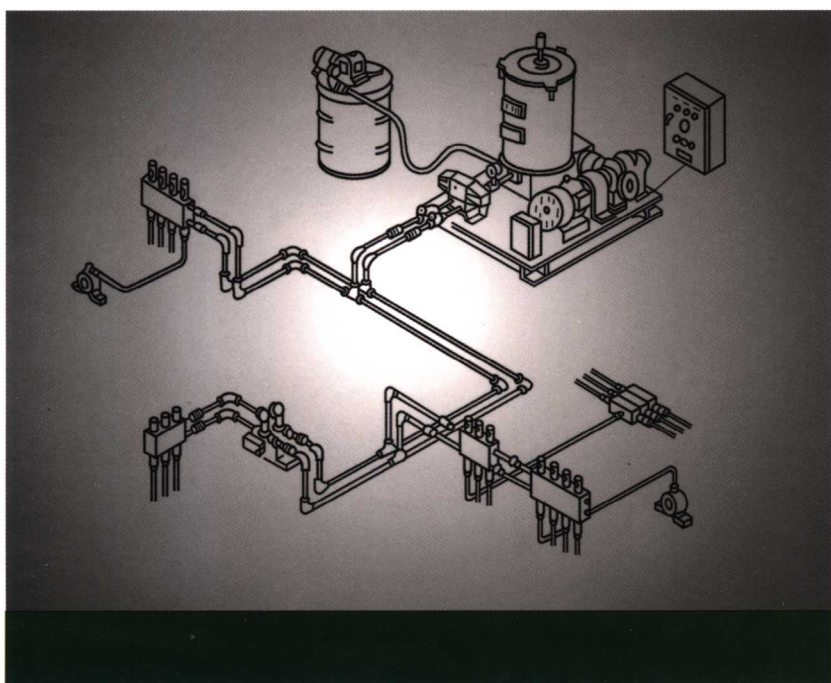


李柱国 编著

机械润滑与诊断



Chemical Industry Press



化学工业出版社
工业装备与信息工程出版中心

机械润滑与诊断

李柱国 编著



化学工业出版社
工业装备与信息工程出版中心

· 北 京 ·

(京) 新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

机械润滑与诊断/李柱国编著. —北京: 化学工业出版社, 2005. 4
ISBN 7-5025-6811-5

I. 机… II. 李… III. ①机械-润滑②机械-故障诊断 IV. TH

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 023366 号

机械润滑与诊断

李柱国 编著

责任编辑: 任文斗

文字编辑: 余德华

责任校对: 郑捷

封面设计: 于兵

*

化学工业出版社 出版发行

工业装备与信息工程出版中心

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话: (010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销

北京市彩桥印刷厂印装

开本 787mm × 1092mm 1/16 印张 17 $\frac{3}{4}$ 字数 442 千字

2005 年 5 月第 1 版 2005 年 5 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-6811-5/TH · 303

定 价: 38.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

内 容 提 要

本书详细介绍了机械设备润滑及其诊断的系统知识。包括润滑理论、润滑系统设计及润滑方法、润滑剂及添加剂、润滑诊断油品理化分析、元素成分光谱分析、磨损颗粒铁谱分析、相关诊断分析仪器和诊断方法及分析软件，最后还提供了大量的实例。

本书可以作为大专院校、科研单位机械润滑设计、机械状态监测故障诊断研究生、本科生教材，也可以作为工矿企业润滑工程师、润滑监测工程人员的参考书。

前 言

任何存在相对运动零件的机械设备都需要润滑，因为任何零件之间的相对运动都必然产生摩擦，同时存在磨损，而润滑是减小摩擦、降低或延缓磨损的最为直接、有效的方法。实践证明：机械设备始终良好、充分且有效的润滑是机械设备正常运转的保证和延长运转寿命的关键。

机械设备从设计、制造、安装到调试，直至实际工况运转工作都与润滑技术密切相关。

润滑技术涉及到：润滑理论，润滑方法，润滑剂，添加剂及其选择、使用和管理。

新的机械设备从开始投入使用，直到报废之前，由于各种原因——自然或人为的——都可能会产生故障。其中，润滑故障是机械设备常见的重要故障之一。润滑系统的瞬时故障也会导致机械设备的故障，甚至引发重大事故。所以，基于机械设备润滑而出现的故障诊断技术近几年发展很快。从诊断理论、诊断方法、诊断检测仪器到智能诊断分析软件、自动评估体系都在研究、发展及完善。“机械设备健康中心”应运而生，润滑诊断已成为机械设备诊断的重要研究内容之一。

本书把机械润滑、润滑诊断和失效分析作为一个相关系统予以阐述，以便为机械设计工程师、润滑工程师以及润滑监测工程师提供一些比较全面的机械润滑与诊断的资料，建议一些行之有效的全方位的分析方法，力求起到知其然又知其所以然的作用。

