润滑剂时,材料的流动总是在宽度方向较多。这样就可以根据材料流动情况,或确定平均表面摩擦系数 f 或根据适当的方法求得表面剪切因子 m ,对润滑剂进行评定分级。

其他评定锻造润滑剂的方法还有:

- (1) 把板料夹在两个倾斜面间,如图 16-8(b)。根据作用力、计算水平和垂直力的比例确定摩擦系数。

(2) 使用夹角为 30° 的尖劈进行压痕实验, 如图 16-8(c)。当力作用之后, 其尖劈的渗透率可以从滑移线理论计算出。这种实验方法对于高摩擦有着足够的灵敏度。

(3) 如图 16-8(d), 使用两圆柱形压头, 施以压痕力后, 其渗透性与压痕力和压头形状有关。首先确定用粗糙的压头作为粘着摩擦的压痕力, 然后用光滑压头和被测的润滑剂进行压痕, 确定其压痕力, 根据力的大小可以计算出摩擦系数。此实验方法简单可靠, 常用来评价高温特性的润滑剂等级。

在用液体润滑剂的模锻, 有可能局部地形成塑性流体动力润滑 (PHD) 状态, 但大部分区域是边界润滑, 因此, 实际上为混合润滑状态。

冷锻工艺中对润滑剂的要求是: 在承受 20MPa 以上的压力下保持低的摩擦系数; 有良好的热稳定性, 在 $300 \sim 400^\circ\text{C}$ 范围内不降低润滑效果; 涂敷性好和易于清除。例如轻质矿物油, 或者二硫化钼、石墨和油酸组成的混合剂。

高压力和大表面扩展挤压变形时, 使用液体润滑剂将引起严重的粘着磨损。因此, 要应用固体合成润滑剂, 例如用热塑性材料如聚乙烯或聚氯乙烯在表面形成固体薄膜润滑, 但它们价格高。

锻造过程中变形金属与模壁间的这种特殊工况下的滑动摩擦过程, 迄今的研究还无法满意地确定摩擦系数值。典型的摩擦系数值为 $0.05 \sim 0.1$, 含良好的添加剂的液体润滑摩擦系数较低, 而工件与模具产生粘着时, 摩擦系数可能高达 0.3 以上。

锻造模具的表面粗糙度影响金属流动的摩擦阻力和模具磨损寿命, 通常选择粗糙峰高度的算术平均偏差 $R_a = 0.125 \sim 2.50\mu\text{m}$, 而对于某些冷冲压模具表面常要求更低的粗糙度, 例如 $R_a = 0.125 \sim 0.25\mu\text{m}$ 。

一般来说, 锻造过程是接触表面在极高的压应力下发生滑动, 并伴随很高的温度, 但是滑动速度和滑移量一般不大。在这种工况条件下, 模具磨损机理包含了粘着磨损、氧化磨损、磨粒磨损甚至疲劳磨损等形式。各个模具的主要磨损形式和磨损部位则需要根据模具材料和形式, 以及锻造工艺等因素来确定。

通常冷锻模具寿命很高, 用于冷挤压变形时, 钢模可加工 10 万件, 碳化钨模还可增加 3~5 倍。所用模具材料应具有足够硬度和耐磨性, 而且不能与极压添加剂发生化学作用而形成腐蚀磨损。

实践证明, 润滑可显著地减小模具的磨损。图 16-9(a) 是根据冲头直径的改变来判断磨损程度, 图中表明, 使用轻煤油为基础的氧化石蜡磨损最

大,用含有极压剂的工业用冷顶镦润滑剂磨损较少,而用磷皂系润滑剂则磨损极其微小。图 16 -9 (b) 是用峰谷距平均值表示被冲孔的表面粗糙度来表征模具在磨损过程表面粗糙度的变化。

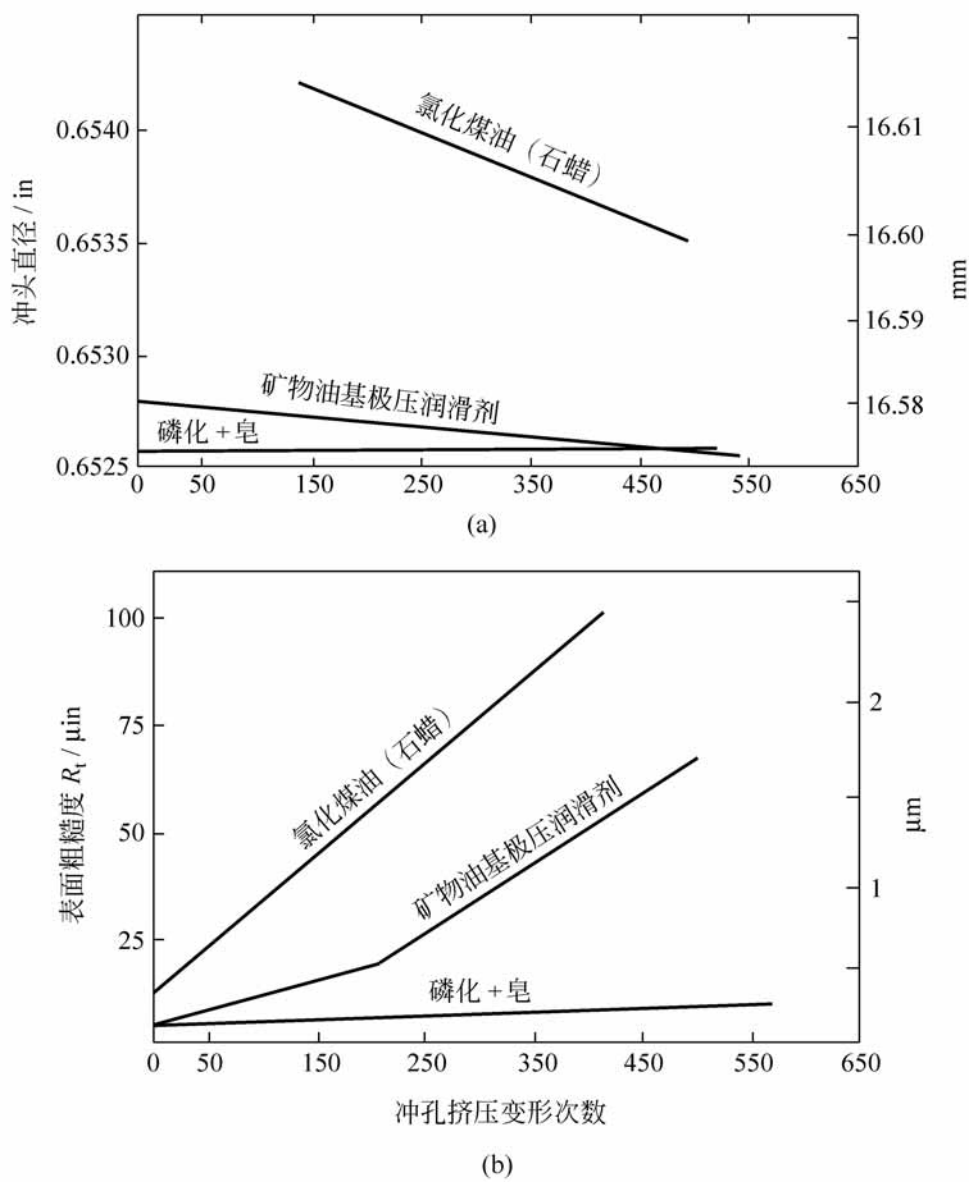


图 16-9 模具磨损曲线

16 3 拉拔摩擦学

16 .3 .1 摩擦与温度

如图 16 -10 所示,拉拔过程中在拉拔力 P_0 的作用下,金属对模壁作用的压力为 p ,金属的变形分布为 ,产生摩擦力的切应力为 ,轴向和径向正应力分别为 σ_l 和 σ_r 。

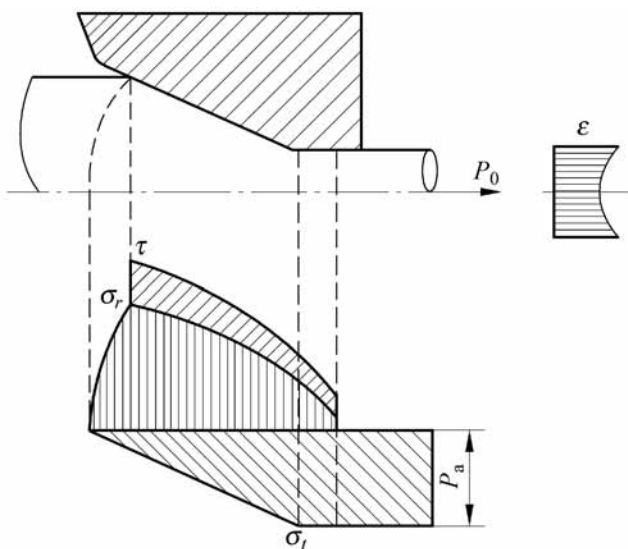


图 16-10 拉拔过程中的应力分布

从图中可知,摩擦力为

$$F = A \tag{16-8}$$

式中, A 为接触面积, τ 为切应力。

由于金属发生塑性变形的屈服极限为 σ_s , 此时的摩擦系数 f 为

$$f = \frac{F}{N} = \frac{A \tau}{A \sigma_s} = \frac{\tau}{\sigma_s} \tag{16-9}$$

在金属拉拔过程中产生的能耗主要用于金属的有效变形、金属的不均匀变形及金属内部滑移的内摩擦损失和克服金属与模具间的外摩擦损失。研究表明:摩擦约占总能耗的 10%。随着摩擦系数增加,摩擦能耗占总能耗比例增加。当摩擦系数 f 由 0.02 变化到 0.1, 减面率即截面积减小的比率为 10% ~ 40% 时,摩擦消耗功所占比例将由 6% 增加到 40%。

摩擦功几乎都转变为热能。由于摩擦产生的热,对拉拔过程也有不利的影响。摩擦功 w_f 可由微分式表示

$$\frac{dw_f}{dt} = f p v \tag{16-10}$$

式中, v 为拉拔速度。

拉拔后线材的温度可以按下面的方法计算。首先计算拉拔应力 σ_y ,

$$\sigma_y = \ln \frac{1}{1 - \epsilon} + \frac{2}{3} \frac{2}{\sin^2 \alpha} - \cot \alpha + \frac{f}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{2} \ln \frac{1}{1 - \epsilon} \right) \ln \frac{1}{1 - \epsilon} \tag{16-11}$$

式中, σ_y 为平均屈服应力, f 为摩擦系数, ϵ 为减面率, α 为模具半锥角。

式(16-11)包括三项,即纯变形功、剪切功和摩擦功。金属拉拔加工产

生的 80% ~ 90% 热量储存于金属中。设纯变形功和剪切功全部用于金属温升,而摩擦功考虑只有 m 份用于升温。则拉拔后的温升 T 为

$$T = \frac{\gamma}{J c} \ln \frac{1}{1 - \epsilon} + \frac{2}{3} \frac{2}{\sin^2 \phi} - \cot \phi + \frac{mf}{\sin \phi} \left[1 + \frac{1}{2} \ln \frac{1}{1 - \epsilon} \right] \times \ln \frac{1}{1 - \epsilon} \tag{16-12}$$

式中, γ 为金属密度, c 为比热容, J 为热功当量。

图 16-11 给出拉拔速度分别为 10m/ min 和 100m/ min, 减面率为 39.2%, 拉拔含硫量为 0.62% 的碳钢时钢丝变形区的温度分布。

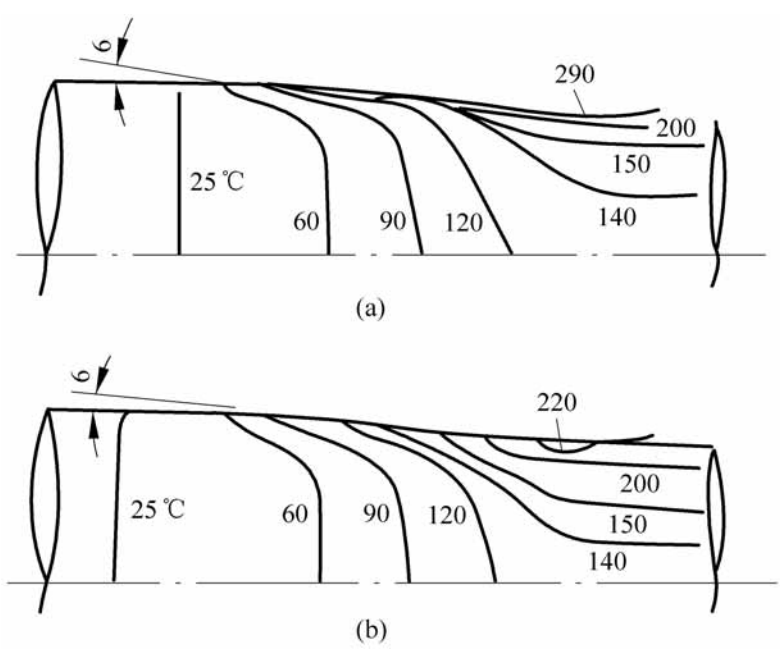


图 16-11 拉拔钢丝的温度分布

(a) 拉拔速度 100m/ min; (b) 拉拔速度 10m/ min

由图 16-11 可知:在模具出口处的钢丝中心温度约 135℃,拉拔速度对它几乎无影响。但与模壁相接触的钢丝表面温度则随拉拔速度增加而升高。这是由于拉拔速度高,模壁与钢丝表面摩擦产生的热量来不及传导,致使摩擦功转变的热全部由钢丝表面吸收而温度迅速升高。

16.3.2 润滑

润滑是影响拉拔工艺的重要因素,不良的润滑不仅影响产品质量,甚至使拔制变形无法实现。

拉拔润滑的目的包括:减小摩擦以降低拉拔动力消耗;降低拉拔产品表面温度,减小应力分布不均,避免出现断裂;减少磨损,防止锈蚀,延长模具寿命。

为了减小拉拔过程的摩擦,可将润滑剂在金属进入拉模前直接涂在线(丝)材上,同时起冷却和润滑作用。对润滑剂的要求应能抗高压,且在高温下保持其润滑性能和润滑薄膜的完整性。例如,在拉拔高碳钢丝时,润滑剂在拉模内受到的压力达 2100 N/mm^2 ,并且在变形区终端温度可达 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$,而在润滑条件不好时,温度还会更高。此外,拉拔润滑剂应与钢丝表层粘附良好,否则润滑剂就会从钢丝上拉脱下来。同时,拉拔后制品表面的润滑膜又能容易地被去除。

金属在拉拔时的润滑机理是多种润滑状态的组合。在变形区可能存在流体润滑区、边界润滑区和混合润滑区。

在拉拔时,由于模具的锥角润滑剂在变形区入口处具有强烈的油楔效应,润滑剂将被曳入变形区而形成一定厚度的流体动压润滑膜。此外,由于模具和拔制金属表面存在的凹穴形成储存润滑剂的小池,拉拔时润滑剂将随之带入变形区。表面越粗糙带入的润滑剂越多,润滑膜越厚。在边界润滑区,润滑剂在拔制金属表面产生吸附起到润滑作用。当在润滑剂中加入含有硫、磷、氯等活性添加剂时,在摩擦产生高温条件下,便与金属发生化学反应,从而生成低摩擦的化学反应膜。

16.3.3 润滑剂流体动压的建立

良好的润滑状态应使流体润滑区在变形区中占主导地位甚至全部实现流体润滑。

1. 拉拔压力管润滑计算

拉拔压力管如图 16-12 所示。

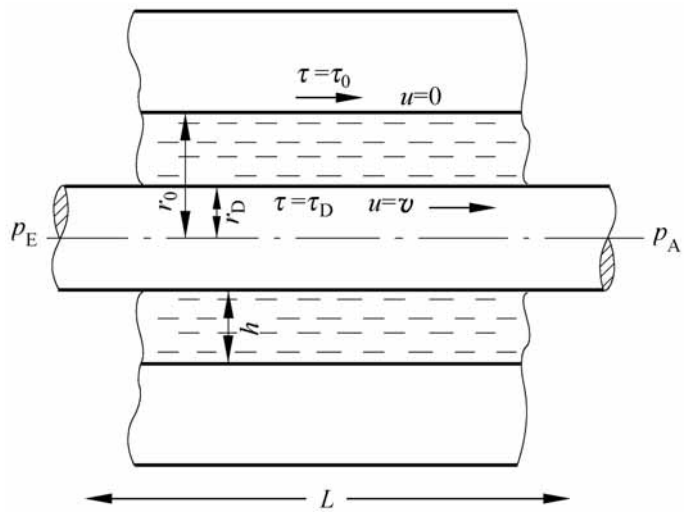


图 16-12 钢丝通过压力管的润滑

图中, r 为压力管内孔的半径坐标; r_0 为压力管内孔的半径; r_D 为钢丝半径; $h = r_0 - r_D$ 为钢丝与压力管内壁之间的间隙; L 为压力管的长度; v 为钢丝运动速度; p_E, p_A 分别为压力管入口和出口端流体的单位压力; τ_0 为在压力管内壁表面流体的切应力。当存在压力差时, 即 $p = p_A - p_E \neq 0$ 的情况下, 当流体在轴向上处于平衡状态时, 应有

$$\tau_0 (d + 2h)L + \tau_D dL = p_A (d + h)h$$

即

$$p_A = \tau_0 \frac{d + 2h}{d + h} + \tau_D \frac{d}{d + h} \frac{L}{h} \tag{16-13}$$

式中, d 为钢丝直径; τ_D 为钢丝表面的切应力。

因为 $h \ll d$, 故式(16-13)可简化为

$$p_A = (\tau_D + \tau_0) \frac{L}{h} \tag{16-14}$$

由上式可知, 在 τ_D 和 τ_0 一定情况下, 改变 L/h , p_A 也就随之改变, 因此, 可以通过合理选择 h 和 L 来获得所需要的润滑剂的压力。若提高润滑剂粘度, 即 τ_D 和 τ_0 提高, 同样可以使润滑剂压力升高。但是由于流体润滑剂粘度一般比较小, 即 τ_D 和 τ_0 比较小, 实现完全的流体润滑拉拔时, 润滑剂压力 p 应达到在拔制条件下能使金属屈服变形的值, 润滑膜才能保持一定厚度, 使变形钢丝表面和模壁完全分开。故为了实现流体动压润滑, 除了要求间隙 h 比较小以外, 压力管必须具有较长的长度。

2. 拉拔流体动压润滑计算

拉拔常采用皂粉润滑剂, 属非牛顿流体。这种流体的本构关系可用下式近似表示为

$$\tau = A + B \frac{du}{dz} \tag{16-15}$$

式中, τ 为切应力, $\frac{du}{dz}$ 为切应变率; A 和 B 为润滑剂雷诺系数, 它们与压力的关系可用指数形式表示:

$$A = A_0 \exp(\alpha p)$$
$$B = B_0 \exp(\beta p) \tag{16-16}$$

式中, A_0 和 B_0 为压力 p 为零时的雷诺系数; α 为润滑剂压力系数。

由一维的雷诺方程和式(16-15)可得

$$h^3 \frac{dp}{dx} = - 6Bv(h - h^*)$$

将式(16-16)代入上式得拉拔非牛顿润滑基本方程

$$\exp(-p) \frac{dp}{dx} = -6B_0 v \frac{h-h^*}{h^3}$$

(16-17)

式中, h^* 为常数。

用式(16-17)可计算非牛顿流体拉拔中的动压润滑的压力分布。

16.3.4 拉拔模具磨损

拉拔是金属通过模孔的变形过程。金属在通过模孔时存在很高压力作用下的摩擦,从而模孔产生粘着磨损。磨损导致模孔直径增大,产品直径增加,因此生产中必须规定一定的允许磨损值。

另外,在拉拔过程中由于模孔磨损的不均匀性,使模具几何形状发生变化。这不仅引起润滑膜的破坏,同时也影响拉拔产品的质量。

1. 模具形状磨损

经拉拔使用后的模具的磨损形状如图 16-13 所示。磨损主要发生在三个位置上:

(1) 线材入口处。该处磨损严重,模具呈环状磨痕,致使线材入口形状和位置改变,和拉拔产品表面及润滑膜厚度变化。

(2) 锥角磨损。它将引起模具工作锥形状改变,直接影响润滑膜厚度和拉拔力。

(3) 直径磨损。它使产品的直径变大,因超差而降低模具寿命。如果模具磨损不均匀,拔制品还会形成非圆形断面,使得成品圆度超差。

2. 磨损机理

拉拔模具的主要磨损有粘着磨损、磨粒磨损和疲劳磨损。在许多情况下还包括化学侵蚀和物理损伤。当摩擦表面出现严重的粘着和在运动部件上有显著的振动时将产生严重的粘着磨损,如图 16-14 中曲线 所示。

磨粒磨损是由于经热加工的拔制金属表面大多带有较硬脆的氧化物,剥落后构成磨粒;某些润滑剂和涂层本身含有中等磨粒;在湿拉拔中的磨损

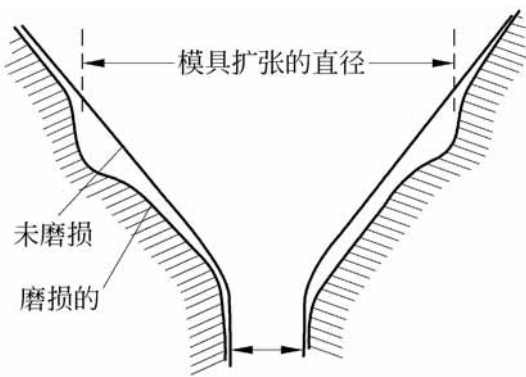


图 16-13 拉拔磨损后的截面形状

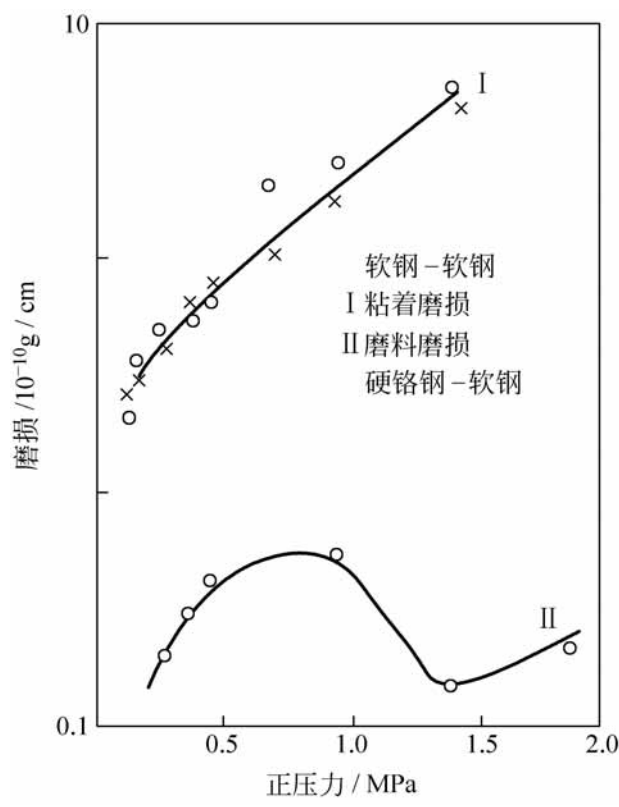


图 16-14 无润滑磨损与载荷的关系

碎屑在拉拔中不能连续不断地清除也形成磨粒磨损。另外,当金属与模具相接触就有可能发生二体磨粒磨损,其磨损严重与否取决于工件与模具材料的配合。

疲劳磨损是由于拉拔时模孔内具有高应力梯度,而且是连续加载下,钢丝振动使疲劳磨损进一步恶化。这种高温造成的热疲劳磨损可能引起钢制模具的裂纹,但疲劳磨损通常不是主要的形式。

