

## 前 言

本书是系统论述流体润滑理论的一本专著，着重介绍推力轴承、向心轴承和弹流润滑中出现的各种现象和本质问题，阐明其基本概念、基本理论和设计计算的方法。对于重要的基本方程，除给予必要的推导外，还作了较为深入的讨论。对所涉及某些专题的深入研究，则介绍了有关参考文献，以便读者在需要时查阅。

本书可作为高等工业院校高年级学生和研究生的教材，也可供从事机械设计教学、研究与技术工作的教师和厂矿技术人员参考。

本书第五、六、七、八、九章由马骥编写，第十章由全永昕编写，其余各章由周桂如编写，并由周桂如担任主编。

本书原稿承浙江大学郭本铁教授审阅，提出了许多宝贵意见，编者表示衷心感谢。

在本书编写工作中，刘向红、马明一、周晓辉三位同志协助完成了本书的全部图稿，在此谨致谢意。

限于编者水平，书中错误和不妥之处，欢迎读者批评指正。

编 者

1987年10月

# 目 录

<b>第一章 绪 论</b>	
§ 1.1 概述.....	( 1 )
§ 1.2 形成流体润滑膜的方法.....	( 2 )
<b>第二章 润滑剂及其主要性质</b>	
§ 2.1 概述.....	( 8 )
§ 2.2 润滑油.....	( 9 )
1. 粘度 .....	( 9 )
2. 粘度的换算 .....	( 13 )
3. 温度对粘度的影响 .....	( 16 )
4. 压力对粘度的影响 .....	( 21 )
5. 润滑油粘度的测量装置 .....	( 23 )
6. 润滑油的其它性质 .....	( 28 )
7. 润滑油的添加剂 .....	( 32 )
§ 2.3 润滑脂.....	( 35 )
§ 2.4 固体润滑剂.....	( 37 )
§ 2.5 气体润滑剂.....	( 39 )
<b>第三章 流体润滑的基本方程</b>	
§ 3.1 概述.....	( 43 )
§ 3.2 纳维—斯托克斯方程.....	( 44 )
§ 3.3 雷诺方程.....	( 50 )
1. 研究的假设 .....	( 50 )

2. 根据流体力学原理推导雷诺方程	( 51 )
3. 挤压油膜的雷诺方程	( 57 )
4. 雷诺方程的一般形式	( 58 )
5. 用于向心轴承中的雷诺方程	( 59 )
6. 由纳维—斯托克斯方程推导雷诺方程	( 61 )

#### 第四章 推力轴承

§ 4.1 概述	( 67 )
§ 4.2 可倾瓦式滑块轴承	( 68 )
1. 轴承中的油膜压力分布	( 68 )
2. 轴承的承载量	( 70 )
3. 支点位置	( 72 )
4. 摩擦阻力	( 74 )
5. 油流量	( 78 )
6. 润滑油温升	( 78 )
§ 4.3 固定瓦式的轴承	( 81 )
1. 倾斜平面的固定瓦轴承	( 81 )
2. 锯齿形瓦块轴承	( 82 )
3. 斜面平台瓦块轴承	( 83 )
4. 瑞利 (L. Rayleigh) 阶梯轴承	( 86 )
§ 4.4 有限宽瓦块的推力轴承	( 88 )
1. 鲍格利 (C. P. Boegli) 近似解法	( 89 )
2. 数值计算方法	( 92 )
3. 其它常用推力轴承的计算结果	( 96 )
§ 4.5 推力轴承瓦块的支垫	( 106 )

#### 第五章 向心轴承

§ 5.1 概述	( 109 )
§ 5.2 无限宽轴承	( 110 )
1. 轴承压力 $p$ 的分布	( 110 )

2. 承载能力	( 113 )
3. 承载能力计算中的边界条件讨论	( 114 )
4. 索默菲尔德参量	( 122 )
5. 轴承包角对承载能力的影响	( 125 )
6. 摩擦力计算	( 126 )
7. 油流量	( 130 )
§ 5.3 窄轴承	( 132 )
1. 压力方程	( 132 )
2. 承载能力	( 133 )
3. 偏位角	( 135 )
4. 油流量	( 136 )
§ 5.4 有限宽轴承	( 137 )
§ 5.5 多瓦轴承和其它向心轴承简介	( 139 )
1. 三瓦轴承(固定式)	( 139 )
2. 三瓦轴承(活动铰支式,即可倾瓦式)	( 141 )
3. 三油叶轴承	( 141 )
4. 椭圆轴承(柠檬轴承)	( 143 )
附录	( 145 )