本书共分为 10 章，包括润滑理论、故障诊断理论、机械设备润滑系统和方法等，重点介绍了相关的润滑诊断检测仪器以及分析诊断评估软件，最后介绍了几个实际应用诊断案例。

刘玉斌博士编写了 6.9、6.10、6.11 节，陈士玮、霍华、徐启圣三位博士参与了第 8～10 章部分章节的编写工作，反映了他们博士论文研究工作的成果。

另外，中国超谱公司张静丽总经理、中石化润滑油公司张春辉先生、上海润祥化工有限公司唐祥先生提供了部分资料，特此致谢。

由于作者水平和时间有限，书中不当之处敬请读者批评指正。

作者

2005 年 1 月于上海交通大学

目 录

第 1 章 机械润滑理论	1
1.1 流体润滑的基本概念和分类	1
1.2 润滑状态	2
1.3 摩擦副的组成	2
1.4 雷诺方程——流体动压润滑的理论基础	3
第 2 章 润滑系统及润滑方法	10
2.1 润滑系统	10
2.2 润滑方法	21
2.3 润滑装置	22
2.4 固体润滑	23
第 3 章 润滑剂与添加剂	24
3.1 概述	24
3.2 润滑剂的基本特性	24
3.3 润滑油的黏度及黏度等级	25
3.4 润滑油理化性能	31
3.5 润滑油添加剂	33
3.6 润滑油的常用品种	44
3.7 润滑油的选用	48
3.8 润滑油换油期	69
3.9 润滑油的变质及规范管理	71
3.10 润滑脂	72
3.11 固体润滑剂	80
第 4 章 机械润滑状态诊断与摩擦学基础	83
4.1 机械设备润滑系统状态监测	83
4.2 摩擦学基础	88
第 5 章 润滑诊断油样理化分析	100
5.1 在用润滑油的变质及表征参数	100
5.2 现场监测仪器	103
5.3 油液污染度监测	106
第 6 章 润滑诊断油液铁谱分析	114
6.1 油样铁谱分析技术的发展	114

6.2	分析式铁谱仪及其分析方法	115
6.3	直读式铁谱仪及其分析方法	118
6.4	旋转式铁谱仪及其分析方法	120
6.5	在线式铁谱仪及其分析方法	123
6.6	气动式铁谱仪及其分析方法	126
6.7	取样技术	127
6.8	磨粒分析	128
6.9	磨屑群体特征分析方法	138
6.10	理论磨屑群的选取	141
6.11	实用磨屑群的选取	151
6.12	提高铁谱分析可靠性的途径	172
6.13	铁谱技术在设备状态监测中的应用	173
第7章	润滑诊断油液光谱分析	176
7.1	光谱分析的基本原理	176
7.2	超谱 M 型油液光谱分析仪及其分析方法	183
7.3	大磨粒检测的转盘电极过滤光谱分析法 (RFS)	188
7.4	车载式润滑油分析实验室及运输箱	189
7.5	油样光谱分析技术的应用	190
7.6	油液分析红外光谱技术	193
7.7	OSA-Ⅱ全自动综合油液分析仪	203
第8章	润滑诊断方法的发展	205
8.1	诊断方法的分类	206
8.2	诊断参数分类	207
8.3	诊断方法的局限性	207
8.4	诊断新方法、新理论及其应用	208
8.5	基于信息论的油液监测信息处理	213
第9章	机械设备状态监测、故障诊断的油液分析专家系统	220
9.1	专家系统的基本结构及其建立	220
9.2	基于人工智能的故障诊断方法	222
9.3	ATLAS 3 ^c 专家系统简介	225
9.4	基于面向对象的专家系统设计	228
9.5	基于综合油液监测的大型冲压自动生产线故障诊断专家系统设计	229
9.6	舰船机械设备油液分析数据库管理系统	231
9.7	内燃机车专家系统设计流程	234
第10章	机械设备状态监测、故障诊断应用实例	235
10.1	内燃机轴承磨损过程的试验研究	235
10.2	摩擦副配对材料的耐磨性试验	237

10.3	ND ₂ 机车柴油机架修油液分析	238
10.4	发电厂柴油机状态监测	240
10.5	大型矿山设备状态监测及故障诊断	242
10.6	铁路滚动轴承弹流润滑膜厚计算 G_k 系数的确定	245
10.7	港口机械设备油液分析的定量监测	246
10.8	液压系统典型故障诊断	248
10.9	6L350PN 船舶柴油机活塞环咬死故障的早期预报	249
10.10	蜗轮减速箱磨损诊断	250
10.11	汽车限速行驶状态发动机的磨损趋势诊断	252
10.12	美航 B707、JT3D 油液光谱分析	255
10.13	日航采用油液光谱分析减少发动机维修撤换数	255
10.14	SGM 大型冲压自动生产线液压泵失效分析	256
10.15	比例三限值法的应用	257
10.16	灰色系统理论在设备故障诊断中的应用	259
10.17	内燃机滑动轴承失效分析与故障诊断	264
10.18	机械设备状态监测、故障诊断油液分析报告示例	271
参考文献		276