3 . 减少磨损的措施

1) 改善模具材料

使用耐磨性强的材料制作模具。一般拉拔模用 WC-CO 系硬质合金,拉拔极细钢丝则用金刚石石墨、陶瓷模,尤其 ZrO_2 陶瓷涂层用来拔制不锈钢丝被认为是最有前途的模具。模具表面进行喷镀硬铬等也是提高模具寿命的途径之一。

2) 模具加强冷却与线材直接冷却

拉拔时模具发热会引起润滑失效,因为各种润滑剂都是在特定的温度范围内有效。超出该范围之后,则因化学分解和焦化,使润滑膜破坏,模具磨损加剧。拉拔时约有 20% 的热量累积在模具中,如不及时消除,有可能

使模具温度很高,再加上温度分布不均,局部高温使模具磨损严重,或因与钢套分离造成模芯爆裂。

采用水冷模具或直冷模具都会使模具温度下降,更重要的是能改善模具内温度分布,使模套温度显著降低。此外,在拉拔时采用直接冷却钢丝不仅可以改善钢丝的力学性能,而且影响模具温度下降,从而可以提高模具的寿命。

3) 改善润滑剂和润滑方法

拉拔润滑剂的种类不同,模具磨损也不同。图 16-15 所示为各种润滑方法的拉拔模具磨损量的比较,磨损量以线径的增大表示。表 16-1 给出各种润滑方法对模具寿命的影响。强迫润滑拉丝、直冷拉丝与通常拉丝相比,模具寿命提高一倍。若是强迫润滑与直冷拉丝并用,则模具寿命可提高两倍。湿式拉拔中用强迫润滑模具寿命可提高 2~3 倍。

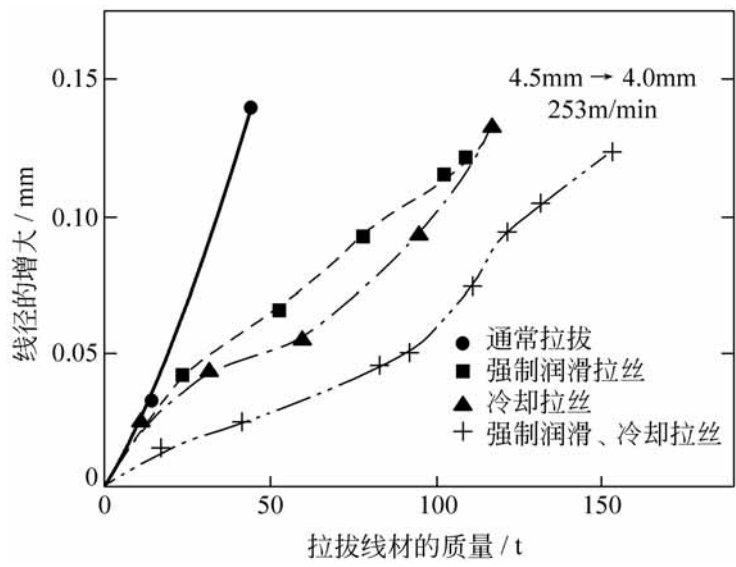


图 16-15 不同润滑下的模具磨损

表 16-1 各种润滑方式的模具寿命比

润滑方法	干式润滑	湿式润滑
通常拔丝	1.0	1.0
强制润滑拔丝	2.0	-
冷却拉丝	2.1	-
强制润滑、冷却拉丝	3.0	-
强制润滑拉拔	-	3.0~3.8

由图 16-16 所示通常干式润滑拉拔与强迫润滑拉拔模具磨损截面。可见,在同样拉拔条件下拉拔 762m 钢丝后,只因为润滑方式不同,其模具磨

损有明显差异。

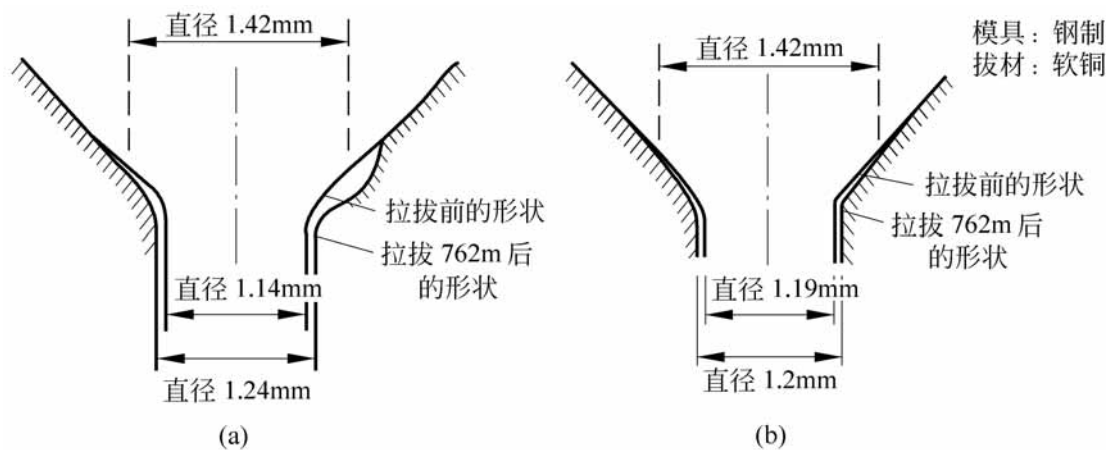


图 16-16 模具的磨损
(a) 干式润滑；(b) 强迫润滑

4) 采用反拉力拉拔

反拉力拉拔是在金属丝拉拔模前入口端施加一个与其前进方向相反的拉力的一种方法。金属在未进入模孔前就产生了拉伸弹性变形,使其直径变小拉应力增加,其结果引起的径向应力和摩擦力减小,改善了模孔的磨损。

5) 采用旋转拉模拉拔

旋转模拉拔是将拉模安装在可旋转的圆筒体内,通过一套机构在拉拔过程中使筒体转动带动模具旋转。因此,金属在旋转模内变形时,变形金属表面与模孔产生相对螺旋运动,改变金属与模具之间的摩擦力方向,使阻碍拉拔的轴向摩擦力减小,致使模具磨损减小。由于在拉拔时模具高速旋转,使模孔内壁磨损较均匀,也可使模具使用寿命增加。研究表明,使用旋转模能使模具寿命增加 10 ~ 100 倍。

16.3.5 超声波在拔丝加工中的减摩作用

1955 年, Blaha 和 Lan-glueker 发现超声波可使单晶锌的塑性变形抗力显著降低的所谓 Blaha 效应。随后,人们不断探索将超声波应用于各种塑性加工过程中。研究表明,超声波可以降低拔丝时的拉拔力和摩擦阻力,提高线材的表面质量,减少中间退火次数,有利于塑性低的难加工材料的成形以及极细线材的成形。拔管时在芯棒上施加超声波,除了可以获得减摩卸载的效果外,还可以提高断面减缩率,特别适合于薄壁管的成形。另外,在深拉伸方面应用超声波,也能取得降低拉伸力,增加深冲比的效果。因此,可以说将超声波应用于塑性加工是一种很有潜力的特种加工技术。下面介

绍孟永钢等人^[4]对超声波在拔丝加工中的减摩降载作用的研究结果。

超声拔丝实验装置如图 16-17 所示,它主要包括超声波发生器、超声换能器、超声变幅杆以及拔丝模几个部分。超声波发生器的作用是将 50 Hz 的交流电变成有一定功率输出的高频振荡信号以提供激振模具所需要的能量。

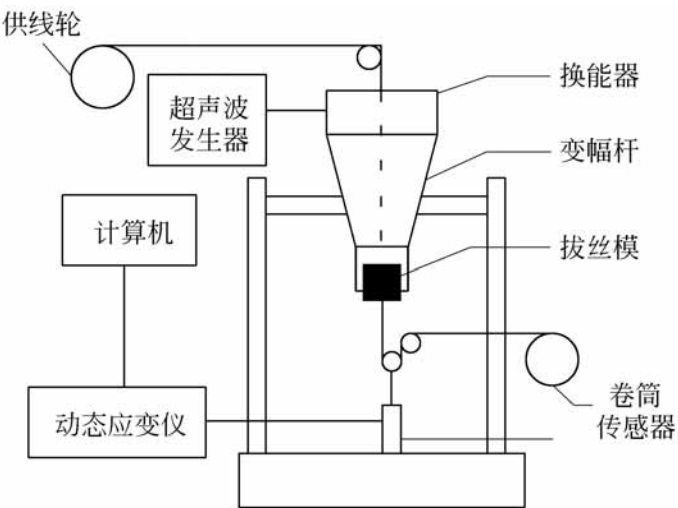


图 16-17 超声拔丝实验装置简图

试验中拉拔力是由应变式测力传感器测得。实验时将铜线的一端预先磨细穿过拔丝模后缠绕在卷筒上,该卷筒经由一个可控硅直流调速装置控制的电机驱动,通过改变电机转速以实现不同的拉拔速度。试验使用皂化液、粘度为 17mPa·s 的机械油和一种水剂润滑液三种介质作为模具与线材之间的润滑材料。

图 16-18 是超声输出电流对拉拔力的影响实验曲线,拔丝速度为 131.3mm/s,皂化液润滑。细线为未施加超声波时的拉拔力,而粗线则表示施加了输出电流为 0.7A 的超声振动的实验结果。施加超声波后所引起

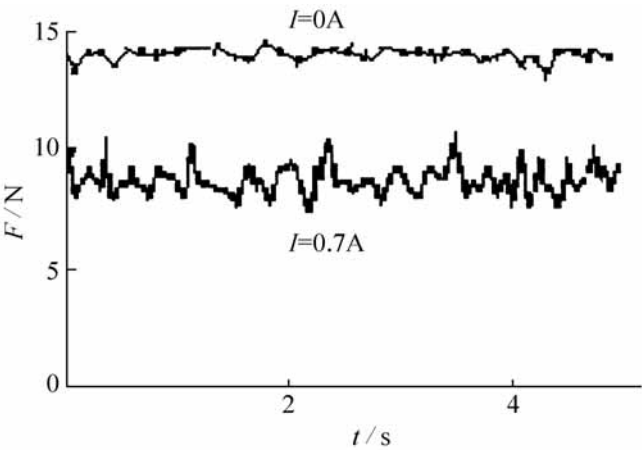


图 16-18 不同输出电流时拉拔力随时间的变化

的拉拔力下降是十分明显的,用拉拔力的时间平均值来衡量,施加超声波后拉拔力下降了约 37%。

从图中还可以看出,施加超声波后拉拔力随时间的波动明显增大了。平均拉拔力 F_{av} 随超声波发生器的输出电流 I 的变化如图 16-19。在本实验条件下,平均拉拔力随输出电流的增加而近似线性减小。

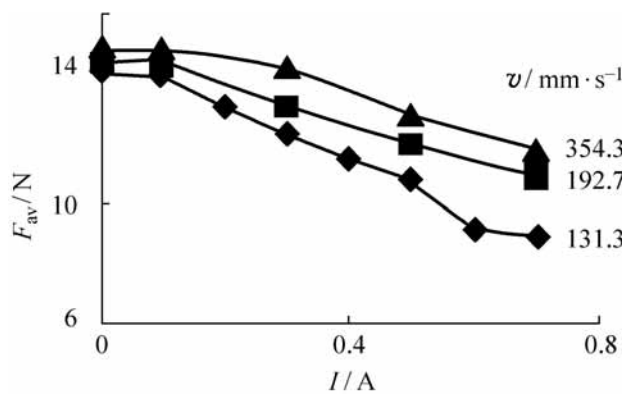


图 16-19 平均拉拔力随输出电流的变化

图 16-19 还给出了几种拔丝速度下测得的拉拔力,所用的润滑材料均为皂化液。在同样的超声振动强度下,拔丝速度越大,超声波所产生的降载效果越小。

尽管实验时所选用的三种润滑材料的化学组成和粘度等性能都有很大差别,但实验发现在其他加工条件相同的情况下,润滑材料并不影响拉拔力的变化。尽管超声波的作用可能会引起润滑条件的改善和摩擦阻力的下降,但不可能因此而导致拉拔力的显著改变。

单从拉拔力的实验结果难以分辨出超声波对界面润滑和摩擦的影响程度,因此还比较了有无超声作用情况下拔丝后所得到的线材的表面形貌。图 16-20 是输出电流分别为 0 和 0.5A 时线材表面的扫描电镜照片。在无超声振动时,线材表面存在较多的坑凹和微小的裂纹,加工纹路不够清晰,有粘着发生的迹象。而当有超声振动作用时,表面穿过模孔时留下的纹路十分清晰和均匀,比较平滑,无细小裂纹。由以上结果可以判断由于超声振动的作用,模具与线材间的润滑得到了改善,减少了表面粘着和损伤,线材的表面光洁度提高。

根据实验研究,孟永钢等人提出了以下几种因素可能是导致超声波在塑性加工中产生减摩降载作用的原因: (1) Blaha 效应; (2) 模具对工件的高速冲击作用; (3) 模具的振动使得在某些瞬间模具相对于工件超前运动因而产生一个促使工件运动的正向摩擦力,从而抵消了一部分摩擦阻力;

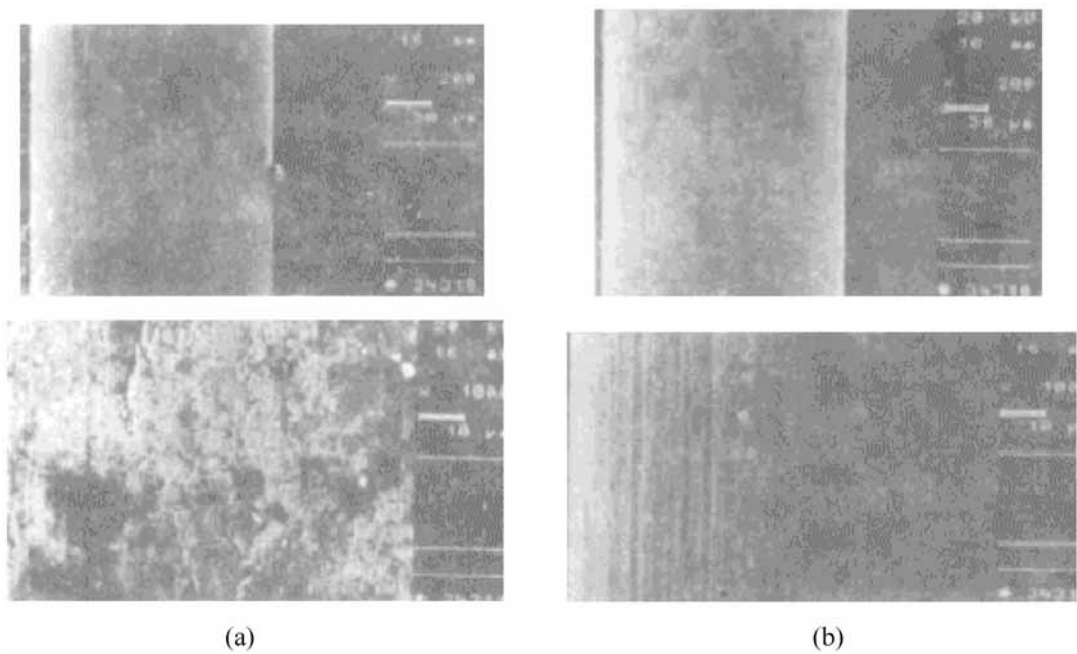


图 16-20 拔丝线材表面扫描电镜照片
(a) $I = 0\text{ A}$; (b) $I = 0.5\text{ A}$

(4)超 波促使润滑剂易于进入接触界面从而提高了润滑性能; (5)超声振动导致工件温度升高, 变形抗力下降。

16.4 轧制摩擦学

16.4.1 轧制过程中的摩擦

1. 单位压力和摩擦力分布

实验表明:摩擦力沿接触弧的变化规律比较复杂, 它既不服从干摩擦定律也不服从粘着摩擦理论的规律。它和金属的滑动有密切关系, 因而单位摩擦力与单位压力具有较复杂的相互关系。轧制变形区的摩擦力的方向应当指向中性面, 它限制轧件沿接触弧相对运动, 这就是单位压力沿变形区分布出现所谓摩擦峰的原因。

关于轧制过程沿接触弧单位摩擦力的分布有不同的假设, 单位摩擦力分布特点及变形区几何特点对摩擦峰的形状及数值有很大影响。图 16-21 绘出不同条件下单位压力和摩擦力分布, 由图中可以明显看出摩擦峰的变化。以下分别说明图 16-21 中各图的情况。

图 16-21(a) 当 $l/h > 5$ 时, 在接触弧上靠近出口、入口处的部分为滑动区, 该区遵从干摩擦定律, 单位压力 p 向接触弧中心方向逐渐升高。当单

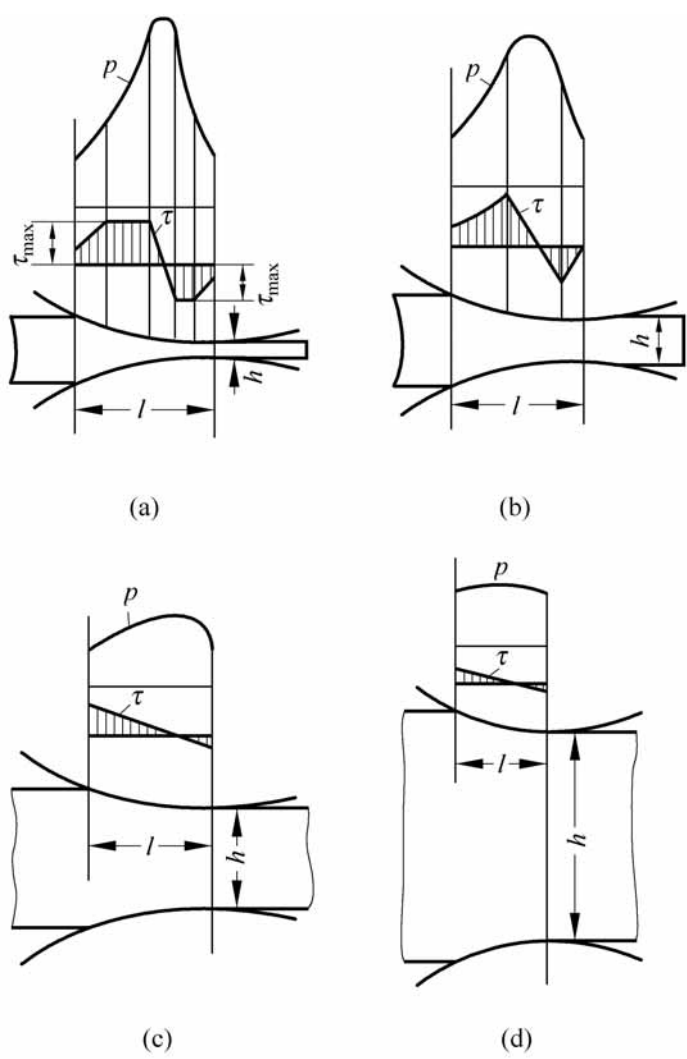


图 16-21 压力和摩擦力在接触弧上的分布

位摩擦力因 p 升高而达到 $k/2$ 值, 即 $\tau = fp = k/2$ 时, 摩擦力为常数值, 在粘着区中部为塑性变形停滞区, 在该区域内没有塑性变形发生。对于此种工况, 摩擦力近似按直线规律变化, 此时摩擦峰表现出很陡峭。

图 16-21(b) 当 $l/h = 2 \sim 5$ 时, 单位摩擦力常数区段消失, 摩擦力沿接触弧分布呈三角形状态。产生上述情况是因为接触弧长度还不足以使单位摩擦力达到最大值时出现塑性变形停滞区。此时压力分布中的摩擦峰较陡峭。

图 16-21(c) 当 $l/h = 0.5 \sim 2$ 时, 粘着区发生在整个变形区, 金属滑动趋势非常小, 摩擦力可用近似于停滞区的三角形分布来表示。此时摩擦峰较为平缓。

图 16-21(d) 当 $l/h < 0.5$ 后, 金属沿接触弧滑动趋势更小, 摩擦力对单位压力影响减弱, 摩擦峰很平缓。

2. 轧制时摩擦系数的计算

轧制过程的摩擦情况复杂, 影响因素很多, 通常采用以下几种方法近似

计算摩擦系数。

1) 按扭矩计算摩擦系数

在带材轧制中, 当后张力不断增大直到中性面移到出口点, 此时带材开始打滑(图 16-22(a))。根据打滑时的扭矩可以确定摩擦系数, 即

$$f = \frac{M}{PR} \tag{16-18}$$

式中, M 为两个轧辊的总扭矩; P 为轧制力; R 为轧辊半径。

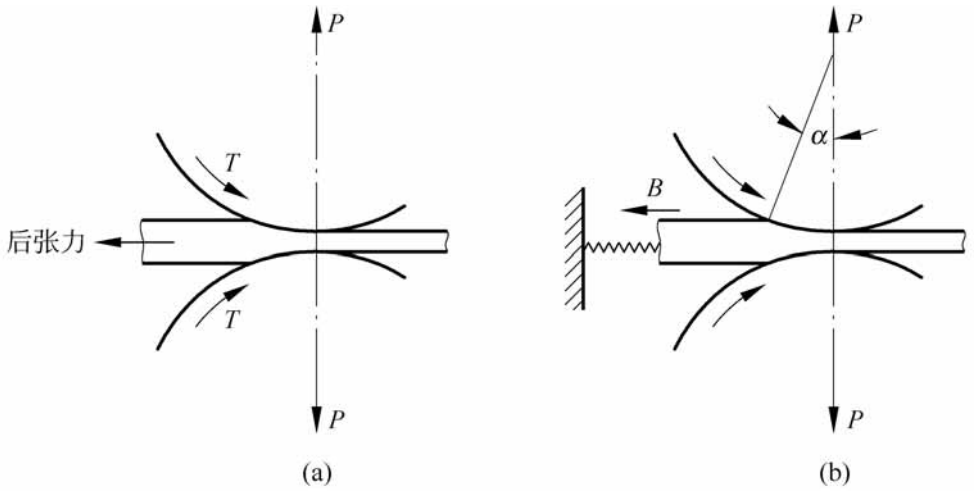


图 16-22 通过打滑确定摩擦力

如果轧机没有装扭矩测量装置, 可把带材固定在一个弹簧拉力器上, 如图 16-22(b)。根据 Pavlov 的理论, 此时摩擦系数为

$$f = \frac{B}{4P} + \tan \frac{\alpha}{2} \tag{16-19}$$

式中, B 为张力; α 为吸入角。

2) 按前滑计算摩擦系数

在中性面上带材与轧辊以相同的速度运动。因此, 带材出口速度更高。如图 16-23, 前滑定义为

$$S_f = \frac{v_1 - v_0}{v_0} \tag{16-20}$$

其中, v_0 为在吸入角 α 处的速度; v_1 为在中性角 β 处的速度。

根据轧制过程的几何参数, 前滑近似等于

$$S_f = \frac{1}{2} \beta^2 \frac{2R}{h_1} - 1 \tag{16-21}$$

式中, β 为中性角; R 为轧辊变形后半径; h_1 为轧制厚度。

由图 16-23 可知, 中性角为

$$= \frac{1}{2} - \frac{1}{f} \frac{1}{2}^2$$

(16-22)