## 第六章 交变载荷和挤压膜

§ 6.1 概述	( 149 )
§ 6.2 挤压膜项对圆柱轴承的影响	( 151 )
1. 只有挤压膜项时有限宽轴承的压力方程	( 151 )
2. 有限宽轴承的挤压力	( 152 )
3. 无限宽轴承的挤压力	( 153 )
4. $\dot{e}$ 的物理量概念	( 155 )
§ 6.3 平行板受挤压	( 156 )
1. 无限宽平行板	( 156 )
2. 有限宽平行板	( 158 )

3. 平行圆板·····	( 158 )
<b>第七章 向心滑动轴承的动特性</b>	
§ 7.1 概述·····	( 161 )
§ 7.2 关于涡动的概念·····	( 162 )
1. 涡动产生的机理·····	( 162 )
2. 涡动的特征·····	( 163 )
§ 7.3 轴承工作时的失稳问题·····	( 167 )
1. 当存在涡动时有限宽轴承的雷诺方程表达式·····	( 167 )
2. 油膜的刚度系数和阻尼系数·····	( 170 )
3. 油膜刚度系数和阻尼系数的计算确定法·····	( 171 )
4. 油膜支承转子的稳定性·····	( 177 )
5. 劳斯—赫尔维茨 (Routh-Hurwitz) 判据·····	( 183 )
§ 7.4 失稳转速的计算·····	( 184 )
§ 7.5 求解单个圆盘转子轴承系统失稳转速的步骤 与概念小结·····	( 189 )
1. 求解失稳转速的步骤·····	( 189 )
2. 某些概念总结·····	( 189 )
§ 7.6 多质量转子轴承的失稳转速·····	( 191 )
1. 对轴承呈对称分布的多质量转子系统·····	( 191 )
2. 对轴承呈不对称分布的多质量转子系统·····	( 199 )
<b>第八章 静压支承</b>	
§ 8.1 概述·····	( 201 )
§ 8.2 静压轴承的工作原理·····	( 202 )
§ 8.3 节流器·····	( 205 )
§ 8.4 静压推力轴承·····	( 207 )
1. 流量计算·····	( 208 )
2. 承载能力·····	( 210 )
3. 油腔压力的变化·····	( 212 )

§ 8.5 定流量式的静压支承 .....	( 215 )
§ 8.6 某些优化问题 .....	( 217 )
1. 承载能力 .....	( 218 )
2. 轴承中的油流量 .....	( 218 )
3. 抽吸功率 .....	( 219 )
4. 油膜刚度 .....	( 220 )
<b>第九章 含油轴承</b>	
§ 9.1 概述 .....	( 222 )
§ 9.2 含油轴承的润滑机理 .....	( 223 )
1. 润滑油的渗出机理 .....	( 223 )
2. 润滑油向基体孔隙的回渗作用 .....	( 224 )
§ 9.3 含油轴承的润滑方程 .....	( 227 )
1. 压力方程 .....	( 227 )
2. 承载能力 .....	( 231 )
<b>第十章 弹性流体动力润滑</b>	
§ 10.1 概述 .....	( 235 )
§ 10.2 刚性线接触的润滑理论 .....	( 237 )
§ 10.3 重载接触时的润滑问题 .....	( 243 )
1. 润滑油的压力—粘度效应 .....	( 243 )
2. 接触表面的弹性变形 .....	( 245 )
§ 10.4 线接触弹性流体动力润滑理论 .....	( 247 )
1. 润滑机理 .....	( 247 )
2. 艾特尔—格鲁宾理论 .....	( 251 )
3. 道森理论 .....	( 254 )
4. 影响压力分布和油膜形状的诸因素 .....	( 257 )
§ 10.5 线接触弹流润滑状态图 .....	( 263 )
§ 10.6 弹性流体动力润滑的实验 .....	( 265 )
§ 10.7 点接触弹性流体动力润滑 .....	( 269 )