第 1 章 机械润滑理论

机械润滑就是向机械摩擦副群的摩擦表面供给润滑剂，并在两摩擦表面保持足够厚的润滑剂，以达到减小摩擦、减少磨损、降低温度、防止锈蚀、缓冲减振、清洗污垢以及形成密封的目的，从而实现和保证机械的正常运转工作，实现力和运动的传递。

机械润滑主要为流体润滑。机械正常运转时，机械设备中所有摩擦副的两摩擦表面不宜直接接触，由一层足够厚的（大于 $0.0015 \sim 0.002\text{mm}$ ）、连续的润滑油膜分开。这层油膜在摩擦副间隙中，应具有一定的压力来平衡外载荷。设计的理想状态是完全流体润滑。由于在完全流体润滑状态下，两摩擦副表面不直接接触，所以摩擦副在传递力及发生相对运动时，两摩擦副表面之间产生的摩擦为流体润滑剂分子之间的内摩擦，此摩擦因数很小，通常为 $0.001 \sim 0.008$ 。总之，根据摩擦学设计最优化要求，机械润滑的优化目标是：所有摩擦副群都应处于完全液体润滑状态。

1.1 流体润滑的基本概念和分类

有关润滑的基本概念、关键词在 GB 2898—94《滑动轴承名词术语》中已有准确的定义。

润滑：指向摩擦表面供给润滑剂以减少磨损、表面损伤和摩擦力的措施。

润滑膜：把轴与轴承摩擦表面隔开的一层润滑剂。

润滑膜压力分布：在完全流体润滑状态下润滑膜中压力随位置而变化的情况。

楔效应：具有一定黏性的流体流入楔形收敛间隙而产生压力的效应。

挤压效应：当轴与轴承滑动表面沿法向接近时，轴承间隙中的流体受到挤压作用而产生压力的效应。

最小油膜厚度：在一定瞬时的油膜厚度最小值。

临界油膜厚度：保证把轴与轴承滑动表面完全隔开的油膜厚度最小容许值。

根据流体润滑油膜压力形成的不同，流体润滑分为两大类——流体动力润滑和流体静力润滑。

流体动力润滑：两个作相对运动物体的摩擦表面因其间液膜中自行产生压力而被完全隔开的液体润滑。流体动力润滑包括液体动力润滑和气体动力润滑。

液体静力润滑：两个作相对运动或处于静止状态物体的摩擦表面被从外部压入其间隙的液体完全隔开的液体润滑。

液体动力润滑：包括一般载荷条件下的情况和重载条件下的弹性流体动力润滑和边界润滑。

弹性流体动力润滑：两个作相对运动表面之间的摩擦和液体润滑膜厚度取决于材料弹性性能和润滑剂流变性能的润滑形式。

边界润滑：两个作相对运动表面之间的摩擦和磨损取决于表面性能和润滑剂除黏度外的性能和润滑形式。

表 1-1 为几种主要润滑类型的摩擦因数及膜厚的统计值。

表 1-1 几种主要润滑类型的摩擦因数及膜厚

类 型	摩擦因数	膜厚/ μm	类 型	摩擦因数	膜厚/ μm
流体动力润滑	0.001~0.008	1~100	流体静力润滑	0.001~0.000001	5~50
弹性流体动力润滑	0.001~0.01	0.1~1	混合润滑	0.15~0.01	<1
边界润滑	0.05~0.15	0.001~0.1			

1.2 润滑状态

作相对运动的两接触表面之间，如加入润滑剂，则可形成润滑剂膜。该润滑膜可将两表面部分或全部隔开，润滑剂膜将承受部分或全部载荷。润滑状态下，两金属表面之间的摩擦部分或全部转化为流体膜分子之间的内摩擦。从而大大降低了摩擦阻力，减小了两金属表面的磨损，减少了能量损失，提高了效率，延长了设备磨损寿命。而且，润滑剂的流动循环还带走了摩擦剂产生的热量，降低了摩擦副的工作温度，冲洗了污染物及磨粒，防止了金属表面的锈蚀。