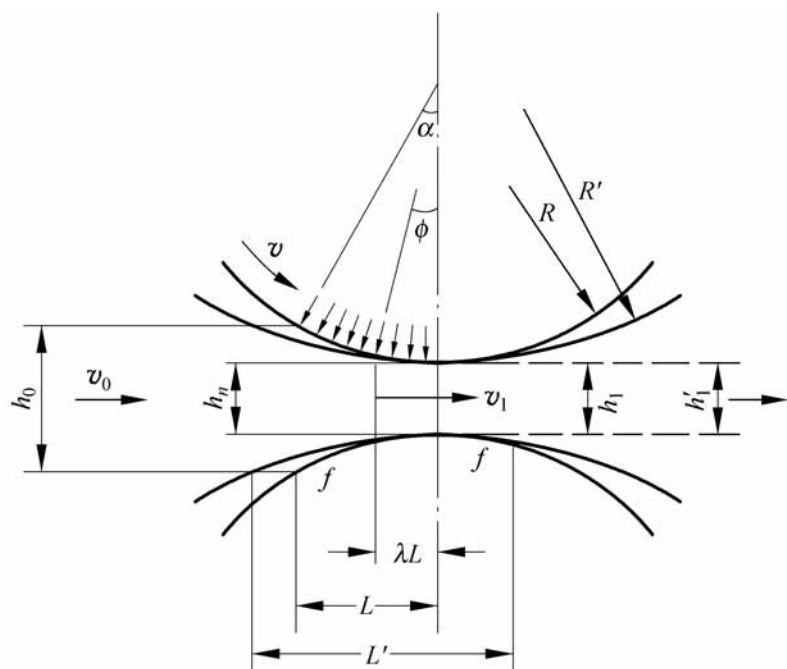


图 16-23 轧制过程的几何形状

这里

$$\sin \phi = \frac{L}{R} = \frac{h_0 - h_1}{R}^{\frac{1}{2}}$$

(16-23)

把式(16-23)代入式(16-22), 当 ϕ 很小时, $\sin \phi \approx \phi$, 可得

$$= \frac{h_0 - h_1}{4 R}^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{f} \frac{h_0 - h_1}{4 R}$$

(16-24)

前滑的数值可由轧辊表面刻痕法测得, 因此由式(16-21)确定中性角后, 从式(16-24)可求得摩擦系数 f 。

3) 按打滑计算摩擦系数

随着压下量增加, 中性角逐步移向出口。在某一临界压下量时中性面移到出口截面处即 $\phi = 0$, 此时出现打滑现象。当没有张力和 α 角较小的情况下, 由式(16-23)和式(16-24)可以求得打滑时吸入角

$$\phi_{打滑} = \frac{h_0 - h_1}{R}^{\frac{1}{2}} = 2 f$$

(16-25)

测得吸入角后, 可由上式得到轧制时的摩擦系数。

16.4.2 轧制中的润滑问题

在轧制工艺中润滑极为重要, 迄今已开发出许多类别的具有良好润滑

性能的轧制液。通常使用的润滑剂是含各种添加剂的矿物油和动、植物油脂,同时,水基介质和乳化液作为润滑剂也受到重视。

大多数带材的轧制采用低吸入角和高轧制速度有利于促进油膜的形成。但是由于需要一个稳定的前滑值,再加上带材表面质量和退火时色斑的限制,因此,实际生产中的润滑常常是混合润滑状态,轧件与轧辊表面有接触。尽管是混合润滑为主,但其他润滑机理也会起一定的作用。

1 . 全膜润滑

在弹性流体动压润滑理论发展的基础上,人们对轧制过程的润滑问题提出塑性流体动压润滑理论,将流体力学和弹塑性力学相耦合进行数值分析,并提出了一些轧制中润滑膜厚公式。显然,与点线接触表面的弹流润滑问题相比,要建立完备的轧制中塑流润滑问题的物理数学模型是很困难的,况且实际的轧制过程不可能实现全膜润滑。因此,通常是根据一些近似的膜厚公式进行粗略的分析,而研究的重点应放在混合润滑状态。

常用的一种轧制塑流润滑油膜厚度计算公式为

$$h = \frac{6 \nu}{2 k \tan \alpha} \tag{16-26}$$

式中,粘度 η 采用室温或轧辊入口处的温度,以及压力采用大气压或入口区压力下的数值;速度 ν 用轧辊圆周速度或入口处带材与轧辊的平均速度;屈服应力 k 一般用平面应变屈服切应力表示,即 $\sigma_1 - \sigma_3 = 2k = \sigma_s$,也有一些理论考虑加工硬化的影响; α 为油楔在入口处的曳入角。

由式(16-26)知,油膜厚度随着屈服应力或轧制压力的减少而增加。通常轧制压力可以通过张力的调整来改变,因此对于给定的金属,调整张力可以影响油膜状况。

应当指出,塑性流体动压润滑还可以应用于其他金属成型问题,例如孟永钢等人^[5]对冷锻中的塑流润滑进行了有限元分析。

2 . 混合润滑

实际的轧制过程都是在混合润滑状态下进行的。润滑状况取决于带材表面质量以及润滑剂的流体动压特性及边界润滑特性。

1) 油膜厚度

在混合润滑条件下平均油膜厚度反映了流体动压润滑对润滑效果的贡献大小。

一般影响油膜厚度的因素有入口几何参数、粘度、轧制速度。

(1) 入口几何参数

在式(16-26)实际应用中,经常使用轧制吸入角 α ,而不用 $\tan \alpha$ 。从图16-22的几何关系可知,随着轧辊直径增加和压下量减少, α 角变小,则由式(16-26)得到膜厚 h 增加。

(2) 粘度

随着润滑剂粘度的增加,平均油膜厚度也增加,其润滑更加趋于流体动压润滑。

在考虑粘度选择润滑剂时,油的组成和它的粘压系数的影响不能忽略。例如,粘度非常低的油有时比粘度高的油有更大的压下量。又如石蜡比相同粘度的环烷合成油更有效。在油中加入3%的低比重极压剂,由于有效粘度增加,可以得到很低的摩擦系数。

(3) 轧制速度

高的轧制速度有利形成流体动压润滑和增加油膜厚度,然而轧制速度的增加受到工艺的限制。

2) 润滑膜破裂

润滑膜包括流体膜和边界膜的破裂表现为表面粘结和损伤。轧制铝时,在某一临界压下量下,粘结首先出现在严重损伤的表面上。低压下量时,轧制还能继续进行,但在高压下量时,粘结在轧辊表面不均匀地扩展,最后由于带材表面变得粗糙、开裂,并且覆盖着一层金属碎末,轧制不得不停止。对于一个给定的油膜厚度、轧制速度和压下量,可以通过界面添加剂来延缓粘结的发生。

轧制钢和不锈钢时,只有在足够高的速度下轧制产生大量的热才产生局部的粘结。因此,经常把在带材表面上局部的、拉长的缺陷称为热擦伤或摩擦粘结。热擦伤的防止要求轧机的速度低于临界速度。

3) 水基润滑剂

水是很好的冷却剂,同时又是较差的润滑剂。它不能防止粘结,因此水只是偶尔单独用于轧制不易粘结的金属,如普通碳钢和铜。但在实际应用中,水往往与润滑剂结合使用。对于冷轧带钢,应用相当普及的有两个基本方法:

(1) 水与润滑剂分离

将纯净的不含水的润滑剂预先加到带材表面上,然后,把水加到轧机上。这种技术主要用于以棕榈油为润滑剂的串联轧机轧制板带钢中。从被轧带材的表面质量可以判断出,加到油脂表面的水几乎很少或根本就不改

善润滑机理,这时的水只起冷却作用。

(2) 乳化液

用乳化液做润滑剂时,在金属表面具有良好的浸润性。矿物油基乳化液的润滑能力较差,对于有色金属来说,加入油脂化合物能改善润滑能力。脂基乳化液应用于钢轧制具有较好的润滑能力。以复合矿物油为基的乳化液,在浓度未到 10% 以前,其润滑能力随浓度的增加而改善。因此,低稳定度的乳化液浸润性比高稳定度的乳化液要好。在带材上预先涂上一一定量的乳化液,可以降低对润滑的敏感性。

16.4.3 轧辊磨损

在大多数情况下正常磨损与滑动距离成比例。在轧制中,相对滑动距离只是整个轧出长度的一部分。因此,轧制时的磨损量是较小的,但是轧辊表面的初始光洁度在轧制过程中将逐渐消失,影响产品的表面质量。

通常粘着磨损和磨粒磨损是轧辊磨损常见的形式,但是轧辊报废的主要原因是由于疲劳造成的表面剥落。

对于较软的轧制材料如铝,粘着磨损主要由局部的微粒间的粘着作用而致,而对于较硬的材料如钛,可能发生直接的粘着磨损。当表面上的氧化物很硬且由坚实的基体支持时,磨料磨损是很明显的。轧制硬铝合金、不锈钢和镍基合金时,轧辊磨粒磨损占整个磨损的大部分。使用某些润滑剂在使轧辊寿命延长的同时,可能会产生腐蚀磨损,不过这种损伤是局部的。

使轧辊报废的主要原因是疲劳剥落。这种剥落有时很深,使得冷轧轧辊表面的硬化层只留下少量的一层。由于局部磨损而产生的不均匀应力分布、轧辊表面研磨时产生的裂纹及残余应力都将加剧剥落的发生。剥落是由于浅层裂纹或延伸到硬化层与轧辊心部边界的环形裂纹而形成的。浅层薄片形成的剥落可以对轧辊重新研磨表面进行修复。

轧辊表面的破坏有时是偶然而严重的。例如带材的焊接点、偶尔进入变形区的外界物体或者带材表面的折叠都可使轧辊表面损坏。还可能是局部的热冲击,或者高速连续轧机失去控制时产生的对轧辊的破坏等。据统计,这类破坏占有所有轧辊损坏的 20% ~ 50%。

16.4.4 轧制用乳化液润滑性能

近年来兼有润滑和冷却作用的乳化液在轧制工艺中有着广泛的应用前

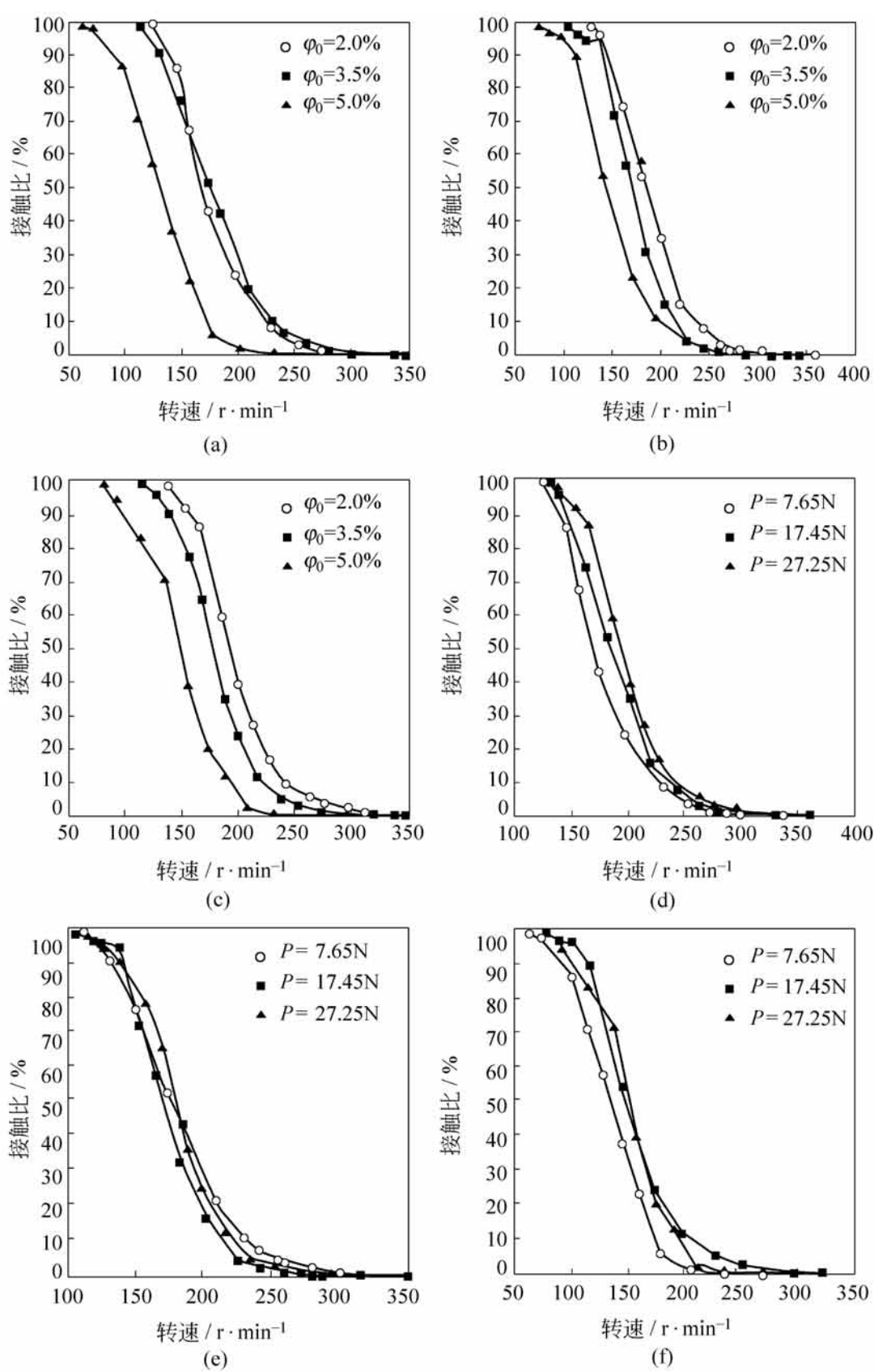


图 16-24 乳化液润滑性能

(a) $P=7.65\text{N}$; (b) $P=17.45\text{N}$; (c) $P=27.25\text{N}$
(d) $\phi_0=2.0\%$; (e) $\phi_0=3.5\%$; (f) $\phi_0=5.0\%$

景,钱林茂和孟永钢等人^[6]对于轧制用乳化液的润滑性能进行了实验研究,这里介绍他们得到的一些结果。

实验是在清华大学摩擦学国家重点实验的混合润滑实验台上进行的。由软钢轧材制成的试块和 52100 钢(硬度 58 ~ 62HRC)制成的圆盘组成线接触滑动摩擦副,它们的表面粗糙度分别为 $R_a = 0.130\mu\text{m}$ 和 $R_a = 0.157\mu\text{m}$ 。

试验用润滑剂有 3 种,分别为体积分数 2.0%、3.5% 和 5.0% 的 N54 油液与水配制而成的冷轧带材用轧制乳化液。对于同种浓度的乳化液,分别在 $P = 7.65\text{N}$ 、 17.45N 和 27.25N 三种载荷下和转动速度处于 0 ~ 400 r/min 范围内进行试验。采用电阻法测量混合润滑状态下表面接触时间率。得到在不同油相体积分数 ϕ_o (%) 和不同载荷下接触时间率随着转动速度的变化关系,如图 16-24 所示。

由图 16-24 可以看出:不同工况得到的曲线按照转动速度都可以分为 3 个区域,分别是:低速区(0 ~ 150 r/min)、中速区(151 ~ 300 r/min)和高速区(301 ~ 500 r/min)。在低速区,接触时间率接近 1,表明存在连续接触,处于边界润滑状态。在中速区,接触时间率介于 0 与 1 之间表明是断续接触,处于混合润滑状态,在这一区域,接触时间随速度升高急剧减小。在高速区,表明接触表面存在完整的润滑油膜,处于全膜润滑状态,此后转动速度继续升高基本无变化。

综上所述,在足够高的速度和油相体积分数条件下,轧制乳化液可以显示出良好的润滑性能,减少混合润滑过程表面接触时间。

参 考 文 献

- [1] 茹铮,余望,阮熙寰,孟宪堂.塑性加工摩擦学.北京:科学出版社,1992
- [2] 李虎兴.压力加工过程的摩擦与润滑.北京:冶金工业出版社,1993
- [3] 格鲁捷夫等著.金属压力加工中的摩擦和润滑手册.北京:航空工业出版社,1990
- [4] 孟永钢,刘新忠,陈军.超声波在拔丝加工中减摩降载作用的研究.清华大学学报,1998,38(4):28 ~ 32
- [5] Meng Y G, Wen S Z. A finite element approach to PHD in cold forging. Wear, 1993, (160):163 ~ 170
- [6] 钱林茂,孟永钢,黄平,史小路.电阻法检测乳化液润滑状态的变化.摩擦学学报,1996,16(3):239 ~ 246

第 17 章

生物摩擦学

人体内存在各种摩擦,如关节的摩擦;管腔(血管、气管、消化道、排泄道)内的摩擦;运动时产生的肌肉、肌腱间的摩擦等。摩擦可以引起人体许多生理变化和疾病。

20 世纪 80 年代兴起的生物摩擦学是摩擦学与生物力学、生物化学、流变学等的交叉学科,在医学与摩擦学工作者共同努力下得到迅速发展^[1]。

在生物摩擦学领域,特别是人和动物的关节和人造关节的润滑机理,是摩擦学原理的应用发展得最快的一个方面。近年来对关节中各种润滑机理和摩擦磨损行为获得了比较深入的了解。

17 1 生物软组织的力学基础简介

17.1.1 软组织的流变学特性

为了认识生物体器官的生理机能,必须首先了解软组织的流变特性^[2]。生物组织都是复合材料,所以其流变性质可视作复合材料的力学性能来处理。根据应力范围的不同,承载的单元是不同的。对生物组织来说,加载和卸载时的本构方程不一样,而且各向异性相当显著。

图 17-1 是收缩后的肌肉纤维的应力-伸长比曲线。图中实线是按式(17-1)算出的理论曲线,它和实测结果相当吻合。

$$\sigma = \frac{1}{3} G \left(\frac{L}{L_0} \right)^3 - \frac{1}{N} \quad (17-1)$$

式中, σ 为变形前的应力; $\frac{L}{L_0}$ 为伸长比(伸长后的长度与初始长度之比); G 为常数; $G = nkT$, 其中 n 为单位体积中所具有的网目链数, k 为玻尔兹曼常

数, T 为热力学温度; N 为网目链中的随机链环数; L 是 Langevin 函数:

$$L(x) = \coth x - \frac{1}{x}$$

L^{-1} 是 L 的逆函数。

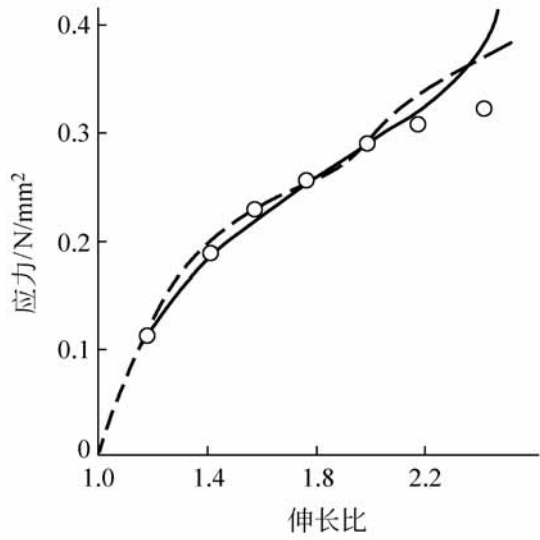


图 17-1 收缩状态肌肉纤维的应力与伸长比曲线

17 .1 .2 应力 -应变曲线的分析

图 17-2 是动物的心肌沿轴向以一定的应变速度拉伸, 又以同一速度卸载时, 测得的应力 -应变曲线。

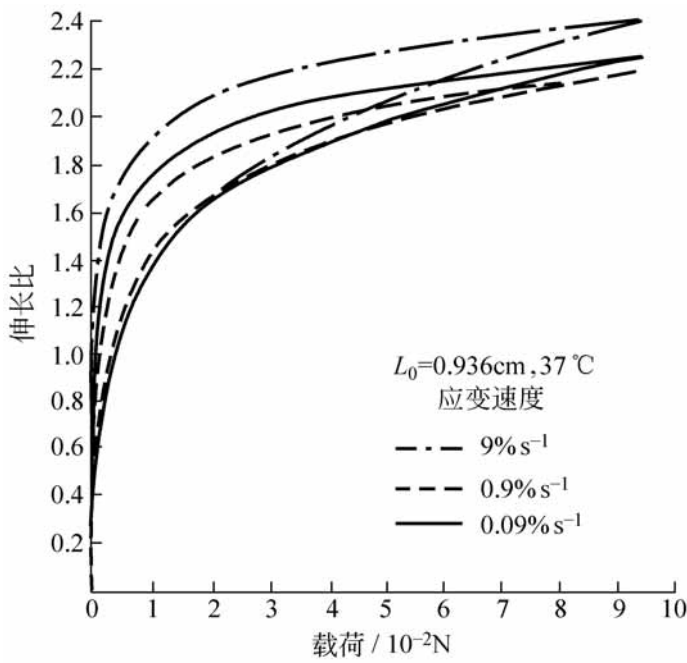


图 17-2 动物心肌应力 -应变曲线

图 17 -3 是动物主动脉周向切片, 在纵向拉伸时, 张力 T 和 $d T / d$ 的曲线, T 为相应于初始截面积的载荷, λ 为伸长比。

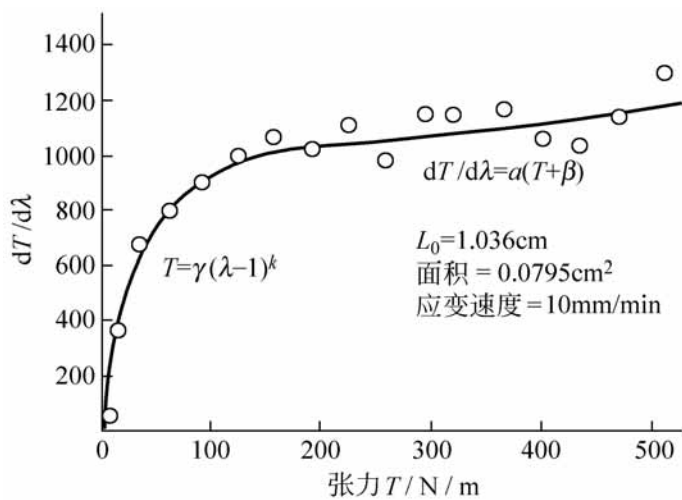


图 17 -3 动物主动脉周向切片的 $d T / d$ - T 曲线

如图 17 -3 所示, 当张力 $T > 200 \text{ N / m}$ 时, 有

$$\frac{dT}{d\lambda} = (T + \beta) \tag{17-2}$$

积分上式得

$$T = (T^* + \beta) e^{a(\lambda - 1)} - \beta \tag{17-3}$$

这里, $\lambda = 1$ 时, $T = T^*$ 。

同样按图 17 -3 可以求得当 $T < 200 \text{ N / m}$ 时, 张力与伸长比的关系为

$$T = (\lambda - 1)^k \tag{17-4}$$

上述应力 - 应变关系除可用于主动脉外, 还可以用于肠系膜、皮肤、尿管、心肌等许多组织。这些组织的应力 - 应变关系的一个特征是: 加载和卸载时的曲线不一样(图 17 -2)。也就是说, 参数 γ , β , k 在加载或卸载时数值不同。

生物组织的应力 - 应变曲线的另一特征是, 无论是加载还是卸载, 应变速度的影响很小。在图 17 -2 中, 应变速度变化范围为 100 倍, 曲线的变化并不显著。所以, 试样作正弦型伸长时, 滞后回线不随频率而变化。Fung 等^[3] 在周期为 1s 到 1000s 的频率范围内进行的测量结果证明, 上述结论对于肠系膜、动脉、皮肤、肌肉、尿管等都是正确的。

17 .1 .3 各向异性关系

生物组织几乎都是各向异性的。而目前有关软组织流变性质的数据,

大都是在一维条件下测定的,如细长圆管状试样拉伸。要研究组织的各向异性特性,必须采用二维测量方法。

Fung 等^[3] 用动物的腹部皮肤做了二维拉伸实验,其结果在图 17-4 中给出。所谓二维拉伸就是在两个相互垂直的方向上,分别加力使之拉伸。取腹皮纵向和侧向的坐标轴为 x, y , 这时, $\tau_{xx}, \tau_{xy}, \tau_{yy}$ 都是沿 x, y 方向伸长比 λ_x, λ_y 的函数。图中的曲线是分别固定 λ_x, λ_y 其中之一得到的。