§ 10.8 部分弹性流体动力润滑·····	( 276 )
<b>第十一章 滑动轴承中的油膜温度问题</b>	
§ 11.1 概述·····	( 283 )
§ 11.2 有效粘度法·····	( 285 )
§ 11.3 能量方程·····	( 289 )
1. 能量方程的推导·····	( 289 )
2. 能量方程沿膜厚方向的积分形式·····	( 295 )
<b>第十二章 紊流和惯性效应</b>	
§ 12.1 概述·····	( 300 )
§ 12.2 层流到紊流的转变·····	( 301 )
§ 12.3 紊流状态的表达式·····	( 305 )
§ 12.4 紊流问题的解法·····	( 307 )
§ 12.5 惯性的影响·····	( 313 )

# 第一章 绪 论

## § 1.1 概 述

润滑的目的是用某种润滑材料构成的一层膜来把作相对运动的两个表面分开，以不损坏这些表面，并使滑动过程中表面间的摩擦阻力尽可能地减小。

早在五千年以前，我国及古埃及等国家的人民就已知道了润滑的功用，把动物脂肪加于车轮的轴承中去，以减少机件间的摩擦和磨损。但对于润滑学的系统研究，则直到19世纪末期才逐渐展开。1883年，英国托尔（B. Tower）对火车轮轴的滑动轴承作了实验研究，发现了轴承中有流体动压现象存在<sup>[1]</sup>。同一年，俄国的彼得洛夫（Н. П. Петров）发表了同心圆柱体间的摩擦及润滑问题的论文<sup>[2]</sup>，他的结论在润滑问题研究中至今仍常应用。1886年，雷诺（O. Reynolds）在不知道彼得洛夫研究工作的情况下，对托尔实验中出现的现象应用数学和流体力学的原理作了分析研究，发表了著名的学术论文，推导出了雷诺方程，从而为流体润滑理论的研究奠定了基础<sup>[3]</sup>。以后，索默菲尔德（A. Sommerfeld）在1904年对无限宽圆柱轴承求得了雷诺方程的解析解<sup>[4]</sup>，米歇尔（A. G. M. Michell）在1929年对无限窄轴承提出了近似解，沃克维克（F. W. Ocvirk）在1953年更进一步发展了窄轴承理论<sup>[5]</sup>，使之在工程上获得了实际应用。另外还有许多学者则采用差分、变分及有限元素等方法研究了有限宽轴承的数值解，得到了更为实用的结果。



对于高速下运转的向心滑动轴承，常会产生流体动力的不稳定性问题，出现油膜涡动及油膜振荡现象。自本世纪50年代以来，许多学者如平克斯（O. Pinkus）、伦特（J. W. Lund）及格林尼克（J. Glienicke）等均对此作过研究，迄今已建立了一些计算准则<sup>[6~8]</sup>。

对于线接触及点接触的滚动件在重载条件下的润滑问题，必须考虑接触时零件表面间的弹性变形及润滑剂的压力—粘度效应，自1949年格鲁宾（A. H. Грыбин）提出了弹性流体动力润滑（Elastohydrodynamic Lubrication，缩写为EHL）下著名的计算公式以来<sup>[9]</sup>，道森（D. Dowson）、希金森（G. R. Higginson）及郑绪云（H. S. Cheng）等学者又作了进一步的深入研究<sup>[10,11]</sup>。30多年来，弹性流体动力润滑已形成了润滑理论中的一门重要分支，并已日趋成熟。

随着对轴承工作要求的提高和科学技术的发展，流体润滑中的紊流问题、惯性效应、流体层中的热效应问题，以及非牛顿流体的润滑问题等等，许多学者正纷纷开展研究，这些问题虽还未完全解决，但迄今已取得了一定的进展，因而使润滑理论这门学科不断更趋完善<sup>[12~16]</sup>。

因此，这一学科如从1886年雷诺奠定其学科基础算起，虽然还只有一百多年的历史，但它在摩擦学范畴内的三个分支（摩擦、磨损和润滑）中，已较为成熟。

## § 1.2 形成流体润滑膜的方法

在一定的条件下，两摩擦表面可以被一薄层粘性流体完全分开，并由所建立的流体膜压力平衡外载荷，这种状态称为流体润滑。由于两摩擦表面不直接接触，当两表面发生相对运动时，就只在流体的分子间发生摩擦，因而流体润滑的摩擦性质完全决定于