通常，一定结构、一定尺寸的两接触表面作相对运动时，其润滑状态可以分为三类：边界润滑状态、混合润滑状态及流体润滑状态。图 1-1 为摩擦因数 f 与特性数 λ 之间的关系曲线，特性数 λ 为

$$\lambda = \frac{\eta v}{p}$$

式中 p ——载荷；

η ——润滑剂黏度；

v ——两表面相对速度。

图 1-1 表明了不同润滑状态下，摩擦因数 f 的变化以及厚度 h 与两金属表面粗糙度 R_{a1} 及 R_{a2} 的关系。

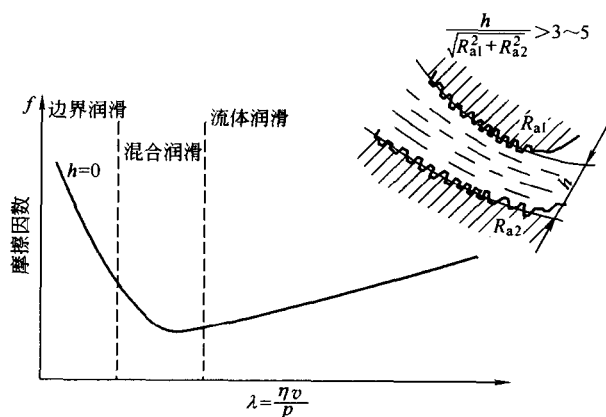


图 1-1 滑动表面润滑状态 f - λ 曲线

1.3 摩擦副的组成

机械润滑的各部位，是指由机械摩擦副群组成的系统润滑。摩擦副系统实际上是一个相

对运动并相互作用、相互牵连的若干元素的有机组合体。图 1-2 是摩擦副组成的简化示意图。可由两表面 1、2，中间介质 3，周围环境介质 4 构成。用 E 表示组成元素，P 表示其性质，R 表示相互作用关系，则 S 表示该摩擦副系统，即

$$S=f(E, P, R)$$

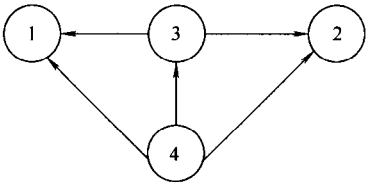


图 1-2 摩擦副组成

元素 E 包括：1—表面；2—表面；3—润滑剂；4—周围介质。
性质 P 包括 1、2、3、4 的材料，表面形貌及性质。
相互关系 R 见图 1-2。

1.4 雷诺方程——流体动压润滑的理论基础

1.4.1 收敛油楔的作用

形成流体动压润滑的基本条件在于油楔必须收敛，即沿运动方向上油膜厚度应逐渐减小，此时如运动副之间具有一定的相对运动速度和润滑油具有一定的黏度，就会产生压力油膜，从而具有平衡外载荷的能力。相反，如沿运动方向油膜厚度呈逐渐增加的发散形油楔，是不可能形成动压润滑的。

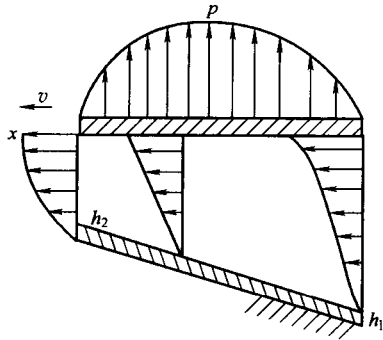


图 1-3 楔效应

油膜压力产生的过程如图 1-3 所示，运动平板与固定平板之间形成收敛油楔，入口间隙为 h_1 ，出口间隙为 h_2 ， $h_1 > h_2$ ，即沿运动方向上油膜的厚度是逐渐变薄的。当上平板以速度 v 沿 x 方向运动时，黏性润滑油被带入油楔中。由于润滑油分子之间的内摩擦阻力，各流层之间的速度存在一定的差异，假设沿油膜厚度方向上油层速度呈线性关系分布，自运动平板向固定平板逐渐减小，则通过任意截面单位宽度（垂直于纸面方向）上的流量为 $vh/2$ 。在入口处的流量必然大于出口处的流量， $vh_1/2 > vh_2/2$ ，即单位时间内流入油楔的油量将多于流出的油量，但润滑油是不可压缩的，如果油楔形状和尺寸不发生变化，则油膜内部必产生压力，油膜压强的分布将如图 1-4 所示。在入口处压力梯度（ dp/dx ）使速度图向内凹以限制流入油量；在出口处压力梯度使速度图向外凸起以增加流量，从而使每一断面上单位时间内的流量相等，以保证流动的连续性。在油膜厚度的某一位置上 $dp/dx=0$ ，此处压强最大为 p_{max} ，在该断面上速度呈线性关系分布。