另外 Fung 等人关于动物肠系膜的实验得出,剪切弹性模量不是常数,

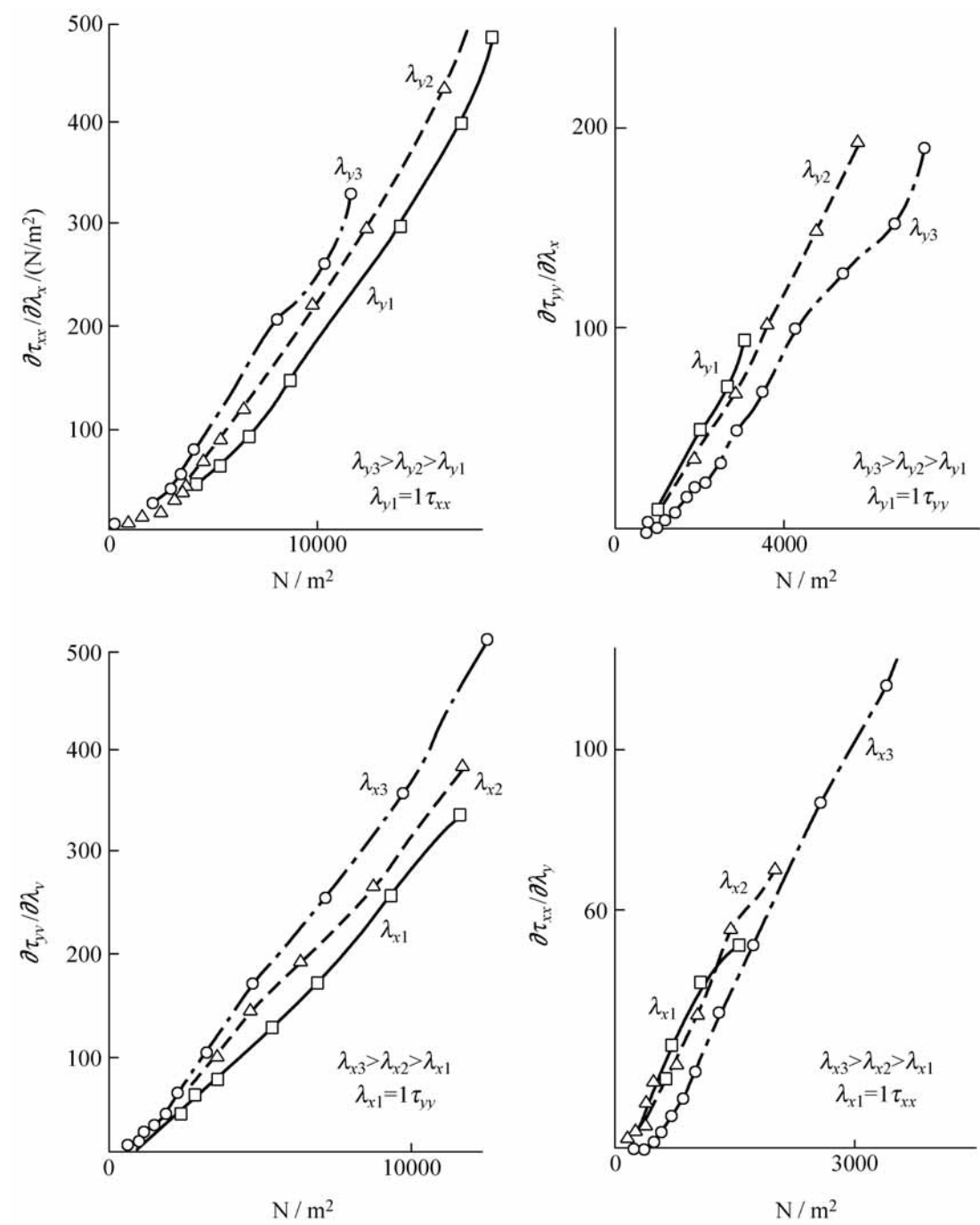


图 17-4 动物腹部皮肤的二维拉伸

而是随应力增大而增大的。若将切应力 τ_{ij} 与切应变 γ_{ij} 的关系写为

$$\tau_{ij} = G \gamma_{ij} \tag{17-5}$$

则根据实验数据得出

$$G = G_0 + f_1(I_1) + \alpha I_2^{1/2} \tag{17-6}$$

这里, G_0, α 是常数, I_1, I_2 分别为应力张量的第 1 和第 2 不变量。

$$I_1 = \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33} \tag{17-7}$$

$$I_2 = \frac{1}{6} [(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2] + \tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2 \tag{17-8}$$

17 2 关节润滑液的特性

17 .2 .1 关节润滑液

关节润滑液含有称之为粘蛋白 (mucn) 的糖蛋白质, 它不是单纯的粘性液体, 而是具有弹性的粘弹性液体, 且有拉丝性。由于关节炎的影响, 关节润滑液的拉丝性有明显的变化。例如蛋白、研磨后的芋薯之类的物质也是粘弹性液体, 也有可拉丝性。所谓拉丝性, 就是像蒸熟后发霉的豆那样, 可以拉出丝来的性质。胶体化学中习惯于把液体的弹性称为流动弹性。

关节润滑液是由血浆透析而生成的, 它不含纤维蛋白原, 故不会凝固。粘蛋白的主要成分是透明质酸, 关节润滑液的粘弹性主要是它引起的。透明质酸通常总是和蛋白质结合, 以复合体的形式出现的, 如图 17-5 所示。

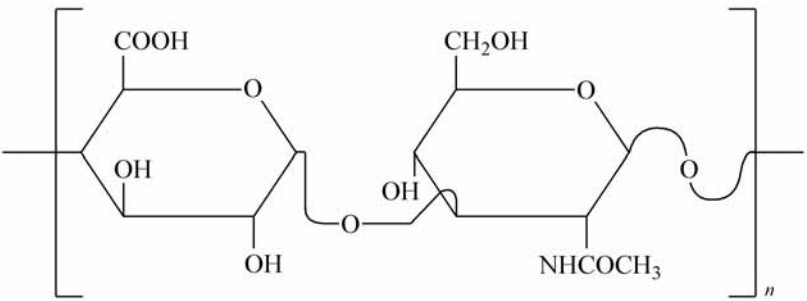


图 17-5 透明质酸的分子结构

在这种复合体中, 蛋白质占 2%, 只要透明质酸不发生分解、复合, 蛋白质是很难分离出来的。所以, 透明质酸的粘弹性与复合体形成的程度没有

明显的关系。透明质酸的分子量约为 10^6 ，它的分子由可卷曲的随机螺旋形链构成，各种外界的作用，例如化学药品、放射线、热、溶剂、重金属离子等都很容易使它的分子链裂解或复合。由于切应力也可以使透明质酸的分子裂解，故静态和动态下测得的粘度不一样。

17.2.2 关节液润滑特性

下面介绍 Myers 等人^[4]关于关节润滑液研究结果。所用测定装置为扭转振动型同心圆粘度计。这种装置在 $5 \sim 25\text{ Hz}$ 的低频域内特别方便。在内、外圆筒的间隙之间，装入关节润滑液，外筒作振幅为 3° 的正弦型扭转振动，从内筒的振幅和相位角的滞后特性可以求出关节液的动粘度和动剪切弹性模量 G ，它们都是频率的函数。试样取自患者并在 0 下保存。

一般对于动粘弹性问题，应力和应变关系分别用复数表示，即

$$\sigma = G' + i G'' \tag{17-9}$$

若复数粘度用 η^* 表示，则 $\eta^* = \frac{G'}{\omega} - i \frac{G''}{\omega}$ ，取圆频率 ω ，应变率 $\dot{\gamma} = i \omega \gamma$ ，因而

$$\eta^* = \frac{G'}{\omega} - i \frac{G''}{\omega} \tag{17-10}$$

所以动粘度 η' 为

$$\eta' = \frac{G'}{\omega} \tag{17-11}$$

由于关节润滑液的动粘度 η' 随 ω 和温度 T 而变化，所以需要按照时间与温度换算法则，将测定值用折合因子 a_T 换算成 25°C 时的数值。若 25°C 时的定常粘度为 η_0 ，而温度 T 时的定常粘度为 η ，则折合因子为

$$a_T = \frac{\eta}{\eta_0} \tag{17-12}$$

图 17-6 给出了 $\lg a_T$ 和 $1/T$ 的关系。

图 17-7 是动粘度 η' 和频率的关系，图 17-8 是动态剪切模量 G 和频率的关系。可见 η' 随频率增大而降低，而 G 则相反，随频率增大而升高。

由于 $\omega \rightarrow 0$ 时， G 急剧减小，关节润滑液可以认为是没有屈服应力的。由图 17-9 可知，静粘度依赖于切应变率，故关节润滑液是非牛顿流体。当 $\omega \rightarrow 0$ 和 $\dot{\gamma} \rightarrow 0$ 时，静粘度的极限值和动粘度的极限值相等。

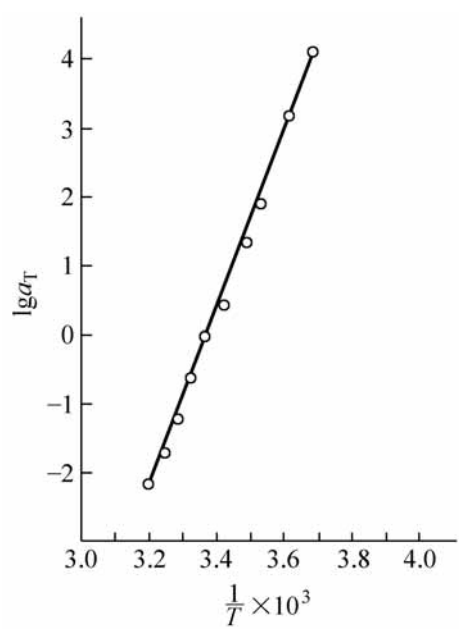


图 17-6 关节润滑液的折合因子 $\lg a_T$

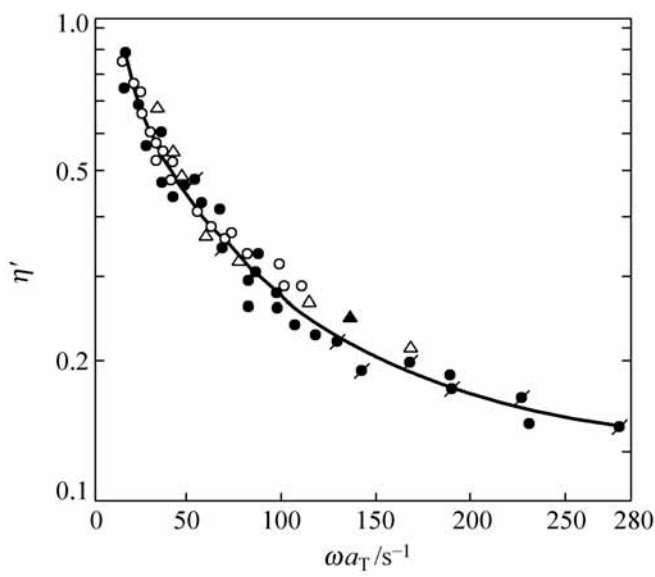


图 17-7 关节润滑液动粘度

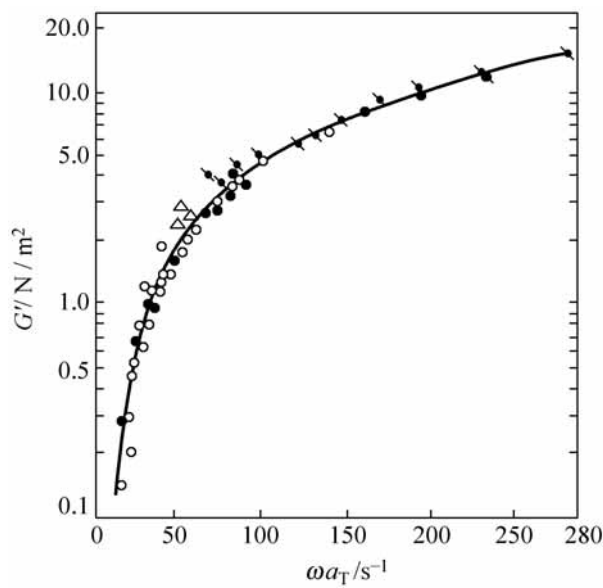


图 17-8 关节润滑液动态剪切模量

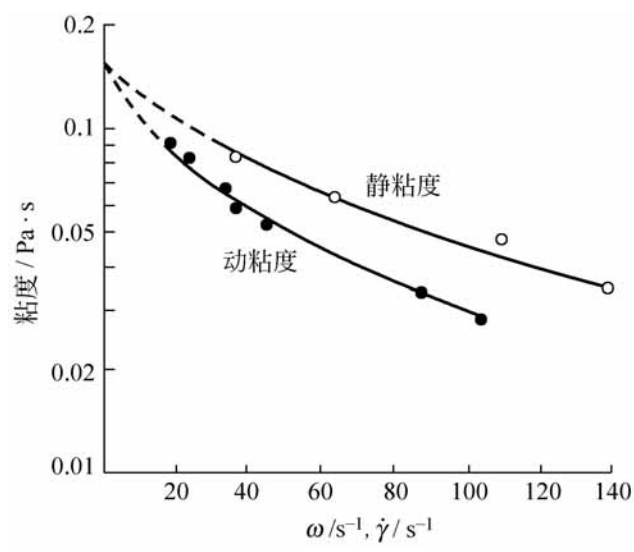


图 17-9 关节润滑液静、动粘度

上述实验结果表明, 关节润滑液在相当于关节作缓慢运动的低频域内, 其性能类似粘性液体, 而在相当于关节作剧烈运动的高频域内, 性能则趋于弹性体。

虽然氢化可的松不直接影响关节润滑液的静粘度, 但注射氢化可的松以后, 关节润滑液的动粘度 和弹性模数 G 均增大。

关节润滑液的动粘度主要取决于透明质酸的浓度, 部分地依赖于透明质酸和蛋白质的复合体的形成。另一方面, 关节润滑液的动弹性模量和复

合体的形成呈线性关系。

17 3 人和动物关节的润滑

图 17-10(a)列出人关节的示意图,它粗略地表明膝部、臀部或脊骨共有的特性。关节传递载荷的结构件是骨骼,它们的端部可以用一球体的或椭圆体的表面(臀部)来表示,用以提供某种形式的支承面积。而在另一情况下用圆柱体(膝部)可能更恰当。

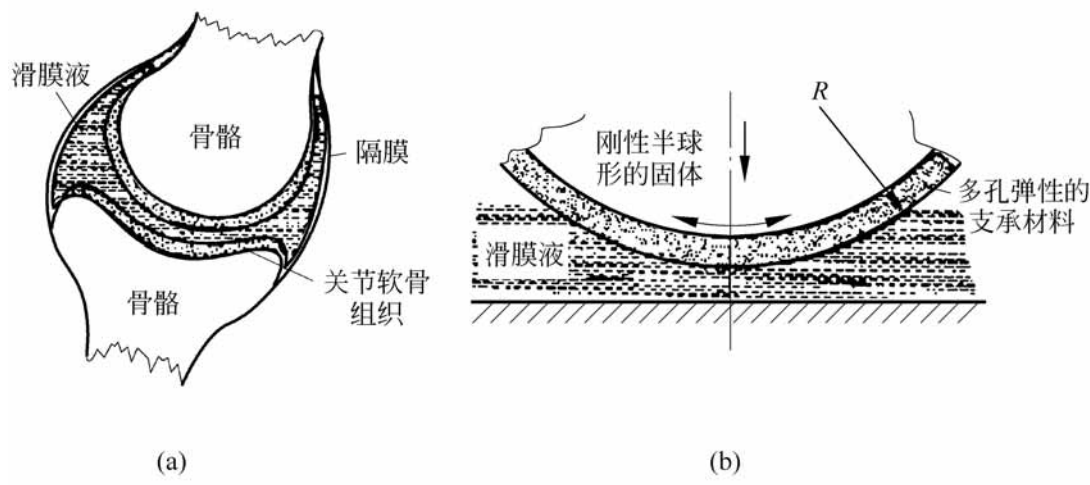


图 17-10 人关节及其润滑模型
(a) 人关节; (b) 等效润滑模型

图 17-10(b)中给出了关节等效的润滑模型。骨骼表面在关节的内部由一层较软的或多孔的关节软骨组织所覆盖,这就是支承材料。上下骨骼上的软骨组织由润滑液使之分开,这种润滑液由隔膜包住并在关节之间提供必要的润滑作用。

从自然进化的人的关节结构远远胜过人类能够制造的人工关节。如正常的人类关节显示摩擦系数处在 $0.001 \sim 0.03$ 的范围以内,这甚至比流体动压润滑的径向轴承或精密的滚动轴承都要低得多。最早的关节润滑机理研究推测这是一种流体动压作用,但很快发现以此来解释人类关节中实际测到的极低的摩擦系数是不正确的,因为在骨骼表面之间的相对滑动速度从没有大于几厘米每秒的情况,不可能产生足够的承载力。

人们还提出过边界润滑、分泌和弹流润滑等机理,这些机理在关节

的润滑中起着重要的作用。另一种润滑形式是在软骨组织之间存在挤压膜,它强烈地阻止骨骼表面的相互接近,特别是当膜厚变薄的时候例如 $0.25\mu\text{m}$ 。人和动物关节中的整个润滑机理可以看作是以挤压膜作用为主,加上边界润滑、分泌和弹流润滑效应的组合。后者作为挤压膜一种补充作用。

17.3.1 人体关节的性能

人体关节的软骨组织是平滑的软骨,铺衬在关节中骨脂的表面上。其功能是吸收由于关节运动所造成的磨损,提供一种润滑机理以使关节的摩擦降到最低,并传递身体内部发生的载荷。每一个关节软骨组织的厚度是不同的,而且常常是在同一关节的表面上各个位置也有所不同。在青年时期,较大的关节软骨组织的厚度可以达到 $4\sim 7\text{mm}$,而较小的关节软骨组织的平均厚度为 $1\sim 2\text{mm}$ 。

软骨组织的结构由分布在整个三维的骨胶原纤维网状组织中的单细胞所构成。这种网状组织埋在一种称为软骨胶硫酸盐的基体物质之中,并由一种液体充满。液体组分弥散在整个固体骨架之中,并以不同程度的分子吸力与骨架连接在一起。某些液体分子牢固地结合在纤维结构之上,但大多数仅仅是保留在纤维间的空隙之中。这些液体分子在由压力梯度所造成的整体流动和化学浓度局部差异所引起的扩散的联合作用下,穿过细胞的基体而转移。发生在软骨组织中的两种主要的物理化学过程是集结与膨胀,它们是液体流入和流出细胞组织的结果。集结过程是当外部的压缩载荷加到软骨组织上时,引起了液体含量的减少,而膨胀则意味着液体含量的增加。这种液体发生变换的速率是特别有意义的,因为它决定软骨组织厚度变化的时间。

关节软骨组织最重要的结构特征是它的多孔性,孔的平均尺寸约为 6nm 。这些孔在软骨组织表面上的分泌对润滑起重要作用。用探针扫描仪器测出的软骨组织表面粗糙度表明,它的结构比工程支承面要粗糙得多。图 17-11 表示两个软骨组织表面轮廓的对比,图 17-11(a)为健康青年人的,图 17-11(b)为老年人的软骨表面。前者呈现“波纹”或明显的宏观结构,在每一宏观凸体的表面迭加微观粗糙度,如图 17-11(a)所示;而图 17-11(b)所示的老年人软骨组织表现更大的宏观起伏波度。

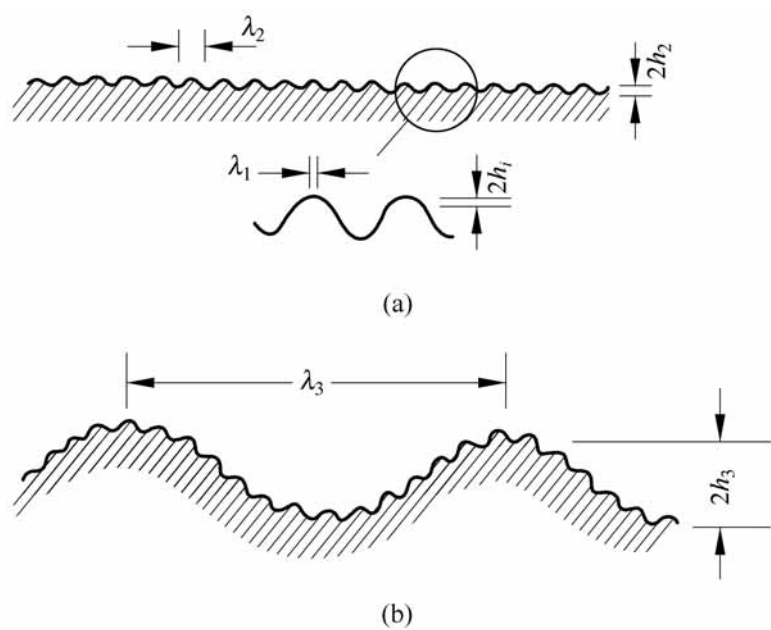


图 17-11 典型关节软组织的表面粗糙度
(a) 健康青年人；(b) 老年人

17.3.2 关节润滑液

关节润滑液是一种透明、黄色而发粘的物质, 存在于自由运动的关节腔穴中, 并与软骨组织相互作用以实现润滑功能。从工程的观点, 可以把润滑液结构看作是由粘朊酸构成的蜂窝状的网状组织的界壁, 而水状组分处于其中。因此, 在健康状态下, 润滑液似乎具有海绵状结构。化学成分表明, 它是一种血浆的渗析物加上粘朊酸和一种微小的细胞状组分。润滑液最重要的性能是它的粘度, 而这似乎主要与粘朊酸组分有关。作为一种边界润滑剂, 粘朊酸能够影响软骨组织的摩擦性能。

润滑液属于非牛顿液体, 它有明显的剪切稀化特性, 即粘度几乎与切应变率成线性地下降。如果在软骨组织表面间的膜厚低于大约 $1\mu\text{m}$ 时, 则液体分子能显著地影响滑动性能, 并显示出边界润滑剂的特性。这是由于在载荷作用下润滑液浓缩, 因而在软骨组织的表面上形成一种凝胶体, 它比整体液体有高得多的粘度。凝胶体的形成是在法向载荷下低粘度的液体渗过软骨组织的海绵状结构而引起的。凝胶体状的润滑液被截留在软骨组织表面上的凹陷处成为储存器, 以维持必要的边界润滑作用。图 17-12 列出分泌作用的边界润滑图形, 它是由于润滑液从软骨组织的孔中逸出, 凝胶体截留在隔离的坑中而形成的。

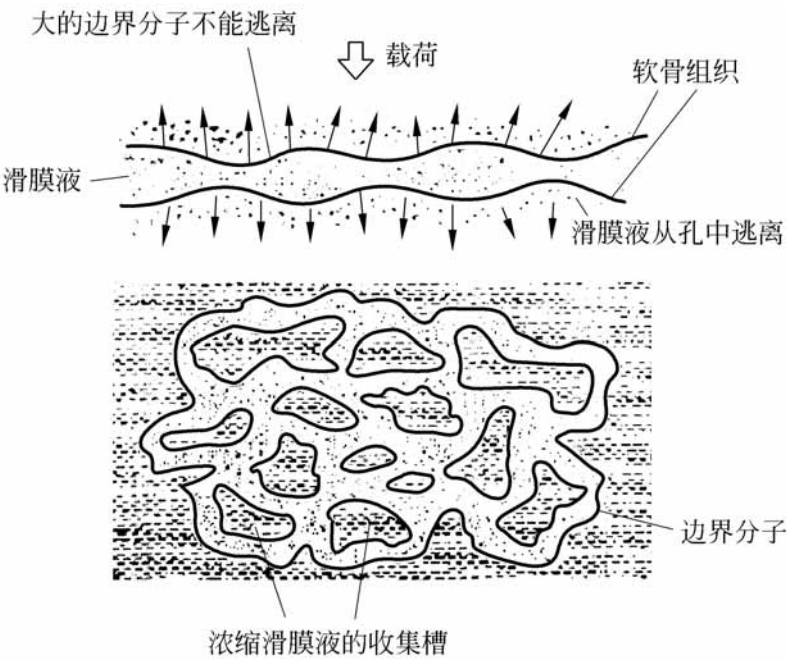


图 17-12 含润滑液(滑膜液)的关节软组织接触区

17.3.3 关节润滑机理

如上所述,动物关节中的润滑机理较为复杂。在承受载荷的关节中,流体动压效应对润滑的作用很小,然而在轻载状态下(如在行走中的摆动状态),两个软骨组织的表面可能是由于流体动压力的产生而被分开的。这个效应可以认为是对主要的挤压膜作用的一种补充机理,挤压膜在承载中起主导作用。