流体的粘性。所用的粘性流体可以是液体，如各种润滑油和水，也可以是气体，如空气、氢、氦等，前者称之为液体润滑，后者称之为气体润滑。

流体润滑有很多优点，主要是：摩擦系数很小（完全液体润滑时通常约为0.001~0.008，气体润滑时则更小），所以由摩擦引起的功率损失也小，并可大大降低磨损和改善摩擦副的工作性能，延长其使用寿命。

依据润滑膜压力产生的原理不同，流体润滑可以分为流体静力润滑（Hydrostatic Lubrication）和流体动力润滑（Hydrodynamic Lubrication）两大类。

流体静力润滑，系靠外部的油泵把压力油送入支承面，把两表面隔开，从而建立润滑油膜支承外载荷。工作时，压力油由供油孔进入油腔，然后从间隙周围流出，如图1-1所示。在流体静力润滑轴承中，油膜的承载能力决定于轴承的尺寸、供油压力  $p_s$ 、间隙  $h$  及润滑油粘度  $\eta$ ，而与两表面间的相对运动速度  $U$  无关。

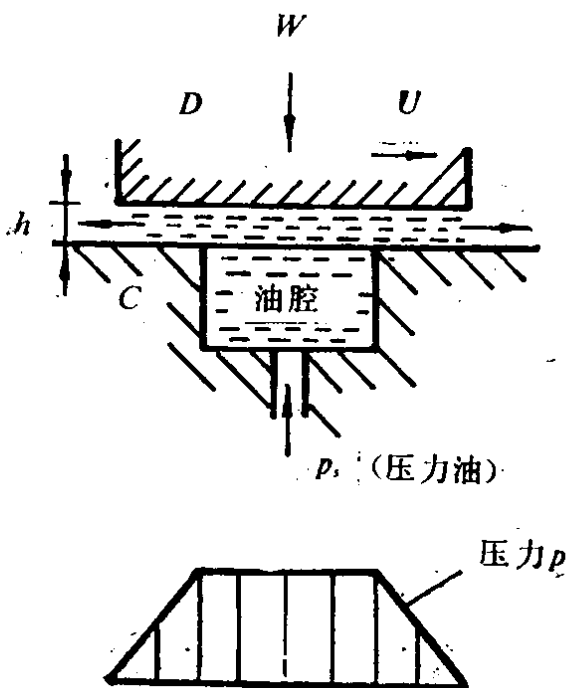


图1-1 流体静力润滑轴承  
(静压轴承)中的油膜

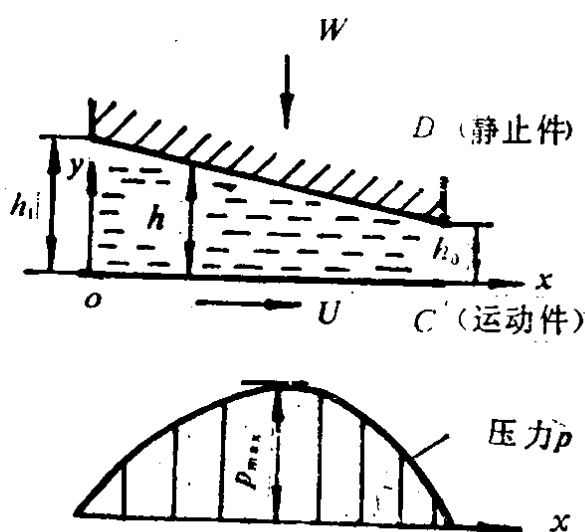


图1-2 楔形油膜

因此，它在很高或很低的速度下均能可靠地工作。

流体动力润滑，则系由摩擦表面的几何形状和相对运动，借助粘性流体的动力学作用，使其产生润滑油膜压力来支持外载荷。根据两表面间几何形状、相对运动速度和承载区表面变形等的不同，它又可分为以下几种：

(1) 靠两表面间的收敛楔形间隙形成流体动力油膜。在流体动力润滑问题中，这是最普遍的。如图1-2所示，有了楔形收敛间隙，再加上运动件有足够的速度 $U$ 和一定的润滑剂粘度 $\eta$ ，就可能建立起流体动力油膜，产生压力 $p$ 并支承载荷 $W$ 。