上述内容即为收敛油楔形成动压油膜的物理过程。雷诺方程为油膜压力分布的数学表达式，是流体动压润滑的理论基础。

1.4.2 推导雷诺方程的假设条件

雷诺方程是从黏性流体力学的基本方程出发，作了一定的假设而导出的微分方程，这些假设条件是：

- (1) 体积力忽略不计，即不考虑任何外力场对润滑过程的影响，如电力、磁力和重力等；
- (2) 沿油膜厚度方向油压为常数，这是因为油膜厚度很薄，一般为百分之几毫米，油压不可能有很大的变化；

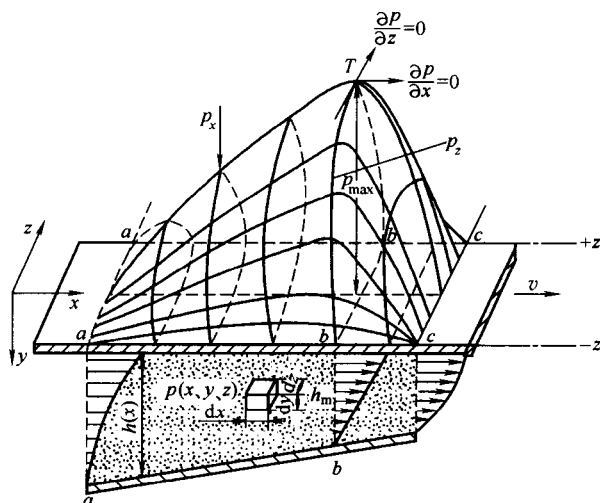


图 1-4 有限宽平板（油沿 x 和 z 向流动时）的油膜压力分布

(3) 摩擦表面的曲率半径远大于油膜厚度，为此可展成平面，推导公式时便于采用笛卡儿直角坐标；

(4) 流体和摩擦表面接触处没有滑动，即与摩擦表面接触的油层的流动速度与摩擦表面速度一致；

(5) 润滑剂是牛顿黏性流体，剪切应力与速度梯度成正比，符合牛顿黏性公式；

(6) 润滑油膜中流体作层流运动；

(7) 流体的惯性力忽略不计。

1.4.3 流量连续方程

图 1-5 所示的两滑动表面间流体作层流运动，并形成动压油膜。取空间坐标系 x 、 y 和 z ，而 u 、 v 和 w 分别代表流体沿 x 、 y 和 z 方向的流动速度，上表面沿 x 和 z 方向的运动速度为 u_1 和 w_1 ，下表面沿 x 和 z 方向的运动速度为 u_2 和 w_2 。在油膜中取出一个柱体 [图 1-5 (b)]，其底面为 dx/dy ，其高度为 h 。用 q_x 表示沿 x 方向上单位宽度的流量，用 q_y 表示沿 y 方向单位宽度的流量，而 $\partial q_x/\partial x$ 、 $\partial q_y/\partial y$ 分别为沿 x 和 y 方向上流量的变化率。则单位时间内沿 x 方向自左面流入柱体的容积流量为 $q_x dy$ ，而自右面流出柱体的流量为 $(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx) dy$ 。与此相同，在 y 方向流入柱体的流量为 $q_y dx$ ，流出柱体的流量为 $(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy) dx$ 。

由此可知，沿 x 和 y 方向流出和流入柱体流量的差值为

$$\left[\left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy - q_x dy \right] + \left[\left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) dx - q_y dx \right] = \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} \right) dx dy$$

如果柱体上底面的运动速度为 w_1 ，下底面的运动速度为 w_2 ，则柱体容积以速度 $(w_1 - w_2) dx dy$ 增长。由于流体流动的连续性和不可压缩性，流体流入与流出柱体的流量差值必等于柱体体积的增量，即

$$\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} \right) dx dy + (w_1 - w_2) dx dy = 0$$

消去 $dx dy$ ，则得流量连续方程

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (w_1 - w_2) = 0 \quad (1-1)$$