两个平行表面相互接近的挤压膜效应,可由公式(17-13)表示:

$$t = \frac{K L_T^4}{W} \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_0^2} \right) \tag{17-13}$$

式中, t 是时间; K 是表面形状系数; η 是润滑剂粘度; L_T 是当量长度; W 是载荷; h 是膜厚; h_0 是初始膜厚。

上面是挤压润滑膜一般形式,也适用于关节承载的情况。从这一公式可以看出:当保留的挤压膜厚度 h 达到足够小的数值时,接近时间会变得很大。而令人惊奇的是从人体关节实验中观察到的挤压膜的时间,比公式(17-13)理论上预示的要大很多,这是由于关节润滑膜的粘度大幅度提高所致。例如,当 $t = 40\text{s}$, 且最小膜厚相当于粘朊酸的分子直径(约为 $0.5\mu\text{m}$),可以发现润滑膜的平均粘度是 $20\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。这比润滑液的整体粘度约为 $0.01\text{Pa} \cdot \text{s}$ 大得多。这一结果表明:在挤压过程中,一种十分厚的物质或凝胶体在软骨组织的表面上形成,即软骨组织中的孔允许小分子物质渗

出,而把大的凝胶体状的分子留下,如前所述并在图 17-12 中所描绘的那样。

当开始行走时关节在轻载下摆动以前,加载的时间一般小于 1s,因此可以肯定,在流体动压作用尚未产生以前,挤压膜的减薄是十分微小的。在长期站立时间内,挤压膜效应产生一种加稠的凝胶体物质,用以提供边界润滑作用,这样,仍保持较低的摩擦系数(约为 0.15)。图 17-13 比较了有病的和健康的软骨组织的挤压膜润滑效应,它用达到边界膜状态的时间 t 对挤出时间百分率的曲线表示。在这里,挤出时间定义为在压挤载荷下,软骨组织中的润滑液从初始的完全饱和状态下降到最后实际上干摩擦状态所需的时间。

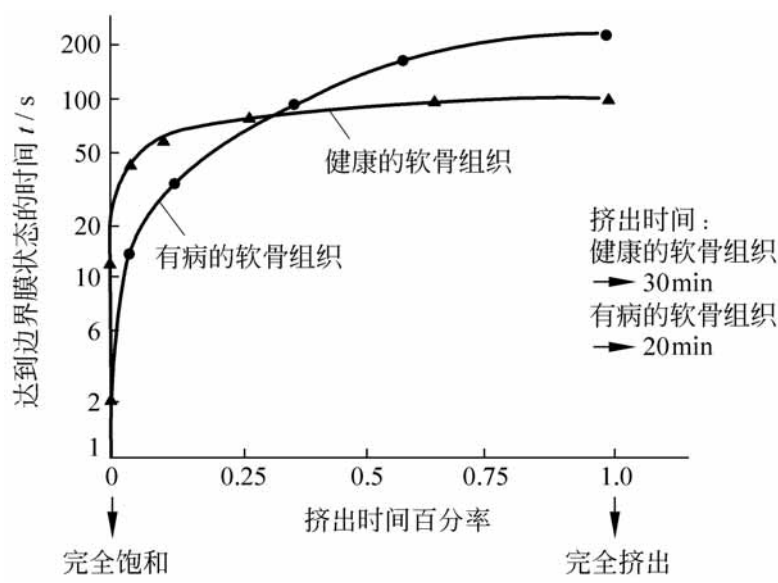


图 17-13 健康与有病关节软骨组织挤压性能比较

在辨别图 17-13 中健康的和有病的软骨组织的性能时,可以看出,从完全饱和到完全挤出达到边界膜状态所需的时间逐渐增加,而有病的软骨组织要大得多。这可能部分的是由于在使粘度较低的润滑液渗透多孔结构和在胶凝现象的综合效应上,健康的和有病的软骨组织有不同的能力。

在长时间的站立之后,图 17-12 中环绕截留液体的各凹坑边缘将处于边界润滑状态,而在挤压过程中这些边缘的尺寸将增大。同时,由于软骨组织表面上的不均匀(见图 17-11)在承受压力下将形成非常大的面积接触,弹性流体动压效应将会出现,而且它比边界润滑效应较好地发生在挤压过程中。弹性流体动压的、边界的和流体动压的膜厚,与关节软骨组织表面粗糙度相对尺寸的比较次序示于图 17-14。

对人体关节润滑的研究,有助于寻求消除影响老年人关节疾病的方法。

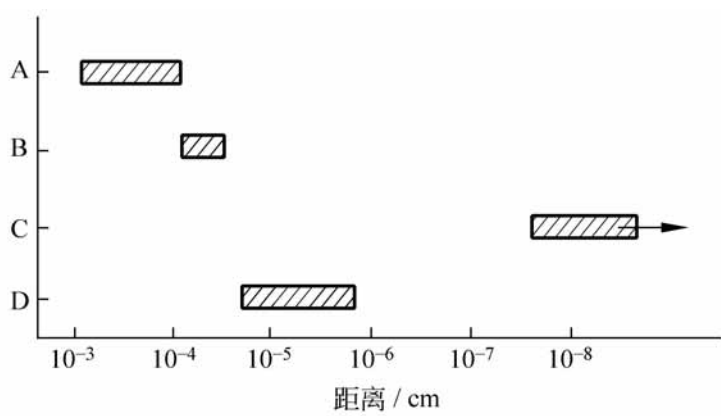


图 17-14 人体关节润滑中的相对尺寸
A—弹流润滑膜；B—粘 朊酸分子长度；
C—流 体动压膜；D—关节软骨组织表面粗糙

骨关节炎是常见疾病之一,影响臀部和膝部行动。虽然其原因还没有完全清楚,但痛苦和僵直与软骨组织的磨损和润滑破坏密切相关。把一种人造润滑液注入关节中,可能是防止进一步恶化的方法。如果人造润滑液的粘度足够高,它将形成厚膜把骨骼表面隔开,使痛苦和磨损减少。然而,高粘度将要求高的剪切力,这就需要有坚强的肌肉方可使关节动作。患关节炎的关节的肌肉能否承受这些高的剪切力并容许关节自由运动是值得怀疑的。

17.4 人工关节的摩擦

下面介绍 Yoshinori 等人^[5]对人工关节所进行的模拟试验和一些结果。

1. 模拟试验机

试验机的原理如图 17-15 所示。

该实验台是为模拟膝关节弯曲-伸展运动和行走运动中胫骨承受轴向载荷的情况而设计的。施加载荷是通过下面和侧面的两个液压激振器来实现,这些激振器由计算机控制。在股骨和胫骨之间的摩擦力是利用应变片测量股骨轴的转矩而获得。

图 17-16 是试件的结构尺寸图。

圆柱形的股骨关节用 SUS316 不锈钢制成,一块 UHMWPE 平板作为胫骨元件。在试验中,采用 PVA 水凝胶和聚亚安酯两种人工软骨材料。在 PVA 水凝胶中的平衡水为 79%,PVA 的平均聚合度为 2000,其平均皂

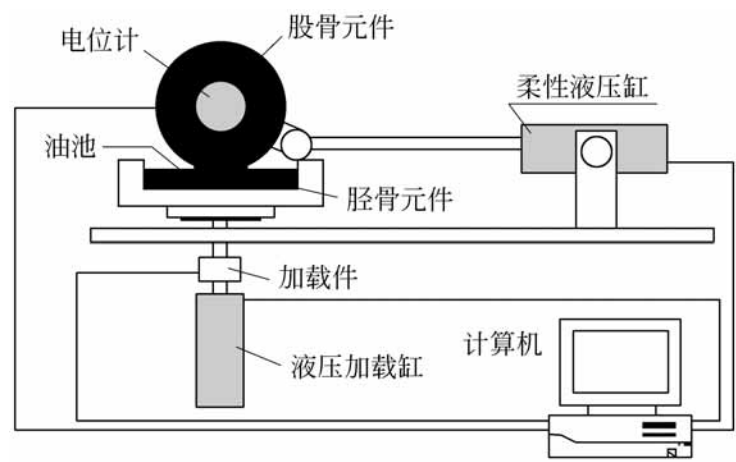


图 17-15 膝关节模拟试验台

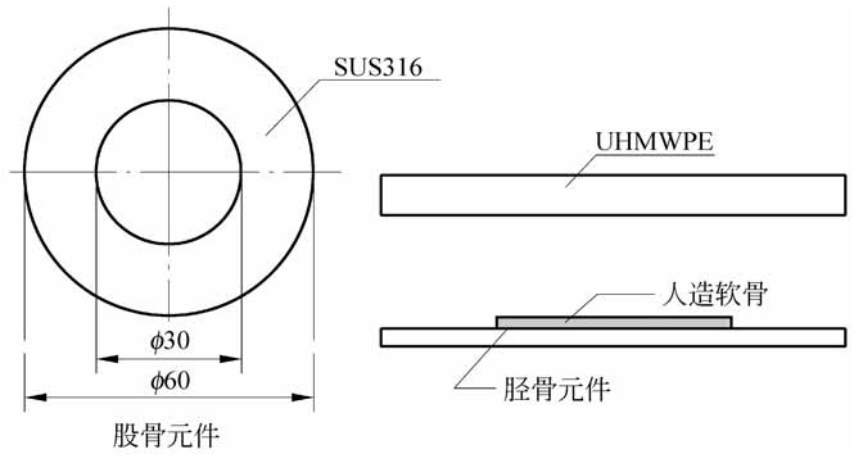


图 17-16 试件的结构尺寸

化度为 99%。聚亚安酯是医用材料。胫骨元件是用人工软骨材料聚甲基丙烯酸甲酯(polymethyl)——甲基丙酸烯(methacrylate)作表面,并用氰基丙烯酸盐(cyanoacrylate)粘合而成。所有的试验是在 14 ± 1 的室温下进行的。

2 . 试验结果

图 17-17 给出了 UHMWPE(超高分子重量聚乙烯)胫骨元件与不锈钢股骨元件配合时转矩随循环百分比的变化曲线。图中结果表明:在行走的条件下,浆液蛋白可以增加摩擦。血清蛋白和球蛋白都能增加不锈钢股骨和 UHMWPE 胫骨间的摩擦力,而球蛋白更加明显有效。

对于两种人工软骨材料受蛋白质影响的长期实验表明:聚亚安酯的摩擦力受浆液蛋白质的影响而增加,球蛋白的影响更加明显。另一方面,浆液蛋白质减少 PVA 水凝胶的摩擦力。

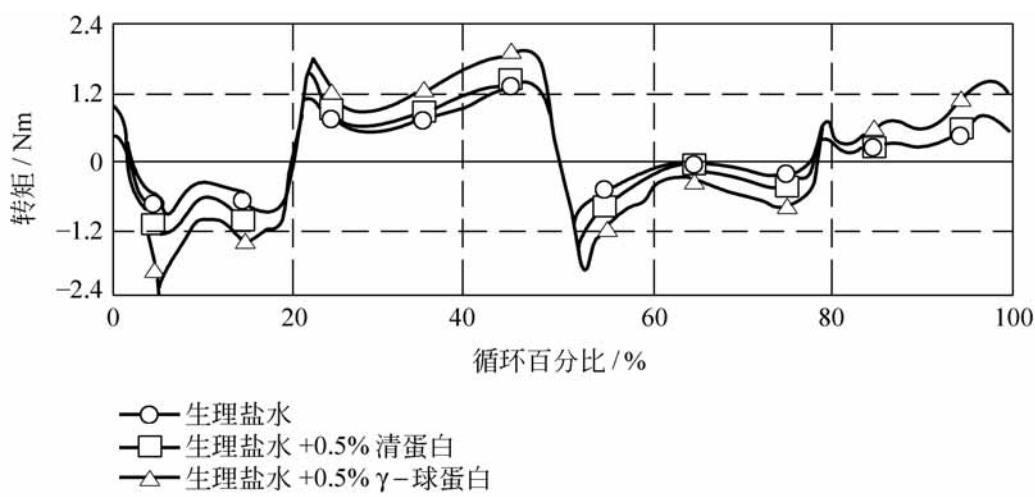


图 17-17 转矩与循环次数关系变化曲线

17 5 人体关节的磨损

人膝关节发生磨损时,将产生磨粒。这些磨粒由关节表面材料组成,通过磨粒分析可研究磨损表面的状况。以往的研究已开发出一种使滑液中磨粒磁化并进行铁谱分析的方法。这里介绍应用这种方法对人膝关节滑液的抽出物和关节生理盐水冲洗液进行铁谱分析的一些结果^[6]。

从骨性关节炎患者和风湿性关节炎患者的关节滑液抽出物的铁谱分析证实磨粒的存在。通过双色偏振光显微镜和扫描电子显微镜能够识别和区分骨性关节炎和风湿性关节炎的关节骨、软骨及纤维组织的磨粒。

与滑液分析的其他技术相结合,上述方法可作为一种无损伤、反复评估关节的磨损率以及根据磨粒进行磨损机制和病理研究的手段。对于骨性关节炎病关节采用此分析技术也有可能作为关节病早期诊断,以及对治疗效果的评估和预测关节病进程的一种方法。

17 5 .1 实验仪器及方法

实验过程是将人体关节滑液中的磨粒通过磁化而分离出来,制成铁谱基片,在双色显微镜下对磨粒进行观察和分析,从而获得磨损信息。

1 . 预处理液的制备

通过医用无菌针头从病人关节中抽取滑液 3mL,并用等体积生理盐水稀释。对于风湿性关节炎患者滑液需经过真菌透明质酸酶 (fungal

hyaluronidase) 处理,以避免软骨组织磨粒生成凝块状沉淀;而对于骨性关节炎患者所抽取的滑液无需经过酶处理。经过酶处理后的试样,需在 37 左右保持半小时,取稀释后的试样 1mL 注入试管并摇匀,在医用离心机以 6000r/ min 离心处理 10min。离心处理后,试管内液体分成上、下两层,去除上层清液,留下底层沉淀,再加入 1mL 生理盐水摇匀,重新进行离心处理。按以上滑液处理顺序重复两次后得到预处理液。

2 . 生物磨粒铁谱基片的制备

在预处理液中加入含 Er^{+3} 磁化液 1mL 进行磁化,并充分振荡使磨粒悬浮。在铁谱制谱仪上(图 17-18),试样 1 被微量泵 2 输送到与磁铁 4 上方呈一定角度的玻璃基片 3 上。随液体试样流下的过程中,磁化的磨粒在磁场梯度作用下,由大到小依次沉积在玻璃基片的不同位置上,经清洗残液和固定颗粒的处理后,制成铁谱基片。

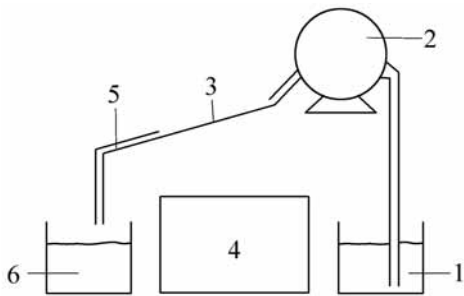


图 17-18 铁谱制谱仪工作原理
1—液样;2—微量泵;3—玻璃基片;
4—磁场装置;5—导流管;6—贮油杯

在双色显微镜下对铁谱基片定好起始坐标,利用不同光强的透射光、反射光及不同角度的偏振光对磨粒进行观察。图 17-19 至图 17-22 为磨粒图像。



图 17-19 风湿关节炎中条状纤维组织

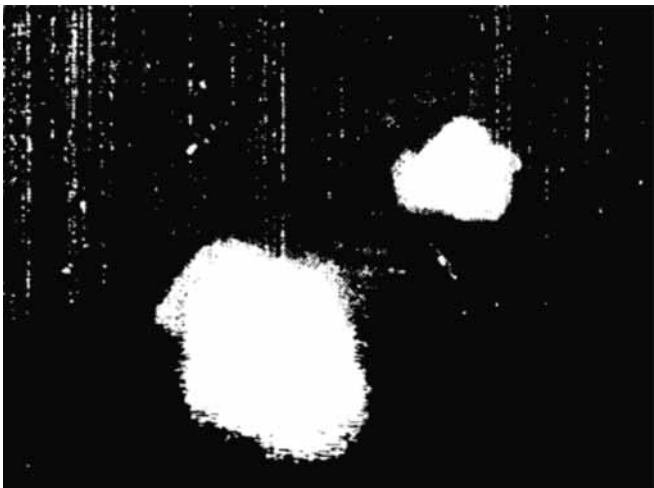


图 17-20 类风湿关节炎的球状磨粒



图 17-21 骨性关节炎的骨磨粒(白色)



图 17-22 骨关节炎中的细条状磨粒

17 5 2 实验结果

根据人膝关节滑液抽出物的磨粒谱片分析可看出:沉积于铁谱基片上的不同磨粒具有不同形状及不同的光学性能,这就为磨粒种类(如骨、软骨、

纤维组织等)的识别提供了依据。和正常人骨、软骨、纤维组织的标准试样对比,证实了根据光学特性可区分骨、软骨及纤维组织的磨粒,电子能谱分析表明,骨性关节炎患者滑液中的软骨磨粒存在钙化层。

根据磨粒分析可以得出人膝关节的磨粒有如下一些特征:

(1) 纤维组织的磨粒旋光性高,呈细条状,长度为 $10\mu\text{m} \sim 10\text{mm}$,一般沉积在铁谱片的中、后部接近出口处;

(2) 软骨磨粒旋光性适中,在偏振光下呈黄色。骨性关节炎磨粒多为条状、块状,长度几微米到几百微米。风湿性关节炎磨粒多为直径 $10 \sim 25\mu\text{m}$ 块状,沉积在铁谱片的中、后部接近出口处;

(3) 骨磨粒旋光性很高,偏振光下呈白色,一般呈颗粒状、块状。骨性关节炎关节滑液中产生的磨粒较细,沉积在铁谱片的前部入口处。

在骨性和风湿性关节炎的关节滑液中,软骨磨粒较多,有条状、块状和球状。其中球状软骨磨粒多出现于风湿性关节炎中。条状和块状的软骨磨粒在骨性关节炎患者滑液中居多,其磨损表面凹凸不平,棱角边缘尖锐,大多是长而薄的磨损微片剥层,具有典型的疲劳磨损特征。这是由于关节软骨之间反复摩擦,接触面存在高度应力集中,在周期性载荷作用下疲劳剥落而形成磨粒。

骨性关节炎患者的骨磨粒明显地较风湿性关节炎患者多。严重的骨性关节炎患者滑液中存在较多骨磨屑。这种磨粒的产生或是由于关节软骨被磨掉后引起骨表面产生裂纹,造成骨切削;或是一侧的关节软骨被磨掉时,磨粒嵌入另一侧关节软骨中,其凸出部分与骨直接接触,犁削出一系列的微小磨粒。这些骨磨粒表面凹凸不平,呈片状或块状,具有典型的疲劳磨损特征。

17 6 其他生物摩擦研究

目前生物摩擦学中一个重要的研究目标是研制摩擦磨损低、病理反应小的人工器官,主要集中在人工关节和心脏瓣膜的研究。有时被称为生物工艺学。

现在人工关节已经大量地应用于关节炎晚期、外伤致残或骨瘤切除病人的关节置换。根据调查推算,我国可能有 100 万 \sim 150 万骨关节病人需要做人工关节手术。通常手术后 10 年的近期效果相当满意,但是更长期的工作可能因磨损、滑液老化或生物相容性不适而出现脱位、松动甚至引起骨

折。关节置换的耐久性逐年提高,根据国外报道,手术后 20 年全膝和全髋置换术的成功率分别达到 93% 和 86%。^[1]

自从 1960 年首次进行人工心脏瓣膜置换手术以来,人工心脏瓣膜为延长心瓣膜疾病患者的寿命做出了一定的贡献,但迄今尚未能取得满意的结果,原因是心瓣膜材料与血液反复摩擦产生的磨损以及疲劳断裂产生不良的影响。

以上讨论的人类和动物关节的润滑问题,可以提供一个对所涉及的原理的基本知识,然后运用这些知识可能提供假肢设计的改进方法,或恢复有病关节功能的人工关节设计等等。其他同等重要的例子包括应用摩擦学原理对于血管和毛细管中血的流动、体内废液的排泄,以及人造心脏瓣膜的研究等。可以预料,这些领域的工作将有助于提出减少血凝结、血栓形成、血管扩张和心脏病发生的参考意见。

用摩擦学系统的测量方法检验皮肤病是生物工艺学另一项实用技术,它处在发展阶段。在有病的皮肤上,滑动摩擦系数与正常健康皮肤不同,设计一种轻便的摩擦仪器用作检验皮肤病的医疗器械。它有可能检验皮肤遭受各种不同外伤所引起的摩擦性能的反应,如烧伤、结疤和引起严重感染的擦伤等。

参 考 文 献

- [1] 温诗铸.世纪回顾与展望——摩擦学研究的发展趋势.机械工程学报,2000,36(6):1~6
- [2] 岡小天.生物流变学.北京:科学出版社,1980
- [3] Fung Y C. Biorheology of soft tissues. Biorheology. 1973, 10:139~155
- [4] Myers R R, Negami S, White R H. Dynamic mechanical properties of synovial fluid. Biorheology, 1966, 3:197~209
- [5] Yoshinori S, Teruo M. Effect of serum proteins on friction and wear of prosthetic joint material. Proc. of First Asia International Conf. On Tribology, Beijing, China, 1998, Vol 2, 828~833
- [6] Gu Zhenqiu, et. al. A preliminary ferrographic study of the wear particulates in synovial fluid of Human Knee Joints. Proc. of First Asia International Conf. On Tribology, Beijing, China, 1998, Vol 2, 838~841

第 18 章

生态摩擦学

人类为了可持续发展面临着资源和环境两个重大问题,为此,最近提出的生态摩擦学研究可望成为今后的重要研究方向之一。

据估计,全世界约有 $1/3 \sim 1/2$ 的能源以各种形式消耗在摩擦上,而摩擦导致的机械磨损所损耗的材料在我国每年高达几百亿元,因此减摩耐磨技术的开发和技术普及具有重要的经济和社会效益。最大限度地降低摩擦是人们长期追求的目标,近来出现的超滑技术研究采用有机分子膜润滑或表面改性和形貌修饰等方法可望实现较低的摩擦;而通过表面涂层方法将已磨损表面进行修复的再制造技术也将是减少材料损耗的措施。

摩擦的不稳定性特别是低速时的粘滑现象所激发的摩擦振动是机械设备噪声的重要来源之一。目前,有关摩擦振动与噪声的机理和抑制研究都还很不够。

润滑油特别是添加剂含有多种有害的金属元素。据统计,全世界每年润滑油消耗量为 300 万吨,其中约有 30% 因各种原因被排放到环境中而造成污染,伤害人类健康。虽然有许多废油再生方法,但因成本太高无法实施。从 20 世纪 90 年代开始,国际上大力开发绿色润滑油以取代传统的矿物基润滑油,它们目前在世界范围内市场占有率已达 10%,并呈逐年增加趋势。绿色润滑油应具有低毒性、低污染及可生物降解的特点,其基础油主要有聚醚、合成酯和天然植物油等。而与基础油相适应的添加剂是绿色润滑油实际应用的前提,这方面的研制才刚刚起步。