楔形间隙建立流体动压力的机理，我们将在下面几章中加以研究。

根据理论研究和实验验证，两表面间的形状，除图1-2所示直线形的单斜楔外，也可以是曲线形或一斜线和一平行直线组成的收敛形，甚至两段平行直线所组成的收敛阶梯形(见图1-3(a)~(e))，它们均能产生流体动压力。

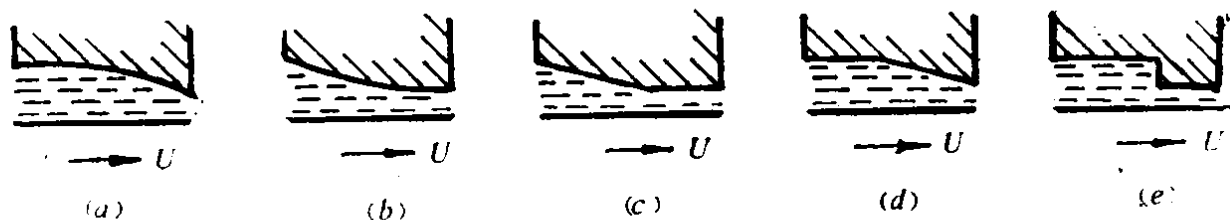


图1-3 不同形状的楔形油膜

向心滑动轴承间，因有一定的配合间隙(图1-4)，当轴颈在轴承中转动时，相当于具有一个曲线形的收敛间隙，故当其他条件具备时，间隙中也能形成流体动力油膜。

(2) 靠油的压力效应及两金属表面受载时的弹性变形形成流体动力油膜。在齿轮、凸轮及滚动轴承等滚动零件(图1-5)工作时，由于受载前为线接触或点接触，受载时接触区内的压力很大(有时可达 $p = 3\text{GN/m}^2$ 或更高)。在这样高的压力下，金属表