上式左边前两项表示流体沿 x 和 y 方向上流量的变化，而后一项表示柱体上下底面垂直速度引起的流量变化。

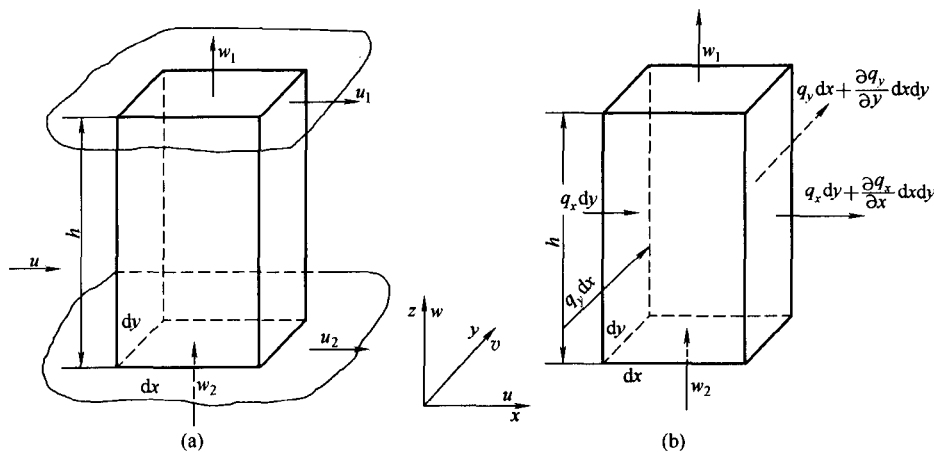


图 1-5 流体流动的连续性

1.4.4 微元体力的平衡

在动压油膜中取一微元体，其边长分别为 dx 、 dy 和 dz （图 1-6）。如果沿 x 方向上，左面的压强为 p ，其正压力则为 $p dy dz$ ；右面的压强为 $p + \frac{\partial p}{\partial x} dx$ ，则相应的正压力 $(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dy dz$ 。如微元体下表面的剪应力为 τ ，则其剪切力为 $\tau dx dy$ ；在上表面的剪切应力为 $\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz$ ，则相应的剪切力为 $(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz) dx dy$ 。

由微元体力平衡可得

$$p dy dz + (\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz) dx dy = \tau dx dy + (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dy dz$$

去括号并简化得

$$\frac{\partial \tau}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (1-2)$$

为了准确地表示出剪应力 τ 的作用面及方向，将上式改写为

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z}$$

τ 的下标 x 表示剪应力沿 x 方向，下标 z 表示作用在垂直于 z 轴的平面内。

同样可以证明：

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z}$$

根据假设沿油膜厚度方向油压为常数可知, 沿 z 方向上油膜压力梯度为零, 即 $\frac{\partial p}{\partial z} = 0$, 亦即 $\frac{\partial \tau}{\partial x}$ 和 $\frac{\partial \tau}{\partial y}$ 为零。

由牛顿黏性公式

$$\tau_{xz} = \eta \frac{\partial u}{\partial z}, \quad \tau_{yz} = \eta \frac{\partial v}{\partial z}$$

式中, u 为流体在 x 方向的流动速度, v 为流体在 y 方向的流动速度, η 为流体黏度。代入压力梯度公式后, 得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right)$$

应指出, 此处是假定黏度 η 沿油膜厚度方向 (z 方向) 上为常量。这个假定与实际情况不符, 在中等速度的较大型滑动轴承中沿油膜厚度上的温差在 $22 \sim 55^\circ\text{C}$ 的范围内, 由此引起的黏度变化可达 $5 \sim 10$ 倍。此处假定黏度 η 为常数, 目的在于简化计算。则得

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

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \quad (1-3)$$

因压强 p 沿坐标 z 方向为常量, p 不是 z 的函数, 因此对 $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x}$ 进行两次积分, 求得油膜中任意点的流速公式为

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} z + C_1 \quad (1-4)$$

$$u = \frac{1}{\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2$$

式中, C_1 、 C_2 为积分常数, 由边界条件确定。根据 1.4.2 节假设条件 (4), 油膜上下表层的流动速度与上下摩擦表面的速度相等, 即

$$z=0, \quad u=u_2; \quad z=h, \quad u=u_1$$

代入式 (1-4) 中, 得

$$C_2 = u_2$$

$$u_1 = \frac{1}{\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{h^2}{2} + C_1 h + u_2$$

$$C_1 = \frac{u_1 - u_2}{h} - \frac{1}{\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{h}{2}$$

将 C_1 、 C_2 代回式 (1-4), 得到油膜中任意点沿 x 方向的流速为

$$u = \frac{1}{2\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} (z^2 - zh) + (u_1 - u_2) \frac{z}{h} + u_2 \quad (1-5)$$

则沿 x 方向单位宽度上的流量为

$$q_x = \int_0^h u dz = \frac{1}{2\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} \left[\frac{z^3}{3} - \frac{z^2}{2h} \right]_0^h + \left[(u_1 - u_2) \frac{z^2 h}{2} \right]_0^h + \left[u_2 z \right]_0^h$$

代入上下限并简化, 得

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} + (u_1 + u_2) \frac{h}{2} \quad (1-6)$$

同理可得

$$q_y = -\frac{h^3}{12\eta} \times \frac{\partial p}{\partial y} + (v_1 + v_2) \frac{h}{2} \quad (1-7)$$

式中, u_1 、 u_2 分别为上、下摩擦表面沿 x 方向的运动速度; v_1 、 v_2 分别为上、下摩擦表面沿 y 方向的运动速度。

1.4.5 雷诺方程

将 q_x 、 q_y 值 [见式 (1-6) 和式 (1-7)] 代入流量连续方程式 (1-1):