18.1 超滑技术

现代机械科学的发展,出了机电一体化、超精密化和微型化的趋势,许多高新技术装置如微电子设备、微型机器人、生物医疗微型器械等的摩擦

副常要求摩擦系数极低。由于超精密微型机械中摩擦表面接触率大、间隙小(甚至达到纳米量级)等特点,从而使表面效应、润滑分子的粘性力对摩擦的影响显得非常突出。在此背景下,提出实现超滑和零磨损的概念,引起了摩擦学、材料科学、物理和化学等研究学者的关注。

理论上说超滑是实现摩擦系数为零的状态。一般认为摩擦系数在0.001量级或更低的状态即为超滑态。对超滑技术和机理进行深入研究,不但对探索润滑和摩擦的本质具有很大的意义,而且也将为人们逐渐地摆脱摩擦和磨损的束缚以及现代高新技术装备和纳米技术的发展提供可能。

当前超滑的研究集中在以下两方面:一方面从理论上研究超滑态的产生条件和存在机理,另一方面进行超滑材料和技术的研发。这两方面都已取得了初步进展。

18.1.1 超滑机理研究

目前超滑的产生机制有四种: 处于宏观量子态的低温超流问题; 特定配对表面和特定滑移方面的超滑问题; 高速剪切导致润滑剂分子有序排列而出现的超动摩擦问题; 高分子聚合膜造成的界面斥力场而出现的超滑问题。

1. 超流

超流现象先是由 H. Keesom 于 1938 年在一次低温实验中发现,即液氦(^4He)在 2.17K 以下温度时出现无摩擦的流动现象,盛在陶瓷容器中的超流氦会像水经过滤网一样漏出来,盛在玻璃容器中的超流氦会沿容器壁“爬”出容器^[1]。Kubota 进一步研究表明,临近固体表面的是一层正常流体,而超流层仅是正常流体最外层的厚度为零点几纳米的薄层,如图 18-1 所示,从而纠正了人们普遍认为的超流层是最临近固体而且比较厚的设想。超流的机理是玻色子在低温下会发生玻色凝聚现象,大量的离子都会处于同一最低的能态上。当有宏观量级的离子处于这一能态时,量子性质就表现出宏观量子效应。于是,处于最低能态的离子构成的流体就是超流体,而在基态上发生了元激发的流体则是正常流体。

如图 18-2 所示一宏观物体 M 在超流体中以初速度 v 运动。如果有摩擦阻力,必然产生能量和动量的变化。在激发一个动量为 p 的元激发后, M 的速度变为 v_1 , 根据能量和动量守恒定律可知

$$\frac{1}{2} Mv^2 = \frac{1}{2} Mv_1^2 + (p) \tag{18-1}$$

$$Mv = Mv_1 + p \tag{18-2}$$

两式联立,消除 v 得

$$(p) - pv + p^2/2M = 0$$

由于 M 相对很大,最后一项可以忽略。设 p 与 v 之间的夹角为 θ , 于是有

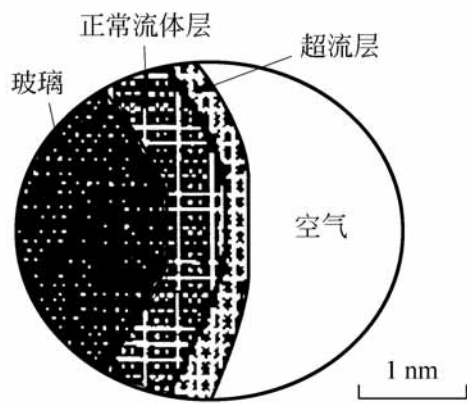
$$pvcos \theta = (p) \tag{18-3}$$


图 18-1 液氦超流层

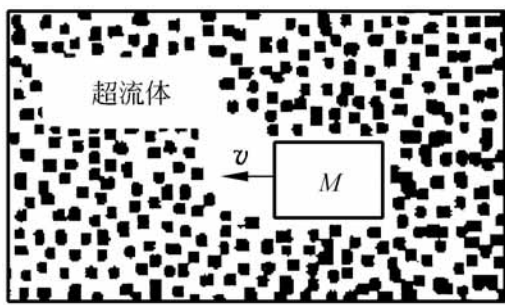


图 18-2 超流模型

由于液体处于宏观量子态, 能量不连续而存在一个势垒, 即 (p) 存在一大于 0 的值。当传递给宏观量子态的液体一个小于 (p) 最小值的能量时, 不会引起该液体的能量变化, 也就是说物体 M 存在一临界速度 $v_c = [(p)/p]_{min}$ 。当运行速度 v 小于 v_c 时, 其在宏观量子态的液体中运行时所传递给该液体的最大能量小于 (p) 最小值, 元激发动量 p 就不能产生, 于是液体的动量就不发生变化, 即能量和动量守恒定律就不成立。于是, 物体 M 在运动过程中本身的动量和能量不发生变化, 即无摩擦阻力。对于液氦, v_c 为 58m/s。由此可见存在超流的条件为: 存在宏观量子态; 元激发的能谱应大于 0。

超流现象发现后, 引起了物理学界的广泛关注。先后有几位从事该方面研究的科学家获得了诺贝尔奖。但是, 由于超流是低温下出现的特性, 目前尚未能应用于工程中, 特别对摩擦学领域而言, 还很难对其实用价值进行评估。

2. 超滑

超滑是由日本的 Shinjo 和 Hirano^[2] 根据原子运动模型通过计算而提出的。他们指出: 按照一定规律排列的两个晶体表面作相对运动时, 由于分子间力的弱作用和时效作用, 在特定配对的摩擦表面和滑动方向下, 摩擦阻

力可能变为零,即处于超滑态,如图 18-3^[4]。其超滑条件为: 准静态滑动; 弱粘附力; 接触面不相适程度大; 存在出现超滑的特定方向(如同塑性变形中的滑移方向)。在一些实验中,如采用云母、高真空下特定滑移方向的二硫化钼,高取向热解石墨作摩擦副,已观察到沿特定方向滑移时,摩擦系数迅速减少的现象。例如 MoS₂ 在真空下摩擦系数小于 0.001。Hirano 等人在随后的研究中,运用晶体结构和表面能的理论对二硫化钼等固体润滑剂的超滑现象作了有益的探索。他们用扫描隧道显微镜观察到净洁的 Si(001) 表面与探针 W(011)表面之间摩擦力消失的现象,从而证明即使在强粘附力作用下,加载表面间仍然存在摩擦力消失的现象。遗憾的是由于其实验精度不太确切,他们的研究结果未得到普遍的认可,特别是实验验证方面尚需深入研究。

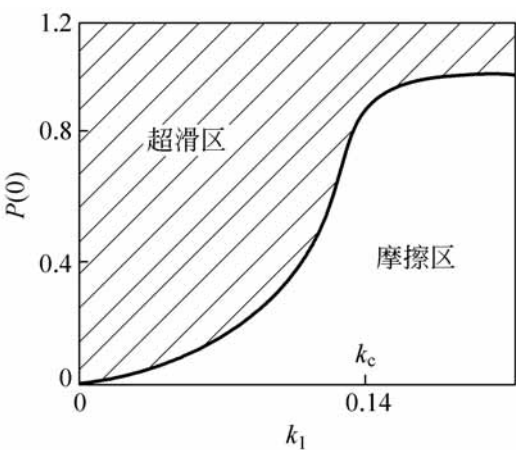


图 18-3 一维摩擦系统分区图

3. 超动摩擦

如第 15 章 15.4 节所述,超动摩擦是由 Yoshizawa 和 Israelachvili^[3] 提出的。他们用 DHDA 在表面力仪上进行滑动摩擦中的粘-滑实验,如图 18-4。当发现滑动速度 $v = v_c$ 时,出现粘-滑现象,即静、动摩擦交替,摩擦系数较高。当 $v > v_c$ 时,粘-滑现象消失,以动摩擦系数滑动。若速度进一步提高超过 v_c^* 时,摩擦力突然降低并趋于 0,即出现超动摩擦现象,见图 18-4(a)。此外,在相对湿度 H_r 为 100 % 时,观察到 DHDA 摩擦系数达到 0.0005,如图 18-4(b)。Yoshizawa 等人将此现象推测为润滑分子从咬合状态转变为有序排列的分离态而造成的,见图 18-4(c)。但是,这种分子作用状态的转变机理尚不清楚,而且还没有得到实验的验证。另外,对于非直链分子是否存在超动滑动以及如何从咬合状态转变为分离态有序排列还有待于进一步研究^[4]。

4. 高分子聚合膜的分子刷理论

Jacobklein 等人在表面力仪上采用高分子聚合膜(带极性端头的聚苯乙烯)对表面力进行实验研究。他们发现:这种高分子聚合膜的极性端头以

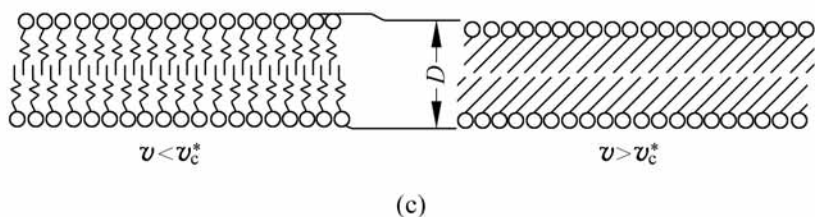
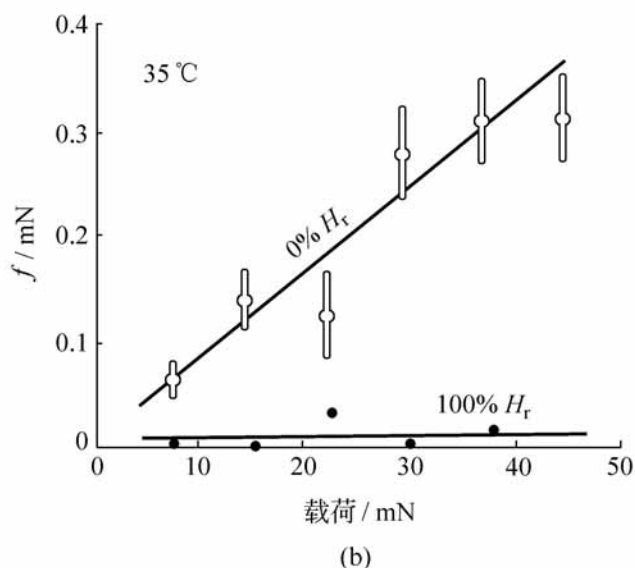
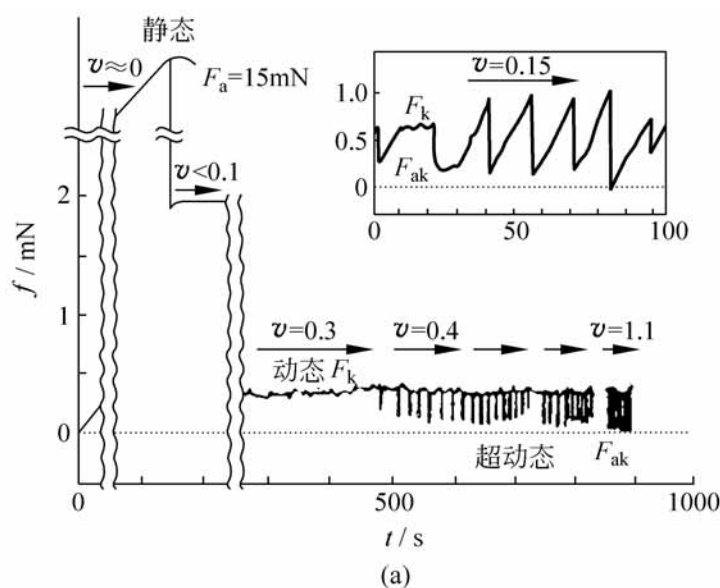


图 18-4 超动摩擦

植入云母表面的方式或以吸附的方式与云母表面形成比较牢固的表面膜，长链漂浮在甲苯液中，形成一层“分子刷”结构，并会发生伸展而不脱离基体。分子刷之间只能产生有限的相互渗透，并且在双电层排斥力和色散力的作用下，两聚合物间的作用力处于排斥力场范围。而此作用力场与所采用的高分子的结构、极性、柔性和溶剂等有关。当选择合适时，斥力场可达到分子团半径的 6~15 倍即几百纳米，如图 18-5 所示(图中 R_g 为分子团的

等效半径)。斥力随云母片间距离的减小而迅速增大。由于分子刷层间巨大的排斥力,使两个云母片保持隔离,便于自由滑动,于是在较高的正压力下仍具有很低的摩擦力,实现了摩擦系数在 0.001 量级的超滑态。

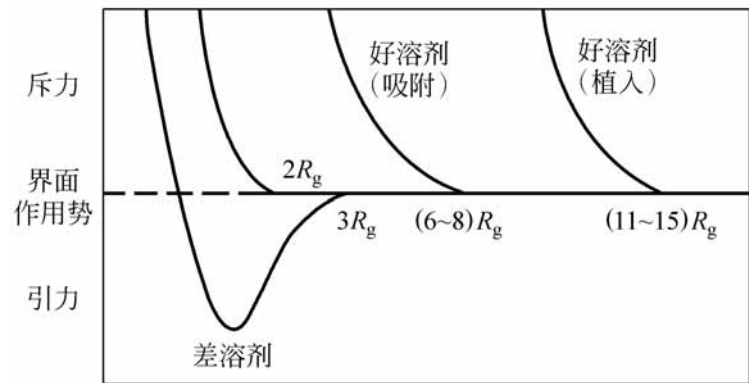


图 18-5 高分子聚合膜间的分子间力

18.1.2 超滑机理讨论

20 世纪 90 年代初,人们在进行纳米膜润滑研究中观察到一些超滑现象,并开始了这方面的研究。但是,目前还有许多基本理论问题需要进一步研究,如超滑的定义与机理,超滑与分子有序化的关系,超流与超滑的联系,外场对超滑现象的影响等等。

1. 超滑的定义

目前关于超滑问题的提法尚不一致。一种观点认为超滑是摩擦系数为零的状况;另一种则认为超滑是摩擦系数由于润滑分子的结构变化而突然降低;还有一种观点是摩擦系数下降到具有较大的工程应用价值如小于 0.001 时的现象。从低温超流原理可知,要实现摩擦力为零的状况是非常困难的。对于摩擦学而言,超滑研究应以摩擦界面实现摩擦力大幅度降低或者趋于零为目标。

2. 有序分子膜润滑

分子有序化是纳米级薄膜润滑重要特征之一,也是实现常温超滑态的重要途径。因为无序的流体分子在摩擦剪切过程中不仅会因分子的缠绕、碰撞等原因造成能量损失,而且无法建立稳定的斥力场。只有在润滑分子发生有序化转变后,才可能消除分子的缠绕与碰撞,并通过改变分子结构产生平衡载荷的分子间力场。有序分子膜具有性能稳定、摩擦系数低、厚度可

控、与基体结合性能好等特点。特别是一些高分子或具有极性端头的大分子优点更为突出。目前有序分子超薄膜具有六种类型:即 Langmuir-Blodgett (LB)膜,自组装膜,分子沉积膜,分子束外延生长膜,高取向固体有序膜,以及剪切诱导有序膜。其中 LB 膜技术出现最早并得到了广泛的研究。近几年来它的机械性能不断提高,加上其高度有序、极性端可控、厚度从一个分子层到多层分子等特点,受到摩擦学界的重视。但是,其牢固性尚需进一步提高。

自组装膜是由化学吸附作用而自发生成的一种二维分子体系,自 20 世纪 80 年代提出以来有了很大的发展。目前可以在 Au, Ag, Cu, Al_2O_3 , 玻璃等基体上制作单层脂肪酸膜或其他有机膜。但其在厚度控制、质量稳定性以及基体与分子结构的匹配关系方面尚需进一步研究。

原来用于晶体生长的外延生长技术已开始应用于晶体表面的有机分子生长研究。固体有序膜如 MoS_2 和高取向热解石墨等在摩擦过程中形成有序滑移层,不仅大幅度地降低了摩擦系数而且具有良好的稳定性和抗压性能。其主要缺点是难于在纳米量级控制其厚度。

剪切诱导有序膜是指无序的液体润滑分子在基体表面能和剪切诱导的作用下或外加力场作用下而趋于有序化排列,从而导致摩擦系数大幅度降低。近年来,有序流分子膜的超滑研究受到人们的关注。分子膜厚度到了纳米量级时,分子层间的摩擦机制与宏观液体态的内摩擦力大不相同。它受到固体表面力以及分子间诱导力场等的作用,液体效应大大减弱。因此,等效粘度变化很大,需要进一步研究分子有序化程度与等效粘度和摩擦力的关系。

3. 外场的影响

超滑的机理是建立在界面作用力场的基础上,因而一切影响分子间力的因素,如电场、磁场等都可能影响超滑效应。电场对摩擦影响的研究主要集中在电压上。然而,电压虽然可以加强分子间的诱导力场,促使分子趋于有序排列,但是却增加了分子层间的引力,不利于分子层间的滑移^[5]。因此,为了克服分子间的引力,有效的方法是将相斥的电场或其他外场施加于摩擦副的对偶面。

当润滑膜厚度达到纳米量级时,基体表面的物理特性对润滑膜的影响不可忽视,特别是金属、金属氧化物等的高表面能对润滑分子的作用更加重要。最近已开始在润滑数值计算和实验中考虑基体表面张力对润滑分子的

作用。Thompson 等人^[6]用分子动力学模拟方法探讨了固体壁面对润滑分子的影响。显然,基体表面和固液界面上的力学行为,特别是摩擦行为与基体表面能、粗糙度、硬度、晶粒形状和大小、电子云密度等的相关性是控制摩擦的关键问题。

18 2 磨损表面的修复技术

各种机械零件的材料破坏大都自表面开始,诸如磨损、腐蚀、高温氧化等,而表面的局部损坏又往往造成整个零件失效,最终导致设备停产。因此,改善材料的表面性能将会有效地延长其使用寿命,节约资源,减少环境污染。表面工程的重要意义是能够以多种方法制备出优于材料本体性能的表面功能薄层,其厚度一般为几微米到几毫米,仅为结构尺寸的几百分之一到几十分之一,却使零件具有了比本体材料更高的耐磨性、抗腐蚀性和耐高温等能力,采用表面工程技术的平均效益高达 5 ~ 20 倍以上。表面工程能直接针对许多重要零部件的失效原因实行局部表面强化、修复、预保护,以重新恢复使用价值。据报道,自 20 世纪 80 年代以来,我国通过在设备维修领域和制造领域推广应用表面工程已取得了几百亿元的经济效益。

随着经济高速发展,人类生存环境面临日益增长的机电产品废弃物的处理和资源短缺的问题。例如,1996 年全球有 2400 万辆汽车报废,到 2004 年仅美国估计就将有 3.15 亿台计算机被废弃。为了缓解资源短缺和浪费的矛盾,减少报废产品对环境的污染,最大限度地利用废旧产品的材料,20 世纪末出现的再制造工程,以期使废旧产品得以再生,并迅速发展成规模化产业。

再制造工程是针对已达到使用寿命而报废的产品,通过失效分析和寿命评估,将报废零部件作为再制造对象,采用先进的加工方法,使其恢复原技术性能而继续投入使用。其中对于磨损和腐蚀失效的零部件,采用表面涂层技术或热处理进行修复应用最为广泛。据报道^[7],采用氧乙炔火焰喷熔技术对水轮机过流部件进行修复后,其抗气蚀和冲蚀磨损寿命提高了 3 ~ 5 倍。应用等离子喷涂技术修复载货车辆零件,涂层耐磨性比新产品提高 1.4 ~ 8.3 倍,而喷涂修复成本仅为新产品价格的 10% ~ 12%。

近年来还提出自修复方法,它是在摩擦条件下由于润滑介质及环境的摩擦物理化学作用,对磨损表面产生一定补偿的修复现象。修复型添加剂是实现这种补偿作用的关键。例如汽车内燃机的气缸与活塞随着汽车行驶

里程的增加,当超过极限磨损值后,间隙加大而降低了内燃机性能。如能适当加入修复型添加剂,则可能修复磨损部分,提高气缸的密封性,维持良好的工作状态,提高其使用寿命。姜秉新等^[8]的研究表明,铜型添加剂有一定的修复作用。修复型添加剂的修复机理大致分为两类:第一是铺展成膜理论,添加剂分子与金属表面具有亲和作用,在摩擦条件下表现出极性,扩散到摩擦副微观表层,形成一层铺展膜起到抗磨减摩作用;第二是共晶成膜理论,即在边界润滑条件下局部的摩擦高温促使添加剂微粒与磨损微粒化合成微小的共晶微球,在表面形成具有滚动性润滑功能的保护层膜,可以填充摩擦表面微观沟谷,改善摩擦表面的密封性能,并降低摩擦阻力,延长寿命。一些金属或金属合金类纳米粒子可在某种程度上体现这一理论的作用机制。在一定的温度、压力、摩擦力作用下,表面产生剧烈摩擦和塑性变形,纳米材料在摩擦表面沉积并与塑性表面作用,当摩擦表面的温度高到一定值时,纳米粒子强度下降,即与金属表面摩擦的微观颗粒产生共晶,填补表面微观沟谷,从而形成一层修复膜。

应当指出,摩擦条件下修复膜的存在处于动态变化过程,随着摩擦的加剧和温度的升高,修复膜会以一定的速度增厚。与此同时,修复膜又处于被磨损状态中,因而修复是有限度的,在摩擦条件下几乎不可能把磨损完全补偿。

18 3 摩擦噪声与控制

机械运动系统都包含摩擦环节,而接触摩擦界面的力学行为,必然会影响到整个机械系统的动力学特性。不良的摩擦特性往往是造成机械振动和噪声的原因。

18 3 .1 声音的产生与传播

机械振动在介质中的传播过程称为机械波。声音作为一种机械波是物体的机械振动通过弹性介质向远处传播的结果。发生声音的振动系统称为声源,如机器的振动系统是机械噪声的声源^[9]。

在弹性介质中,依靠弹性力来传播振动的波分为纵波和横波。如果介质质点的机械振动方向和波的传播方向一致,这种波称为纵波;如果质点振动方向在垂直于波的传播方向的平面内,则称为横波。任何复杂的波都是由纵波和横波迭加的结果。在通常情况下,因气体和液体没有切变弹性,所

以在其内部仅能够传播纵波。而固体则兼有容变弹性和切变弹性,故对纵波和横波都能够传播,且能够传播各种复杂的弹性波。

如图 18 -6 所示,当物体 m 在激振力 $F(t)$ 的作用下,产生振动时,其周围空气分子受到振动作用,且由近及远传播出去,从而使空气的密度发生一疏一密的变化,造成大气压力 $p(x)$ 的波动,这就是疏密纵波,其传播方向与空气质点振动方向相同。大气压力的波动越大,表示声波的振幅也越大,亦即声音越强。