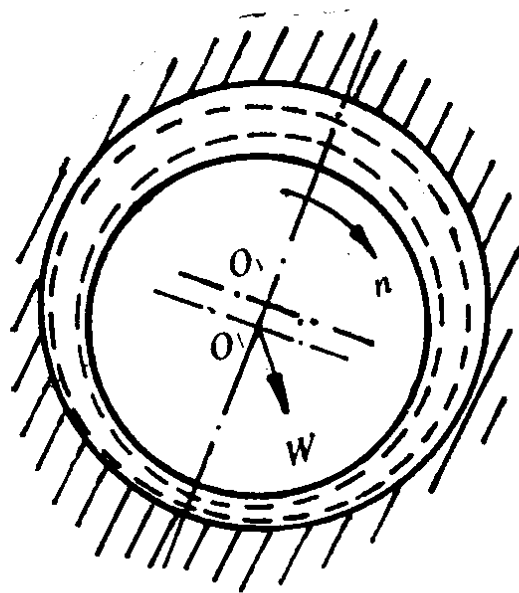


图1-4 向心滑动轴承中的油膜

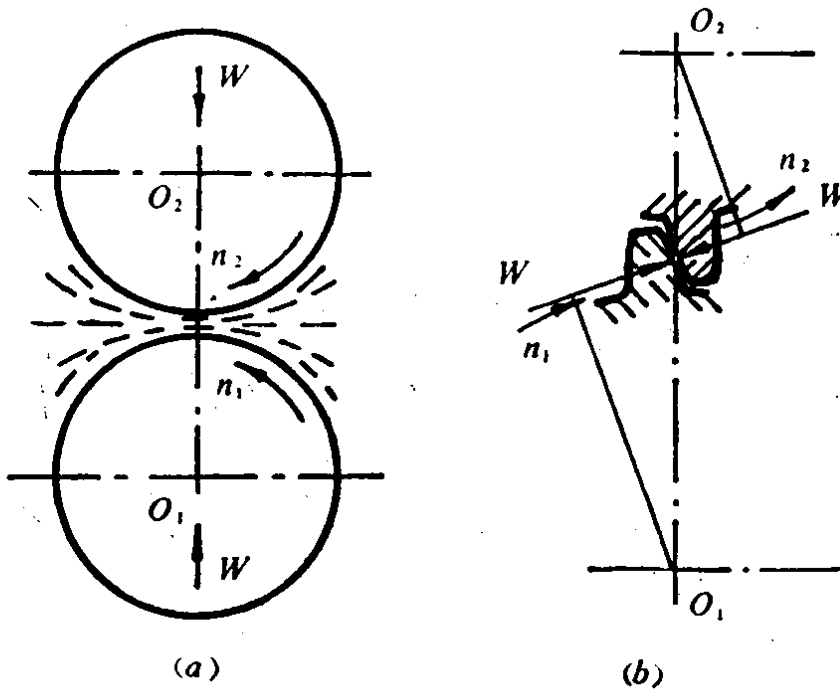


图1-5 圆盘(a)和齿轮(b)的润滑

面将发生弹性变形，并且润滑油的粘度也将显著增高。这二者的综合作用，可使表面间建立起一层很薄的压力油膜。这种润滑称为弹性流体动力润滑。

(3) 靠两平行金属表面的热变形效应产生楔形间隙（称热楔形）建立油膜。这种油膜一般只在外载荷不大时才有可能形成（如机床导轨处）。

(4) 靠两表面间的法向挤压运动建立油膜压力。如图 1-6 所示，上板 C 以速度  $V = dh/dt$  向下板 D 作法向接近时，油层中将产生压力，迫使润滑油向间隙周围流出，并支承外载荷，这种油膜称为挤压油膜。

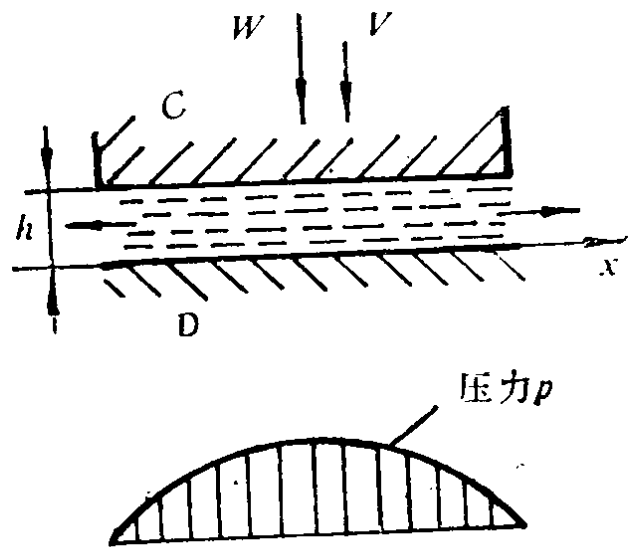


图1-6 挤压油膜

如果两金属表面间能建立一层完整的流体润滑膜，

则表面间几乎可以不发生磨损。但如果某些条件不完备，则因金属表面上有粗糙不平，就会产生局部接触，破坏润滑膜的连续性。这时的润滑状态就不再是完全的流体润滑，而变为不完全的流体润滑或边界润滑了。

虽然流体润滑膜通常是十分有用的，但有时它也出现在不希望发生的场合。例如，在潮湿天气下电气机车接电杆架与其导线之间形成的水膜会影响其导电性能，雨天汽车轮胎与路面间形成的水膜要影响汽车的驱动和制动性能，这些显然都是不利的。

润滑油是应用最广泛的润滑剂。在有些高速轻载条件下运转的机械设备中，也有采用空气或其它气体作润滑剂的，这时我们常称它为气体润滑，但就其实质而言，它也是流体润滑的一种。

在本书中，我们将结合各种轴承等机械零部件的情况，对润滑问题分别进行讨论。

### 参 考 文 献

- [1] Tower, B., "First Report on Friction Experiments", Proc. Inst. Mech. Engrs., 1883
- [2] Petroff, N.P., "Friction in Machines and the Effect