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (w_1 - w_2) = 0$$

$$\text{得} \quad \frac{\partial}{\partial x} \left[(u_1 + u_2) \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(v_1 + v_2) \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \times \frac{\partial p}{\partial y} \right] + (w_1 - w_2) = 0 \quad (1-8)$$

令 $u = u_1 + u_2$ 、 $v = v_1 + v_2$, 经整理后则得雷诺方程的完整表达式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta \left[\frac{\partial}{\partial x} (uh) + \frac{\partial}{\partial y} (vh) + 2(w_1 - w_2) \right] \quad (1-9)$$

式 (1-9) 称为全雷诺方程, 也即三维雷诺方程。表达了流体动压润滑时, 油膜压力沿 x 和 y 两个方向发生变化以及流速沿 x 、 y 和 z 三方向发生变化时, 压力梯度、流速、油膜厚度、润滑油黏度等参数之间的关系。式中等号左边的两项表征沿 x 和 y 方向油压的变化, 等号右边方括号内前两项考虑沿 x 和 y 方向上速度和油膜厚度变化的影响, 而最后一项表

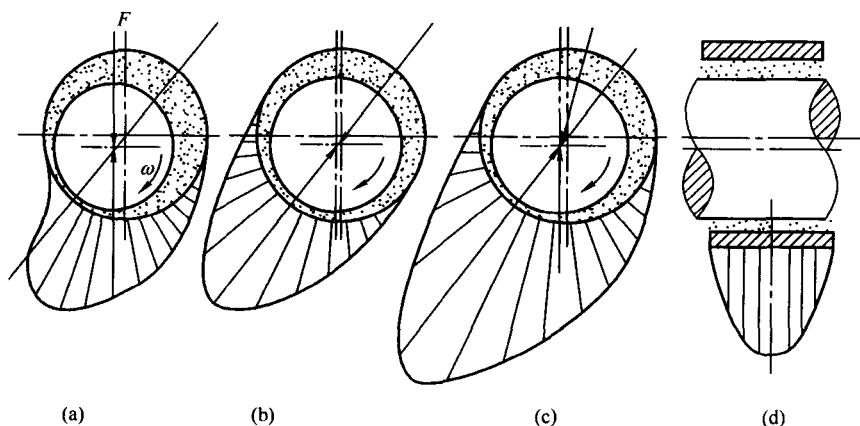


图 1-7 动压滑动轴承油膜压力分布

征摩擦面作平行移动对油膜的挤压作用, $w_1 - w_2$ 亦可写成 dh/dt 。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \times \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6u \frac{dh}{dx} + 12 \frac{dh}{dt} \quad (1-10)$$

式 (1-10) 左边两项反映切向和轴向油膜压力的分布 (见图 1-7), 方程右面第一项表明油楔作用, 第二项表明挤压膜作用。 dh/dt 表示在交变载荷作用下, 油膜受挤压时的效应。显然在稳定运转的轴承中 $dh/dt = 0$ 。