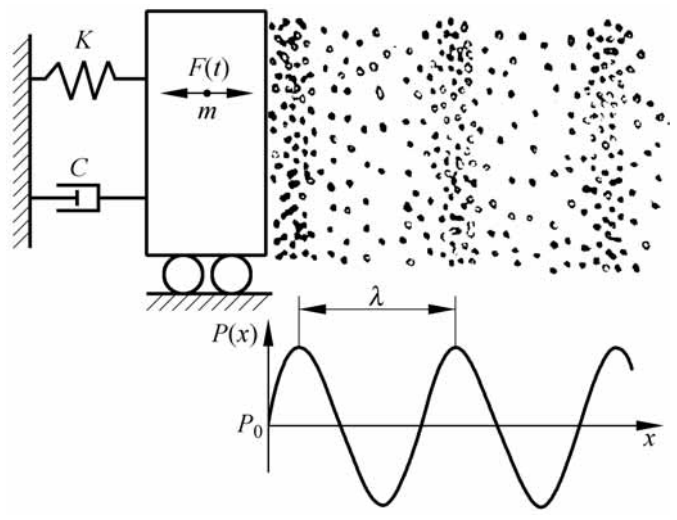


图 18-6 振动与声波示意图

因为介质可以是气体、液体,也可以是固体,所以噪声也就有所谓空气噪声 ABN(air borne noise)、流体噪声 FBN(fluid borne noise)和固体噪声。因为在机械中固体都是以某种结构来具体体现,所以固体噪声通常又叫结构噪声 SBN(structure borne noise)。不过,一般所讲的噪声是指传入人耳的空气噪声。

并非所有的振动都能引起人们的听觉。一般地说。只是频率在 18 ~ 20000 Hz 之间的机械波传入人耳引起鼓膜振动,才能刺激听神经而产生声的感觉。故将这一频率范围内的振动称为声振动,由声振动激发的纵波才称为声波。

如果一个物体在弹性介质中振动,机械波即从这一物体发出。如果这一振动是声振动的话则是声源。声波从声源向空间传播,有声传播的空间便称为声场,而声波的传播方向叫声线(波线或射线)。声波向空间传播时,其相位相同的各点可以连成一个面,称为波阵面(或波前)。如果声源的尺寸远小于波长,便可把声源视作为一个脉动着的微小球体或称为点声源,在无限介质中传送出声波。显然这样的波阵面是一个球面,这球面的半径就

等于离开声源的距离,这样的波称为球面波,如图 18-7(a)所示。当传播的距离很大,波阵面上个别部分可视为平面;或当声源的尺寸远大于波长时,它的声波将不是向四面八方传播出去,而是按此振动体的振动方向辐射,声线近似为在一个方向上,因此其波阵面亦可视为一个平面,这样的波称为平面波,如图 18-7(b)所示。在各向同性的介质中,声线恒与波阵面垂直。

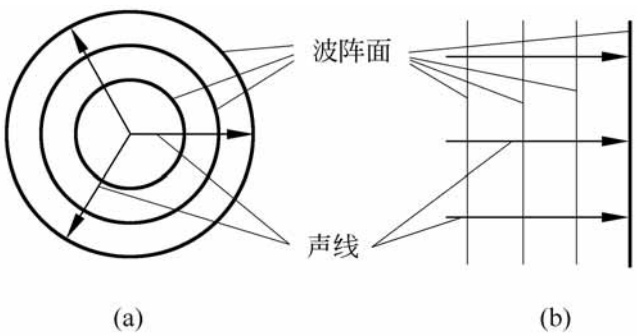


图 18-7 波阵面和声线的示意图

实际上振动源不会小得成为一个点,也不会大得发出平面声波,多数发声体发出的声波常在一个角度范围内沿振动体的振动方向前后发射,如图 18-8所示。其他方向也有声波发射出去,但比较微弱。振动体本身尺寸越大,频率越高,所发出的声波方向性就越强,扩散角也就越小,就接近于平面波。由于绝大多数发声体发出的声波既不是平面波,也不是各个方向均匀辐射的球面波,所以声波总是在某些方向强些,而在另一些方向弱些。这就是声波的指向性(或方向性)。

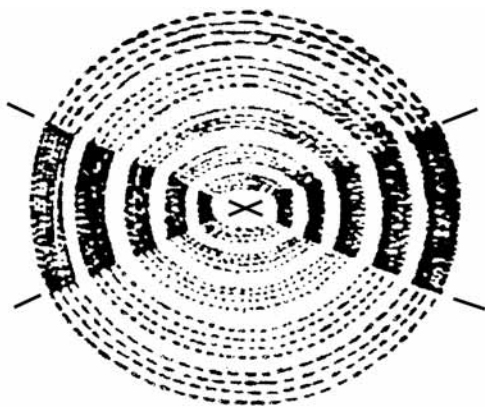


图 18-8 振动体的声波传播

18 3 2 运动的传递和粘滑效应

1 . 摩擦机械系统的动力学

具有摩擦副的机械运动系统我们称为摩擦机械系统。任何摩擦机械系统的功能特性都与系统的一个或几个元件的相对运动表面的摩擦行为有关,这个运动可能通过摩擦机械系统构成能量、信息或材料的转移。整个系统的运动和动力学特性都受到运动元件间界面摩擦过程的影响。很明显,对不同的摩擦机械系统,如球轴承、导轨或金属切削系统,摩擦过程对运动

系统的动力 影响可能完全不同。各种摩擦学过程的影响可能造成运动系统的有害振动。这些干扰性影响,在各种摩擦机械系统中都可见到,从制动装置的尖叫声,到机床在切削过程中的颤振等。

由于摩擦中的粘滑效应影响到任何摩擦机械系统的特性,因此下面将对这种效应给予较仔细的讨论。

功能目标与传递运动有关的摩擦机械系统都可用图 18-9 所示图形以简化方式加以模拟。模拟系统包括质量为 m_1 的物体 1,该物体相对于质量为 m_2 的对偶件 2 而运动,偶件 2 则通过一个弹簧常数为 C_2 的弹簧和一个阻尼系数为 C_d 的阻尼器而固定在地上。物体 1 经由弹簧 C_1 驱动,而弹簧 C_1 按定速 $v_0 = \dot{x}$ 运动。

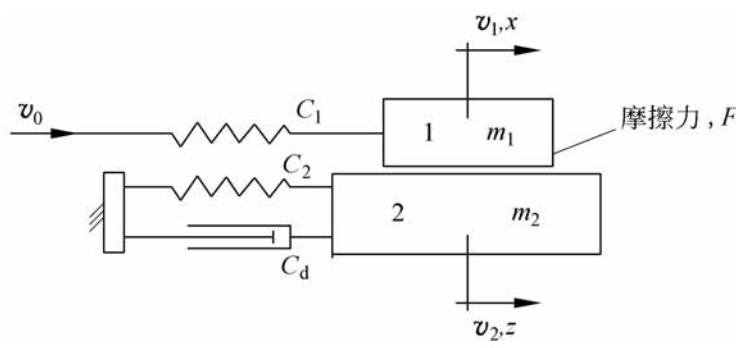


图 18-9 摩擦机械系统模型

速度为 v_1 、位移为 x 的物体 1 相对于速度为 v_2 、位移为 z 的物体 2 的运动,受到作用于物体 1 和物体 2 之间界面上摩擦力 F 的影响。由下面的简单定性研究可知,运动形式取决于相对速度 $v=0$ 时摩擦力的数值和摩擦力对于速度的依赖关系 $F=f(v)$ 。设图 18-9 所示系统的初始状态为弹簧 C_1 及 C_2 处于自然状态,而且 m_1 和 m_2 是静止的。当给以速度为 v_0 的运动时,在 m_1 上的驱动力还没有大到足以克服 m_1 和 m_2 间的静摩擦力之前,就不会有 m_1 相对于 m_2 的运动的“粘滞”阶段。然后,假如 m_1 相对于 m_2 开始运动即“滑移”阶段,弹簧就减载,于是驱动力就下降某一数量。当 m_1 上的驱动力降低到低于动摩擦力时,就会形成第二次“粘滞”阶段。这又引起驱动力的增加,直到第二次滑移阶段的运动开始,如此继续交替下去。

决定机械运动系统功能特性的基本方程,可用系统分析的网络方法列出来。图 18-10 中画出了图 18-9 系统的网络图。

网络图以电气与机械相似量为基础。在应用描述速度与势差相似和力与流通相似的原理中,根据回路观点可以把速度看成与电路的“电压激励

器”相似。因此力 F 就是贯穿电路中各元素即质量 m_1 、 m_2 ，弹簧 C_1 、 C_2 和阻尼器 C_d 的流通变量。与图 18-10 网络图相应的信号流图表示在图 18-11 中。

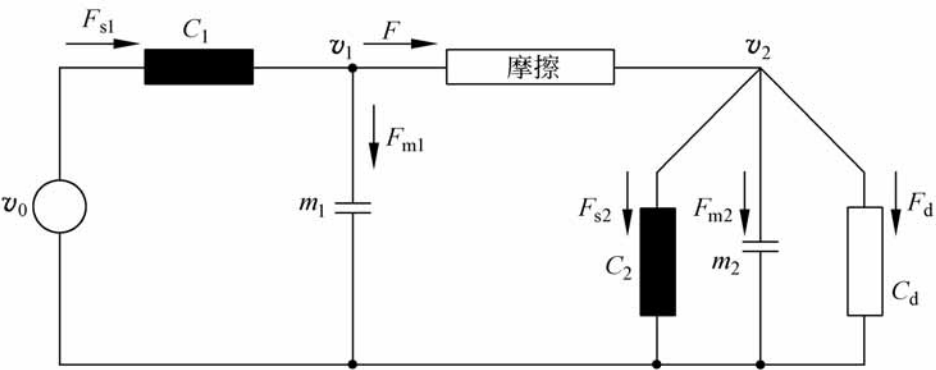


图 18-10 网络表示法

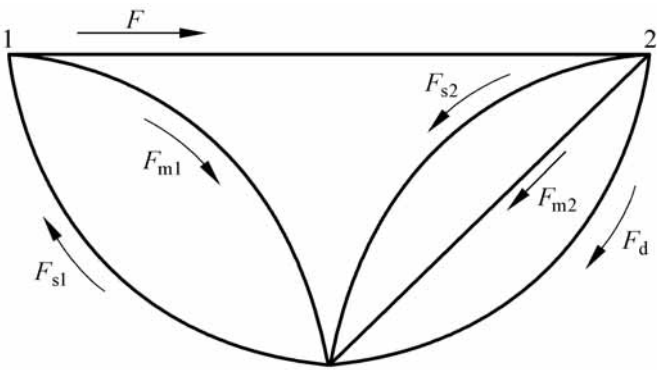


图 18-11 信号流图

由网络图和信号流图, 容易导出描述摩擦机械系统功能特性的方程式。应用克希霍夫节点定律, 可得到下列方程:

对于节点 1 $F_{s1} = F + F_{m1}$

对于节点 2 $F = F_{s2} + F_{m2} + F_d$

上述方程可写成:

$$G(v_0 t - x) = F + m_1 \ddot{x}$$
$$- F = C_2 z + m_2 \ddot{z} + C_d \dot{z}$$

或

$$\ddot{x} = - \frac{C_1}{m_1} \dot{x} + \frac{C_1}{m_1} v_0 t - \frac{F(\dot{x} - \dot{z})}{m_1} \tag{18-4}$$

$$\ddot{z} = - \frac{C_d}{m_2} \dot{z} - \frac{C_2}{m_2} z - \frac{F(\dot{x} - \dot{z})}{m_2} \tag{18-5}$$

这些微分方程可用微积分方法求解。

下面将用模拟计算机来研究这些方程和图 18 -9 所示摩擦机械系统的粘滑特性。

2 . 粘滑特性的模拟

如果一个系统能用微分方程表示, 则系统的特性就可用模拟计算机来研究。系统的元素可以相当准确地由标准的计算机元素来代表。对图 18 -9中的摩擦机械系统来说, 虽然弹簧和阻尼器时值 G 、 C_2 和 G 可以分别由电位计的调整来进行调节, 但摩擦特性的模拟却需要一个适当的功能发生器。上述粘滑效应的定性讨论已经指出, 粘滑运动可以由摩擦力 F (或摩擦系数 f) 对速度的关系来确定。为了研究具有普遍性的粘滑运动, 我们对于摩擦与速度的特性关系选用了 Stribeck 曲线的形状, 而且研究了在 Stribeck 曲线不同部分的摩擦机械系统特性。系统的模拟计算机流程图示于图 18 -12 中。

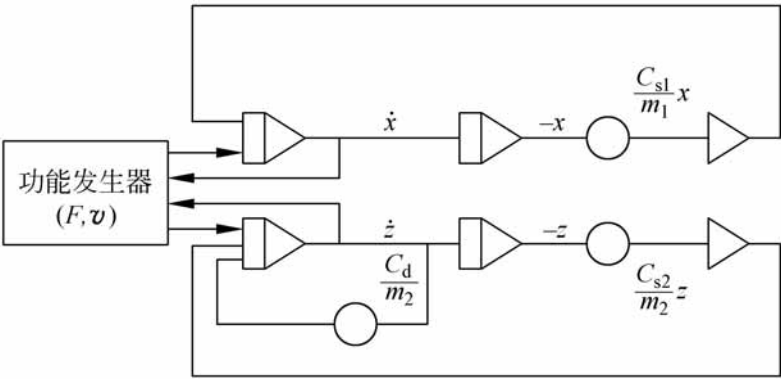


图 18-12 模拟计算机流程图

由图可见, 计算机流程图的上下两部分相应于上述微分方程式 (18 -4) 和式 (18 -5), 而且通过摩擦力 (或摩擦系数) 来耦合这些微分方程, 是由图 18 -12 中间的功能发生器模拟的。适当的比例系数根据图 18 -9 模型的设计参数决定。

对于给定的常数值 m_1 , m_2 , G , C_2 来说, 根据摩擦系数在 Stribeck 曲线内位置的不同, 可以观察到摩擦机械系统不同的动态特性。不涉及数值细节时, 可以把图 18 -9 的模拟摩擦机械系统的运动特性, 区分为以下三种不同的通用模式:

(1) 对于 Stribeck 曲线最低点附近的摩擦条件来说, 系统是不稳定的, 而且由于干扰引起的运动是发散的, 即系统自行激发而振动起来, 如图 18 -13 所示。图中 为 f , v 的变动范围。

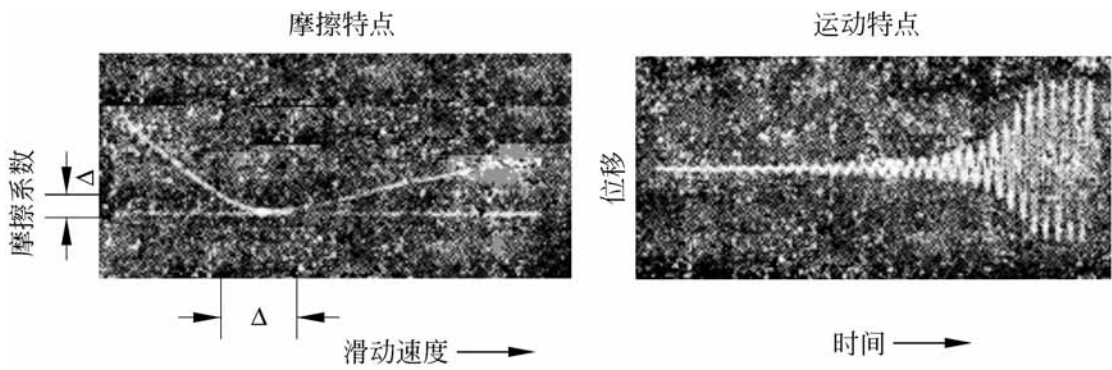


图 18-13 曲线最小值的不稳定运动

(2) 对于 Stribeck 曲线左面部分的摩擦条件来说, 产生典型的粘滑运动图, 如图 18-14。

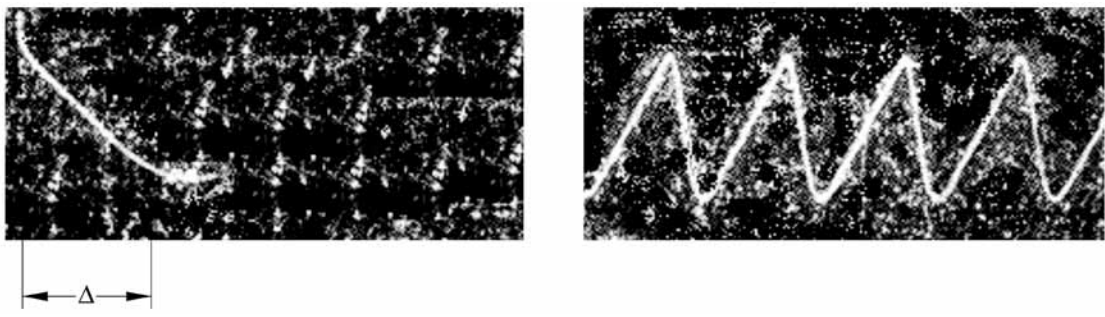


图 18-14 曲线左部分的粘滑振荡($f=0.6$)

(3) 对于在 Stribeck 曲线右面部分的摩擦条件来说, 系统是稳定的, 即引入系统的振动自行减弱。这种特性可在图 18-15 所示, 该图给出Stribeck 曲线右面部分五种工况即摩擦系数 f 不同变化斜率的情况。

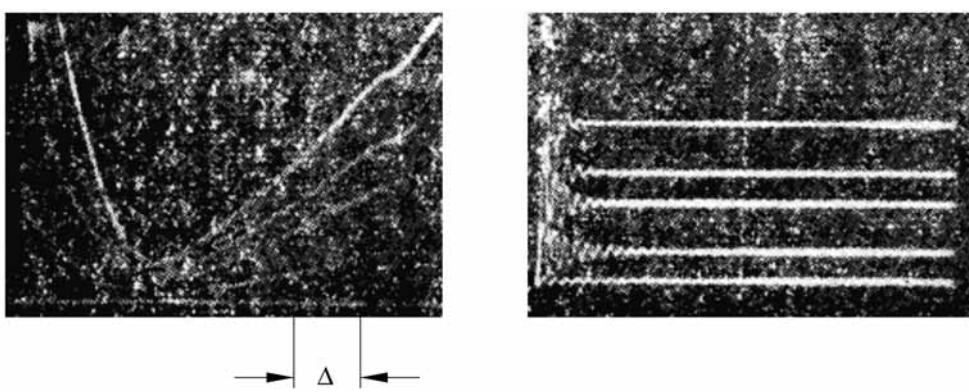


图 18-15 曲线右部分的稳定运动
($f=1.0;0.7;0.5;0.3;0.02$)

以上分析验证了实验结果, 即当 Stribeck 曲线的左面部分斜率为负或等于零, 即 $df/dv < 0$ 时, 则可能产生粘滑效应。因此粘滑效应只是在固体

摩擦或边界润滑或混合润滑的条件下才会产生,而在 Stribeck 曲线右面部分的流体动压润滑条件下是不可能产生的。

这些结果说明,摩擦机械系统的粘滑特性能够方便地用模拟计算机加以研究。如果实际的摩擦机械系统用这种方式进行模拟,则通过改变模拟计算机调定数值,从而模拟出系统元素(质量、弹簧、阻尼器)在设计中的最优化数据,以减轻粘滑效应并得到合理的动态特性。因此,系统模拟技术和模拟计算机的联合应用,可以大大有助于得到一个给定摩擦机械系统的正确功能特性。

18.3.3 轮轨摩擦噪声

铁道列车通过弯道时常常发出尖叫声,这种噪声级别在 4000 ~ 8000 Hz 频率范围时高达 120dB。作为典型的例子,图 18-16 表示车辆通过半径为 193m 弯道时测得的噪声曲线。

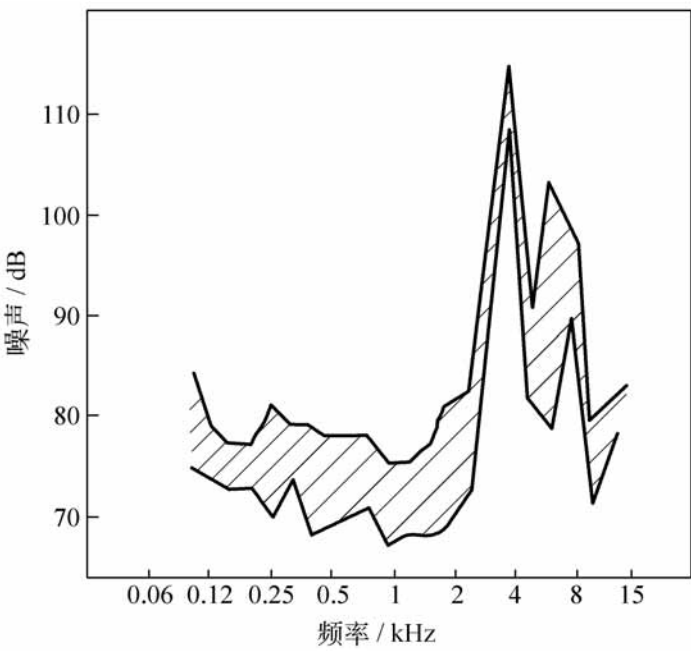


图 18-16 轮轨弯道噪声频谱

通过弯道时作用于轨道和刚性车轮车架之间的力和运动的理论研究表明:对于轨距为 1.435m 的铁路,如果轨道曲率半径小于 500m,则轮轨间便会发生横向滑动。对于列车速度为 15 m/ s 而轨道曲率为 200 ~ 500m,则横向滑动速度 v_t 在 0.1 ~ 0.3 m/ s 范围内。横向滑动和界面摩擦导致轮轨系统粘滑引起的振动,显然就会产生噪声。

对于摩擦机械系统,在深入分析产生噪声的原因之后,可以把发出噪声理解为摩擦学系统引起的“损耗输出”,采用一般的噪声系统描述方法研究

产生噪声各参数的相关关系,进而改变各种参数,以减轻噪声源。

根据上节,摩擦引起的噪声源可用下式描述:

$$Z = f(X, S)$$

其中, Z 为噪声; X 为工作参数; S 为系统结构。

1) 工作参数, $X = \{W, v, T\}$

W 为载荷(车辆加旅客重量);

v 为速度(列车速度、横向滑动速度);

T 为温度(取决于季节)。

2) 系统结构, $S = \{A, P, R\}$

A 为元素: (1) 车轮形式; (2) 轨道形式; (3) 环境状况;

P 为元素的性能: 轮和轨的材料、轮轨的几何设计和表面性能、线路的几何设计;

R 为元素的相互关系: (1), (2), (3) 之间摩擦学的相互关系。

很显然, 元 (1) 和 (2) 对于标准的轮轨列车系统是固定的, 因此无法改变设计。所以限制噪声只能通过直接影响噪声源的界面摩擦学过程 $\{R\}$ 来进行。

经验证明, 如果把一定的磷酸盐溶液喷涂在轨道上, 噪声将在很大程度上被抑制。从粘滑效应的计算机模拟研究得知, 粘滑效应依赖于摩擦速度梯度。为了阐明消除粘滑引起噪声的可能性, 并提出轨道表面处理的最优条件, 有的学者曾在试验室里进行了粘滑研究。他们使用销-盘和球-盘的摩擦实验机, 试件采用实际的轮轨材料, 在类似于实际情况的工作条件 ($p_H = 50 \times 10^7 \text{ N/m}^2$; $v = 0.02 \sim 0.2 \text{ m/s}$) 下进行。

试验结果表明, 粘滑效应明显受到不同的磷化表面处理的影响。通过表面处理, 静摩擦系数 f_s 稍有降低, 而动摩擦系数 f_d 却大大地增加, 两者之差 $f = f_s - f_d$ 大幅度减小, 所以也就满足了抑制粘滑效应的条件并降低摩擦噪声。表面处理对于粘滑特性的影响的典型结果如图 18-17 所示。