- of the Lubricant" ,Engineering Journal, St. Petersburg, 1883, (In Russian)
- [ 3 ] Reynolds, O., "On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Tower's Experiments" , Philos. Trans. R. Soc., London., Vol. 177, 1886
- [ 4 ] Sommerfeld, A., "Zur Hydrodynamische Theorie der Schmiermittelreibung" , Z. Math. Phys., Vol. 50, 1904
- [ 5 ] DuBois, G.B. and Ocvirk, F.W., "Analytical Derivation and Experimental Evaluation of Short Bearing Approximations for Full Journal Bearings" , N.A.C.A. Tech. Rep., 1157., 1953
- [ 6 ] Pinkus, O. and Sternlicht, B., "Theory of Hydrodynamic Lubrication" , McGraw-Hill, 1961
- [ 7 ] Lund, J.W., "Spring and Damping Coefficients for the Tilting Pad Journal Bearing" , Trans. ASLE., Vol. 7, 1964
- [ 8 ] Glienicke, J., "Theoretische und Experimentelle Ermittlung der Systemdämpfung Gleitlagerter Rotoren und ihre Erhöhung durch eine äußere Lagerdämpfung" , Fortschritt-Berichte der VDI Zeitschriften, Reihe 11, Nr. 13, Dez., 1972
- [ 9 ] Грубин, А.Н., "Основы Гидродинамической Теории Смазки Тяжело Нагруженных Цилиндрических Поверхностей, ЦНИИТМАШ, Книга, 30, 1949
- [ 10 ] Dowson, D. and Higginson, G.R., "Elastohydrodynamic Lubrication" , 2nd Ed., Pergamon, Oxford, 1977
- [ 11 ] Cheng, H.S., "Elastohydrodynamic Lubrication" , 1979
- [ 12 ] Cameron, A., "The Principles of Lubrication" , 1st Ed., Longmans Green & Co., 1966
- [ 13 ] Szeri, A.Z., "Tribology, Friction, Lubrication and Wear" , McGraw-Hill, 1980
- [ 14 ] Halling, J., "Principles of Tribology" , Macmillan Press, 1975
- [ 15 ] Moore, D.F., "Principles and Applications of Tribology" , Pergamon, 1975
- [ 16 ] Fuller, D.D., "Theory and Practice of Lubrication for Engineers" , 2nd Ed., John Wiley & Sons, 1978

## 第二章 润滑剂及其主要性质

### § 2.1 概 述

在现代工业中，润滑剂的种类是多种多样的。只要能降低组成摩擦副的两相对运动表面间的摩擦阻力的介质都可用作润滑剂。常见的有液体的，固体的，气体的以及半液体的等几大类。

应用最广的是液体润滑剂，而其中又以润滑油的应用最多。水和液态金属（如汞、钾、钠、锂等）也是液体润滑剂，前者主要用于润滑在水中工作的非金属轴承，而后者则主要用于宇宙空间等特殊场合的润滑。

固体润滑剂（如石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯等）和气体润滑剂（如空气、氮、氦等）则主要用于高温、高速或不允许被润滑剂污染的部件（如食品机械）以及一些不能接近的地方（如放射性辐射等处）。

润滑脂为半液体状的润滑剂，主要用于要求维护和密封简单之处。

润滑剂的作用，大致有以下几个方面：

(1) 减少摩擦和磨损：在摩擦表面间加润滑剂，可形成一层薄膜以分开两摩擦表面，使固体表面间的摩擦转为润滑剂分子间的内摩擦，这时，摩擦系数可显著降低。同时，由于两摩擦表面间存在润滑剂，可避免表面互相擦伤、研磨磨损或胶合磨损。即使摩擦面间嵌入微小的硬颗粒，也由于有润滑膜的保护作用，表面可避免或减轻擦伤。

(2) 冷却并降低温升：温升的降低，一方面由于摩擦系数降低，发热量减少；另一方面还由于润滑剂流经摩擦表面时能带走一部分热量。

(3) 防止锈蚀：润滑剂（特别是加入防锈添加剂的润滑剂）在表面上一般能形成表面膜，有保护金属机件不致遭到锈蚀的作用。

(4) 缓冲减振：润滑膜具有弹性和阻尼，能吸收机械振动的能量，转变为润滑剂的摩擦热而散掉。

此外，润滑剂还有密封，以及清洗摩擦表面带走机械杂质和其它污物的作用。

## § 2.2 润滑油

早期使用的润滑剂主要是动、植物油。这些润滑剂的油性好，但易氧化变质，使润滑性能恶化。随着石油工业的发展，用石油炼制的矿物润滑油已获广泛应用，我们平常所称的润滑油均指这种。