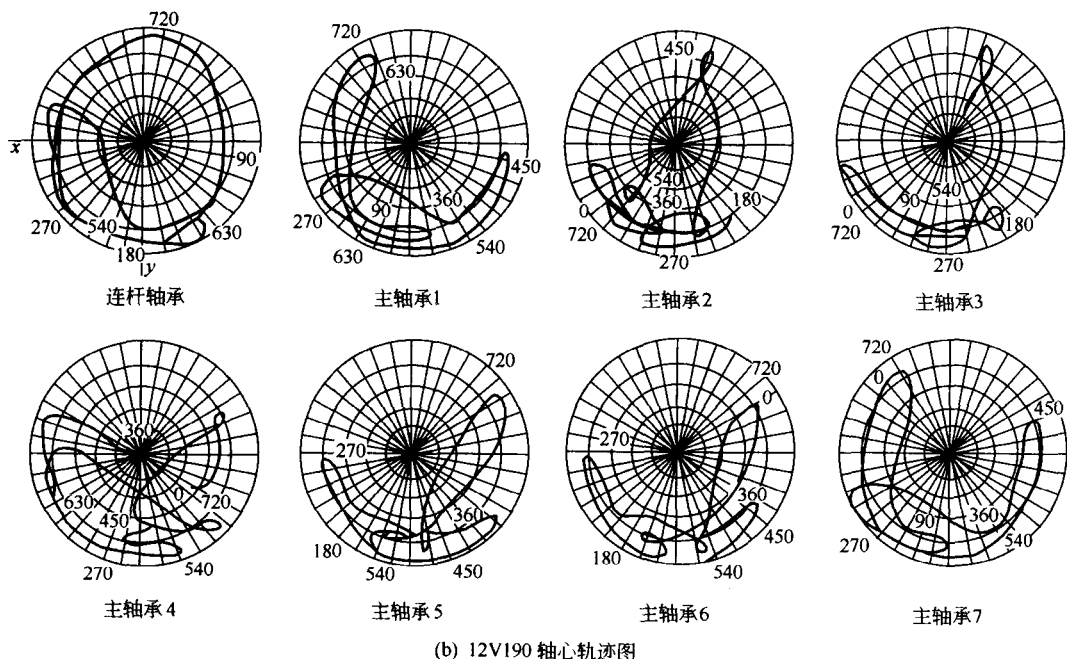
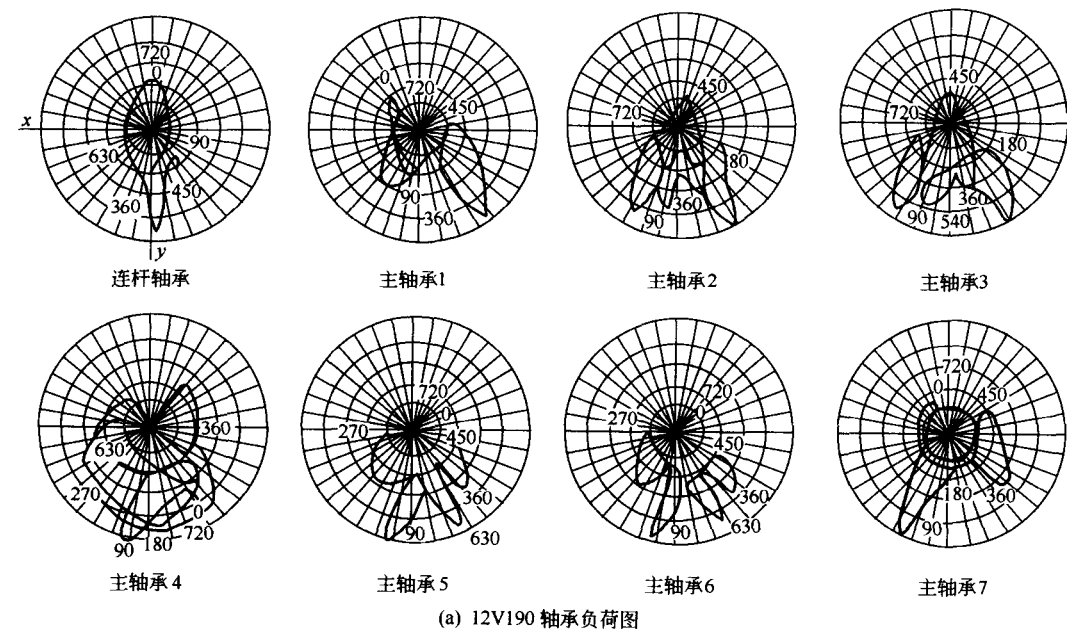


图 1-8 柴油机轴承负荷图及对应的油膜厚度轴心轨迹图

假设黏度 η 在 x 、 y 、 z 方向不变, 对于无限长轴承可简化为一维雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta u \frac{dh}{dx} \quad (1-11)$$

如果代入油压最大处 (即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$) 的油膜厚度 h_0 , 则无端泄的动压润滑雷诺方程式为

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta u \left(\frac{h - h_0}{h^3} \right) \quad (1-12)$$

对于无限短轴承, 雷诺方程式为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{6\eta u}{h^3} \times \frac{dh}{dx} \quad (1-13)$$

通过求解各种情况下的雷诺方程可以得到油膜压力的不同分布, 采用油膜作用区域的积分可以求得油膜压力的合力或者在 x 、 y 方向上的分力, 借助计算机可进行数值求解得到与轴承载荷相关的轴承承载系数, 通常设计时均有相应承载系数与偏心率, 最小油膜厚度的关系曲线可查。

对流体动压滑动轴承静特性计算一般包括: ①流体动力润滑计算, 确定承载能力、摩擦阻力及润滑油的流量; ②热平衡计算, 确定进出口温度, 防止轴承工作温度过高而导致润滑油失效及轴承合金及镀层材料的失效; ③最小油膜厚度的计算, 确定轴承正常工作时是否处于完全液体润滑状态下运转, 通常最小油膜厚度 $h_{\min}$ 应大于轴颈、轴承表面粗糙度及形位公差值。详细计算参阅有关文献, 此不赘述。

图 1-8 为典型的柴油机轴承负荷图及对应的油膜厚度轴心轨迹图, 由图可求得轴承的最小油膜厚度。由此可以判断轴承的工作可靠性, 确定轴承的可能磨损部位。