通过系统地试验研究, 可以配制出适合于实用目的的磷酸盐溶液。每隔一定时间用这种溶液处理轨道, 对于降低轮轨系统粘滑引起的噪声可收到良好的效果。

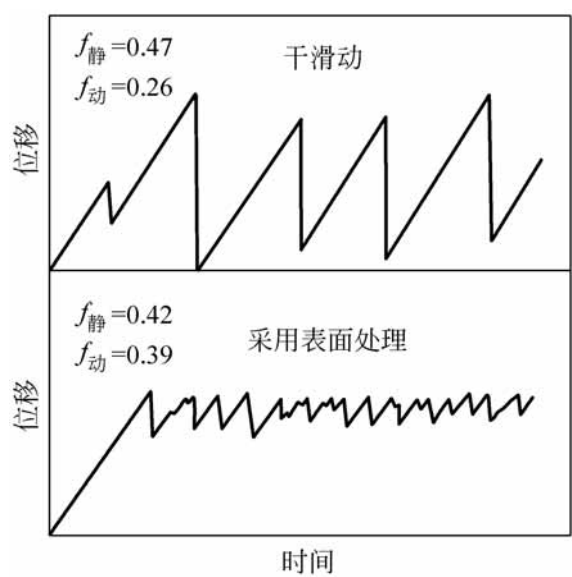


图 18-17 表面处理对粘滑特性的影响

18.3.4 滚动轴承摩擦噪声

1. 轴承噪声的产生

轴承往往是机器噪声的主要声源之一。摩擦和振动是轴承产生噪声的主要原因,而且是互相关联的。振动一般会使摩擦阻力加大,反之摩擦阻力也加剧振动,因而使轴承的噪声增大。通常滑动轴承的噪声主要是由于润滑不良,使轴颈与轴承表面间发生固体摩擦引起的。要降低滑动轴承的噪声,必须在轴颈和轴承表面间保持必要的油膜厚度。由于滑动轴承的噪声比滚动轴承的噪声级小得多,这里着重对滚动轴承的噪声进行讨论。

滚动轴承的噪声主要是由轴承零件的几何形状误差和表面质量造成的。这些误差引起径向跳动而发生振动。近年来国内外普遍实行对内外圈滚道和滚动体的超精加工,滚动轴承的噪声已有所降低,但几何误差的影响总不能完全消除。若和齿轮啮合频率发生共振时则会引起高噪声级。即使能制造出一种完全没有表面缺陷和几何误差,且表面粗糙度极低的滚动轴承,那么由于滚动体和相匹配的滚道固有的弹性或装配间隙,仍会发生振动。在负荷区内,滚道和滚动体间产生弹性变形,当两个滚动体相对于顶点等距离时弹性变形量最小如图 18-18(b),而当只有一个滚子在载荷的正下方时,引起的弹性变形最大如图 18-18(a)。这种振动频率等于单位时间内通过外滚道上一个定点的滚动体数。

显然滚动轴承噪声产生也与轴承内部各零件之间存在的摩擦有关,而

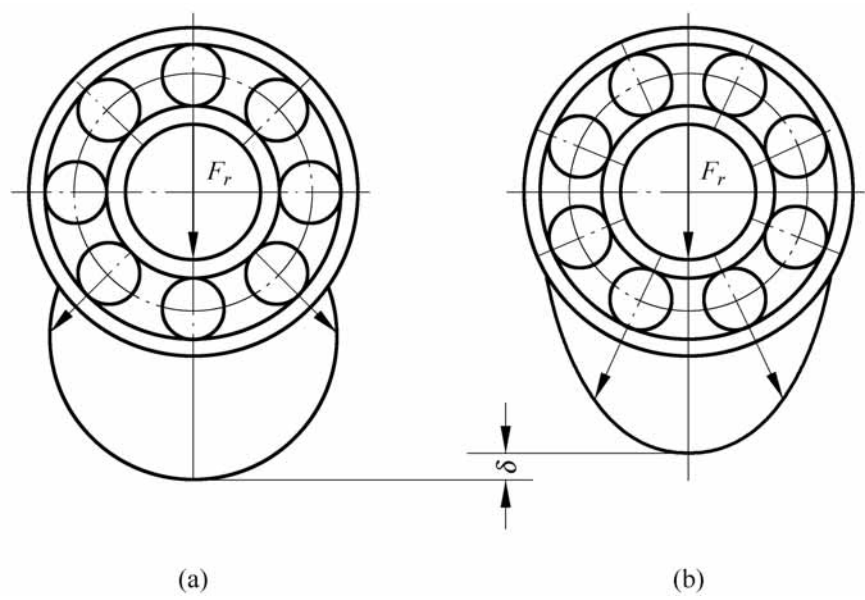


图 18-18 滚动轴承的弹性变形

磨损导致的表面损伤严重地破坏轴承内部零件运动的平稳性而加剧振动。

轴承相对运动面的任何损伤,都会引起极大的振动和噪声。正常安装和运转的滚动轴承,表面损伤的原因主要是过载塑性变形和磨损,特别是接触疲劳磨损产生的剥落。

2. 轴承噪声的控制

1) 轴承类型对噪声的影响

滚动体是滚动轴承中形成滚动摩擦的主要元件,滚动体的形状不同,运转中与内外滚道相对运动状况不同,致使不同类型的轴承有不同的噪声级。据上海第二机床厂对 D7520、D7518 圆锥滚子轴承,220、218 向心球轴承以及 46220、46218 向心推力球轴承装在 C6150 型车床主轴上作为前后轴承,在 1250r/ min 的转速下,对轴承噪声进行对比试验,其结果如表 18-1 所示。很明显球轴承的声级比圆锥滚子轴承的声级低 9dB(A)。从降低轴承噪声要求出发,在满足使用要求时,尽可能采用球轴承。

表 18-1 不同类型轴承噪声级比较 dB(A)

工 况	D7520	220	46220
	D7518	218	46218
主轴旋转	81	72	72
整机运转	81.4	81	81

2) 保 架精度对噪声的影响

保持架通常用低碳钢板冲制成型,当滚动轴承运转时,滚动体与保持架之间为滑动摩擦并发生撞击,发出高的噪声。试验证明,减少保持架和滚动体之间的间隙,可使轴承噪声级降低约 6dB(A)。此外,目前高速高精度轴承其保持架通常采用酚醛胶布、青铜或铝合金制成实体的结构形式,这对降低轴承噪声取得良好的效果。

3) 预紧力对轴承噪声的影响

通常预紧轴承是为了提高支承的刚性。近年来,对机器噪声源的研究证明,轴承预紧力过大,轴承噪声级约增加 2dB,并使轴承温度上升,而当没有预紧力时即有间隙存在,轴承的噪声级也约增加 2dB。因此,设计合理的轴向预紧结构,以保证轴承在正常预紧力状态下工作对限制噪声有利。如图 18-19 所示的结构,通过 24 只弹簧使轴承内圈或外圈受到均布在圆周上的轴向力,轴承始终在调整好的预紧力下运转可降低噪声。

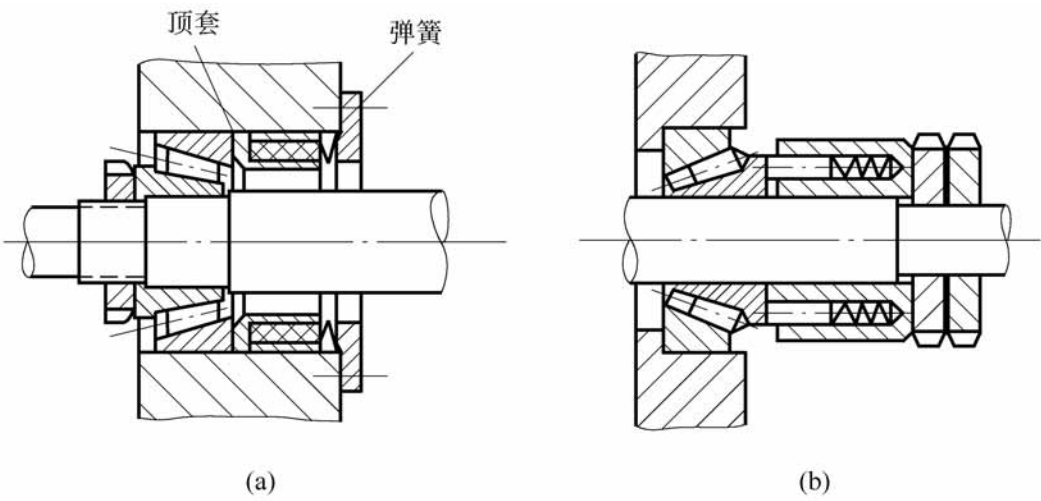


图 18-19 轴承加载结构

4) 轴承精度对噪声的影响

一般来说,轴承的精度高其噪声较低。表 18-2 的试验数据是对 7520 和 7518 一对轴承按内、外圈和滚子的不同精度进行组合,在 1250r/min 的转速下取得的。由表可知,只要把滚子精度提高一级,轴承噪声可下降 7~10dB(A),效果显著。因此,滚子精度是影响轴承噪声的主要因素之一。

表 18-2 不同精度组合对噪声的影响

内圈精度	外圈精度	滚子精度	声级/ dB(A)
超精加工 C 级精度	超精加工 C 级精度	超精加工 1 级精度	69 5
超精加工 C 级精度	超精加工 C 级精度	一般加工 2 级精度	76
D 级精度	D 级精度	超精加工 1 级精度	70
D 级精度	D 级精度	一般加工 2 级精度	80 ~ 81

18 4 绿色润滑油

从保护环境、限制污染的角度考虑,在润滑油研究方面有许多亟待解决的课题,包括环保型制冷用润滑油的研制、废油再生技术、发展生物降解润滑油以及最大限度降低机器润滑油消耗量等。

18 4 .1 环保型制冷用润滑油的研制

在各种制冷设备装配、运输和运转以及废油的处理过程中,由于各种原因流失到环境中的冷冻机油,对环境存在着很大的潜在危害。目前广泛用于空调、冰箱和其他制冷设备的制冷剂是 R12 和 R22。R12 属 CFC(氯氟碳)类物质,R22 属于 HCFC(氢化氯氟碳)类物质,其用量甚至超过 R12。这些制冷剂中含的氯元素是破坏臭氧层的重要因素。因此,1987 年制定的蒙特利尔(Montreal)条约规定 1995 年禁止使用 R12,2010 年禁用 R22。德国和丹麦将于 2000 年停止使用 R22 生产的新产品,国内外都在加紧替代 R22 的混合工质的研究和应用。研究表明^[10],聚醚酯作为替代 R22 的混合工质的润滑油,台架试验的结果令人满意。这类冷冻机油的生物降解率在 36 % ~ 75 % ,属于环保型的冷冻机油。

由于 HFC-134a 是一种无氯的氢化氟碳物质,它不破坏大气臭氧层而可作为替代 CFC 类的制冷剂。但其具有极性的结构特征与传统的矿物油相容性差,所以必须研制新一代环保型的冷冻机油来与之匹配。最有希望成为 HFC-134a 及其混合工质相匹配的冷冻机润滑油主要有聚醚油和酯类油两大类。

聚醚油(PAG)主要是由环氧乙烷、环氧丙烷共聚而成的含端羟基的化合物或其改性物。它们的流动点较低,有很好的抗负荷能力和抗磨性能,高的粘度指数和稳定性,使之有可能成为新型冷冻机油。通过改性的聚醚、聚

醚酯更具有较好的与 HFC-134a 的高低温相容性。它不但能与 HFC-134a 相匹配,也能与混合工质(如 R32/ R134a, R32/ R125/ R134a 等)相匹配,成为新型冷冻机油。聚醚酯作为冷冻机油,在中国科学院能源研究所和中山市威力空调厂等单位进行了台架试验,取得满意的结果。下面简略地介绍这些结果。

1 . 应用试验

1) 样品基础油和冷冻机润滑油结构和性质

样品基础油和冷冻机润滑油结构和性质见表 18-3、表 18-4。

表 18-3 聚醚酯的结构和性质

编号	名 称	粘度/ mm ² / s 40 / 100	<i>M_n</i>	分子式
BP1 号酯	聚环氧丙烷乙酸酯	16 .02/ 4 .25	520	RO [CH ₂ CH (CH ₃) O] _{<i>n</i>} OCOCH ₃
BP2 号酯	聚环氧丙烷乙酸酯	80 .59/ 14 .60	730	RO [CH ₂ CH (CH ₃) O] _{<i>n</i>} OCOCH ₃
BPE 酯	环氧丙烷和环氧乙 烷的共聚乙酸酯	73 .20/ 13 .74	720	RO[CH ₂ CH(CH ₃)O] _{<i>n</i>} (CH ₂ CH ₂ O) _{<i>m</i>} OCOCH ₃

注：表中,BP 是以丁醇作起始剂的聚环氧丙烷;BPE 是以丁醇作起始剂的环氧丙烷和环氧乙烷的共聚物;*M_n* 是用端基分析法计算的聚醚酯的数均分子量。

表 18-4 冷冻机聚醚油的编号和性质

编 号	粘度/ mm ² / s,40 / 100	备 注
GE-22	24 .92/ 5 .91	—
GE-22T	22 .44/ 5 .34	已加添加剂
GE-30T	29 .72/ 6 .49	已加添加剂
GE-50	53 .65/ 10 .49	—
GE-50T	49 .38/ 9 .39	已加添加剂
GE-100	103 .54/ —	—
GE-100T	103 .54/ —	已加添加剂

2) 聚醚油 GE-30 T 的应用试验

聚醚油 GE-30 T 提供给中国科学院广州能源研究所作为 R32/ R125/

R134a 三元混合工质制冷体系的润滑油,通过压缩机制热工况、空调工况和冷热联供等不同运转方式,与 R22/ 烷基苯油制冷体系进行了比较,结果见表 18-5、表 18-6。

表 18-5 压缩机运转情况对比

性 能	制热工况		空调工况		冷热联供	
	R22	混合工质	R22	混合工质	R22	混合工质
压缩机功率/ kW	3 .142	3 .125	2 .752	2 .767	2 .800	2 .788
压缩比	3 .27	3 .74	3 .03	3 .24	2 .93	3 .26
制冷量/ kW	6 .881	7 .125	5 .910	6 .309	6 .874	7 .109
供热量/ kW	9 .803	10 .094	8 .626	8 .993	9 .468	9 .843
制冷性能系数	2 .19	2 .28	2 .15	2 .28	2 .46	2 .55
供热性能系数	3 .12	3 .23	3 .13	3 .25	3 .38	3 .58

注:混合工质为 R32/ R125/ R134a

表 18-6 聚醚油 GE-30T 运转前后的基本性能

性 能	运转前	运转后
粘度/ mm ² / s(40 / 100)	29 .72/ 6 .49	28 .59/ 6 .55
酸值/ mgKOH/ g	0 .11	0 .10

实验结果表明:该三元混合工质使用 GE-30T 作润滑油与纯工质 R22 使用矿物油作润滑油相比,循环性能系数 COP 上升 4 .5% ~ 6 .0% ,单位容积制冷量上升 3 .5% ~ 6 .0% ,压缩机排气温度均下降,说明该制冷体系可以替代 R22 体系,而聚醚油 GE-30T 的润滑性能也十分优异。

3) 聚醚油 GT-50T 的应用试验

聚醚油 GT-50T 通过了中山市威力空调器厂中心实验室的试验,结果见表 18-7、表 18-8。检测结论:GT-50T 与 R32/ R134a 在 - 35 ~ 70 范围内完全互溶。从寿命试验前后压缩机性能数据可知变化不大,寿命试验合格。试验后压缩机内壁磨损情况表明,GT-50T 润滑性能良好,可作为一种替代 R22 工质匹配的润滑油。

表 18-7 润滑油 GT-50T 的压缩机寿命试验 (连续运转 1000h)

压缩机性能	寿命试验前	寿命试验后
功率/ W	954 .6	930 .7
冷量/ W	2744	2753
能效比	2 .88	2 .96

表 18-8 润滑油 GT-50T 运转前后的基本性能

性 能	运转前	运转后
粘度/ mm ² / s(40 / 100)	49 .38/ 9 .394	7 .79/ 9 .06
酸值/ mgKOH/ g	0 .10	0 .08

2 . 生物降解性试验

从环境保护角度评价润滑油必须考虑其生物降解性。目前,广泛使用 CEC 生物降解试验方法对润滑油的环保性能进行评估。CEC 生物降解性试验方法是通过测定剩余油的内容物来计算降解率。

表 18-9 以高降解率的己二酸二异辛醇酯作为标准样品列出聚醚酯的生物降解率。由表可知,聚醚酯有一定的生物降解性,但生物降解性不高,在 20% ~ 40% 左右。将表 18-9 的生物降解结果与表 18-3 的分子量对照分析可知,在分子量不同的两种聚环氧丙烷合成的聚醚酯中,分子量较大的生物降解率较低。

表 18-9 聚醚酯的生物降解结果

样 品	红外光谱的选取 波数/ cm ⁻¹	生物降解率/ %		
		7 天	14 天	21 天
己二酸二异辛醇酯	2960	83 .5	89 .4	91 .5
BP1 号酯	2970	23 .9	31 .4	32 .2
BP2 号酯	2970	16 .2	18 .0	20 .3
BPE 酯	2970	34 .0	36 .2	42 .5

所用的污水的菌群总数约为 1 × 10⁹/ mL。

根据研究推测聚醚及其改性物的生物降解是从高聚物链端的醚氧和碳之间的醚键断裂开始的。在用端基分析法测定高聚物分子量 (M_n) 时, 对于线形聚合物来说, M_n 越大单位质量中所含的可分析端基的数目越少。而生物降解是从端基开始的, 所以 M_n 越大端基的数目越少, 其生物降解率越低。

此外, 从表 18-9 可以看出, 对于分子量相近的环氧丙烷均聚物与环氧丙烷与环氧乙烷的共聚物, 含环氧乙烷的量较多的聚醚酯, 生物降解率较高。

在聚醚油基础油中加入抗磨剂、抗氧剂、防锈剂、金属减活剂和氢离子捕捉剂等组成全配方的冷冻机油。目前虽然对各种添加剂的生物降解性了解很少, 但添加剂对生物降解率有很大的影响。在表 18-10 中, 列举了不同粘度的全配方冷冻机油与其基础油的生物降解性的对比, 参见表 18-4 可知, 加入添加剂后其生物降解性普遍降低。

表 18-10 冷冻机聚醚油的生物降解结果

样 品	红外光谱的选取 波数/ cm^{-1}	生物降解率/ %		
		7 天	14 天	21 天
GE-22	2970	38.5	47.0	75.6
GE-22T	2970	36.3	46.1	68.0
GE-30T	2970	17.7	47.2	63.7
GE-50	2970	25.1	48.9	74.0
GT-50T	2970	22.1	35.0	36.1
GE-100	2970	32.1	60.1	71.8
GE-100T	2970	27.2	27.6	51.3

所用的污水的菌群总数约为 1×10^{12} / mL。

综上所述, 聚醚酯的润滑性能良好, 与混合工质匹配可作为一种替代 R22 工质匹配的润滑油。根据 CEC 生物试验方法的评估, 聚醚油的生物降解率在 20% ~ 75% 之间。而聚醚酯的生物降解性主要取决于聚合物分子量的大小。分子量越小, 越容易被微生物降解。在所研究的冷冻机聚醚油中, 添加剂的综合效应使聚醚油的生物降解率降低。

18.4.2 润滑剂对健康的危害

1. 石油产品的危害

许多石油产品对人体均有不同程度的危害。接触皮肤如不及时清洗干净,则可能轻者引起皮炎、疙瘩,重者发生皮疹或皮瘤。误入口内或吸入体内,可能发生肠胃病或肺炎,甚至导致癌症。

动物试验证明,精制矿物润滑油的毒性较低,但加入添加剂后其危害性增加而必须注意防护。即便是新油无毒,在使用过程中因变质和污染也会造成危害。

2. 废气、废油的危害

在内燃机中,燃油经燃烧的排气中,发现有数种烷基芳烃(PAH)可致皮肤癌,还包括有苯并吡啉等可致肺癌的物质。虽然一般大气中这类物质的浓度极小,距致癌浓度还相差很大,仅为致癌浓度的几百分之一到几千分之一而已,但从维护人类健康考虑亦应清除。

废油是指各种润滑油在使用过程中,因受杂质污染、氧化和热的作用,改变了原有的理化性能而不能继续使用的油。随着工业生产的迅速发展,人们逐渐认识到,对废弃物的某些不合理处理危害着人类的健康和环境质量。

废油含有多种毒性物质。这些毒性物质一部分是新油中的添加剂,例如,用作电容器浸渍剂和阻燃剂的多氯联苯;作为多种润滑油抗氧剂的锌及酚类化合物;其余部分则是新油在使用过程中受到污染或产生化学变化和添加剂分解的产物。它们除部分排入大气外,其余则和油中未变化的组分一同存留在油中。例如,在废内燃机油中,除受含铅汽油的污染而含有铅及其化合物外,还有因其在特殊情况下产生的苯并(a)芘及其他有毒物。内燃机油的工作条件随内燃机结构性能不断改进而日益苛刻,比如,当发动机转速 7000r/min 时,活塞环对气缸壁产生高速摩擦使气缸壁与活塞间温度达 300℃,活塞顶部温度 350℃,燃烧室瞬时温度超过 2000℃。在这种温度下,内燃机油中的部分烃类迅速氧化或不完全燃烧产生碳粒,部分烃类则经脱氢、环化等化学反应生成苯并(a)芘等多环芳烃化合物。它们一部分随内燃机废气排入大气,一部分则积存在油中,随废油排放出来。如果把废油倒入土壤,可导致植物死亡,被污染土壤内微生物灭绝。如果废油进入饮用水

源,1 吨废油可污染 100 万吨饮用水。

为了减少废油在土壤和水中的积累,1991 年欧盟要求用于公共场所的液压设备一律使用可生物降解液压油。瑞士也立法禁止在环境敏感地区,如森林、水源、耕地等使用非生物降解润滑油。工业发达国家各大石油公司竞相研制并开发了可生物降解链锯油、液压油、润滑脂、建筑脱膜油等。德国预计到 2000 年,此类润滑剂产量达到 17 万吨,占润滑剂总需求量的 10% ~ 15%。

我国是润滑油生产和消费大国,根据 1998 年的统计,年综合生产能力已达到 360 万吨,润滑油消耗量在世界排名第三,每年可回收废油 100 万吨以上。对废弃物资进行回收和综合利用是我国一项重大的技术经济政策,废油是可再生和综合利用的资源,研究开发废油和其他废弃物综合利用的新技术新工艺都将具有重大意义^[11]。自 1980 年以来,科技工作者便开始积极探索无酸化废油再生新技术,一些无污染、效率高、再生油质量达到新油标准的再生新工艺已研究成功,并将逐步实施。

参 考 文 献

- [1] 王竹溪.中国大百科全书:物理学.上海:中国大百科全书出版社,1987,690
- [2] Shinjo K, Hirano M. Dynamics of friction: superlubric state. Surface Science. 1993, 283(1 - 3): 473 ~ 478
- [3] Yoshizawa H, Chen Y L, Israelachvili J N. Recent advances in molecular level understanding of adhesion, friction and lubrication. Wear, 1993, (168): 161 ~ 166
- [4] 温诗铸.纳米摩擦学.北京:清华大学出版社,1998
- [5] 蒋洪军,孟永钢,温诗铸.电场对 $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Cu}$ 摩擦磨损特性的影响及其机理研究.中国科学(E辑),1998,28(6):491 ~ 498
- [6] Thompson P A, Grest G S, Robins M O. Phase transitions and universal dynamics in confined films. Phys. Rev. Lett., 1992, 68: 3448 ~ 3451
- [7] 徐滨士,马世宁等.表面工程的应用和再制造工程.材料保护,2000,33(1):1 ~ 3
- [8] 姜秉新等.铜型添加剂摩擦修复作用的可行性研究.机械科学与技术,1999,18(3):475 ~ 477
- [9] 张建寿,谢咏絮等.机械和液压噪声及其控制.上海:上海科学技术出版社,1987
- [10] 陈静仪等.环保型聚醚油的应用研究.制冷,1999,18(4):13 ~ 17
- [11] 李西昌,晏双利.废油的污染及防治对策.再生资源研究,1999,(3):31 ~ 32