润滑油由于其化学成分不同，性能也各不相同。在润滑理论课程中，润滑油的粘度是评价其性质的最重要指标，因此本节中将主要讨论粘度及与之有关的因素。

### 1. 粘度

流体的粘性是流体内部对抗相对运动或变形的一种物理性质，也就是流体分子彼此流过时所产生的的一种内摩擦阻力。粘性的大小以粘度表示，通常，润滑油的“稠”和“稀”即是指其粘度的高低。

流动的液体可看作是无限多的极薄液层组成，液体的内摩擦或粘度的大小可用各液层相对滑动引起的剪切应力 $\tau$ 来衡量。如图2-1(a)所示，在两相邻薄层的界面 $AB$ 上，对速度较快的一



层（图中的上面一层）， $\tau$ 的方向与运动方向相反；而对速度较慢的一层（图中的下面一层），则 $\tau$ 的方向与运动方向相同。根据牛顿(I. Newton)粘性定律，流体间的粘性剪切应力 $\tau$ 与其剪

应变率 $\dot{\gamma}$  ( $\dot{\gamma} = \frac{du}{dy}$ ) 成正比例，即：

$$\tau \propto \dot{\gamma}$$

$$\text{或 } \tau = \eta \frac{du}{dy} \quad (2-1)$$

式中， $\eta$ ——比例常数，或称粘度系数，即绝对粘度，它的量纲为 $ML^{-1}T^{-1}$ 。

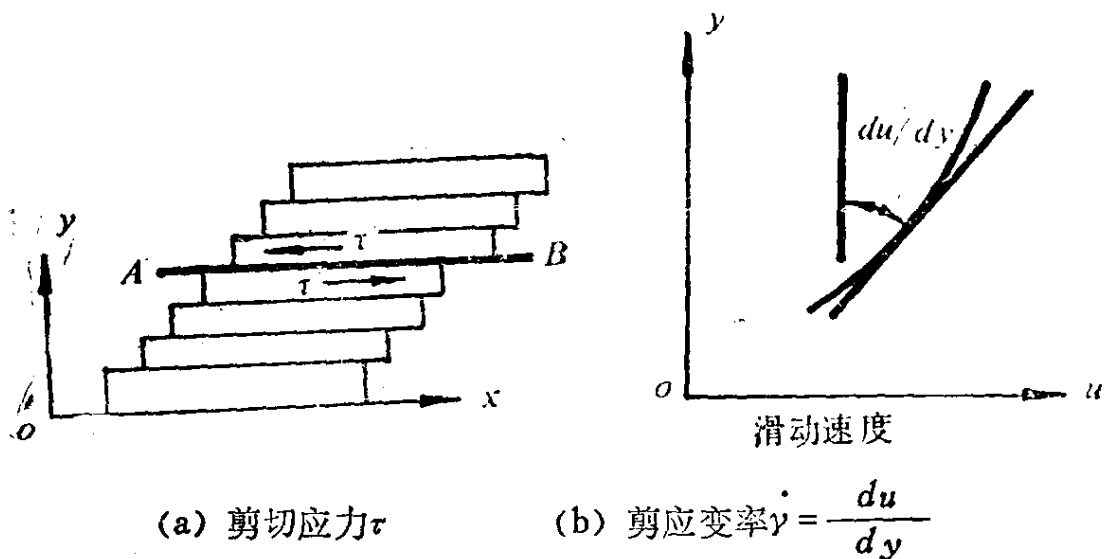


图2-1 液体层间的剪切应力 $\tau$ 与剪应变率 $\dot{\gamma}$

凡符合牛顿粘性定律的流体，称为牛顿型流体。不符合牛顿粘性定律、即剪切应力 $\tau$ 与剪应变率 $\dot{\gamma}$ 不成线性比例的流体，则称为非牛顿型流体。根据 $\tau$ 与 $\dot{\gamma}$ 关系曲线的不同特征，非牛顿型流体又可分为假塑性流体和膨胀性流体，如图2-2所示。其中假塑性流体在实际中的应用日渐增多，许多学者已对它的流变学性能和润滑性能作过研究，发表了很多的研究论文，如[1~4]等。

由石油炼制的润滑油，是由各种复杂的化合物成分所组成，组成油的成分不同，油的粘度也不同。