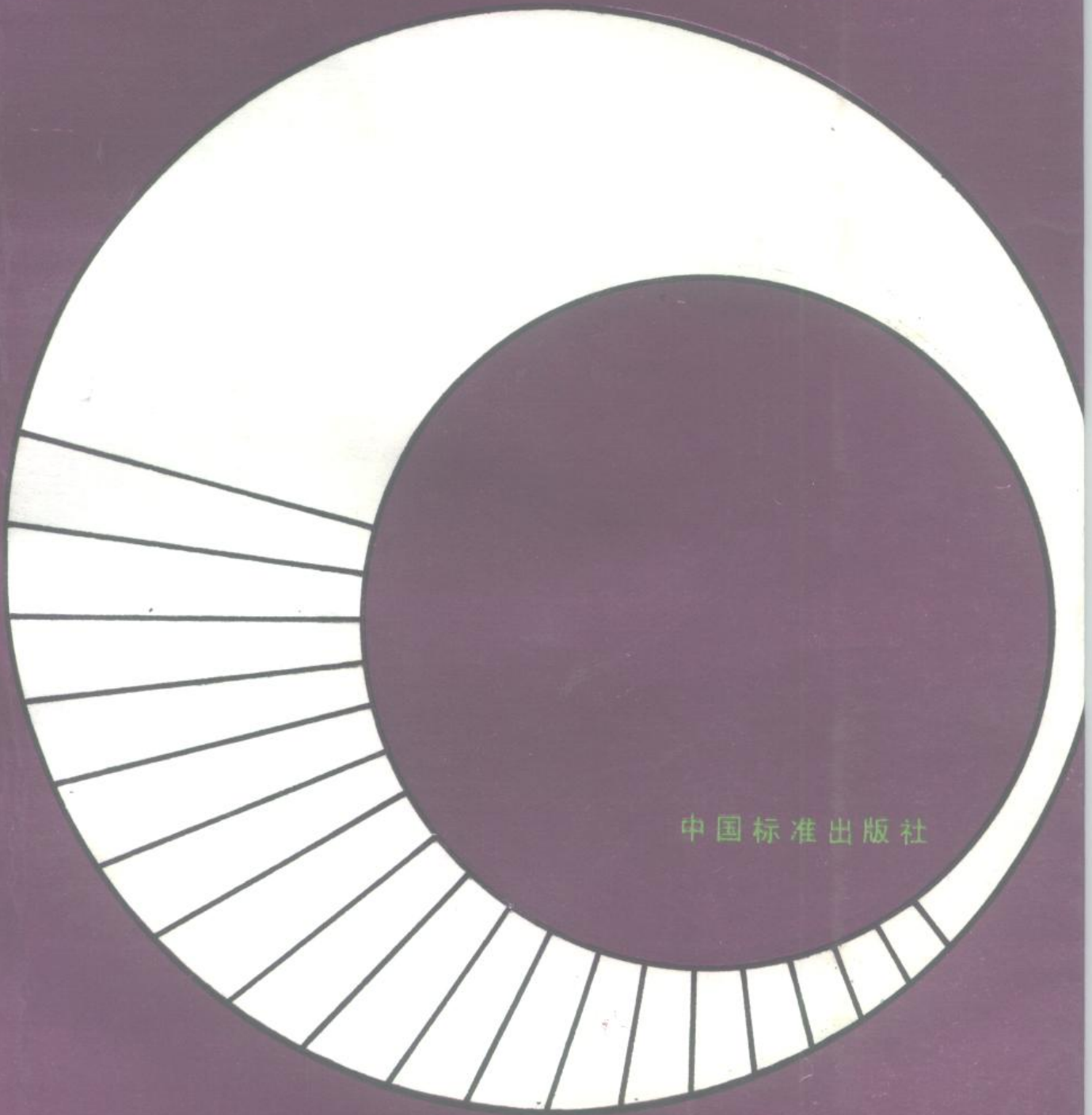


# 动态密封设计技术

刘令勋 刘英贵



中国标准出版社

372800

# 动态密封设计技术

刘令勋 刘英贵 编著



中国标准出版社

(京)新登字 023 号

### 内 容 简 介

本书系统全面地介绍往复轴密封、旋转轴径向密封、机械密封、非接触密封、船舶尾轴密封的密封机理、结构型式、密封特性、密封元件及系统设计等内容及密封材料的种类、规格及牌号、机械及物理性能等。可供从事机械设计、运行、维修的工程技术人员,以及从事密封研究、高等院校或专科学校有关专业的师生参考。

045769

动态密封设计技术

刘永刚、刘英贵 编著

责任编辑 郭丹

中国标准出版社出版  
(北京复外三里河)

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

版权专有 不得翻印

\*

开本 787×1092 1/16 印张 20 1/4 字数 500 千字

1993 年 11 月第一版 1993 年 11 月第一次印刷

\*

ISBN7-5066-0615-1/TH·030

印数 1-3 000 定价 17.00 元

\*

标目 289-072

# 前 言

流体密封技术在世界各国受到工程技术人员的极大重视,这不仅是因为它涉及到广泛的工程领域,与机器设备的正常运转密切相关,而且还与人类的安全和健康有关。

从工程角度看,现代工程对密封装置及系统的性能和可靠性要求,往往比许多复杂的零、部件重要得多。气动和液缸的使用寿命主要取决于密封装置。1986年,美国发射“挑战者”号航天飞机的悲剧,是由于助推火箭的O形密封圈失效所致,这仅仅是由于密封事故引起的重大工程悲剧事件之一。由密封事故引起的化学药剂、油料、燃料等的泄漏事件是屡见不鲜的。

从环境保护观点出发,决不允许机器及系统内部的油料、燃料、有害液体及气体等向周围环境中泄漏。如对可燃性气体及核辐射的密封,允许的泄漏量大大低于 $10^{-5}\text{cm}^3/\text{s}$ ,在某些情况下,甚至要求比该值还要低几个数量级。

技术的进步,促进了密封技术的发展;密封理论的进步,使许多密封装置的性能日臻完善,许多新型密封装置设计也应运而生。计算机的应用,使密封设计进入一个新的阶段;新型密封材料的开发及应用,对解决许多近代工程中的密封技术难题起了非常重要的作用。

然而在许多情况下,密封确实是非常棘手和难以解决的问题,尤其是动态密封中,存在着许多相互矛盾和制约因素。这些因素如泄漏、摩擦、磨损、润滑、温度等涉及到有关流体力学、固体力学、材料科学、机械设计学等许多领域的专门知识。解决动态密封的设计问题,可以说就在于如何利用上述这些学科中的专门知识,协调处理摩擦、磨损、泄漏、温度以及润滑等量之间的互相关系,以构筑一种可靠的经久耐用的密封系统。

本书从应用实际出发,较为全面和系统地介绍了往复轴密封、旋转轴径向密封、机械密封、非接触密封以及船舶尾轴密封的密封机理、结构型式、性能及影响因素。为了增加本书的实用性,在各章后面详细地介绍了各种密封设计的国家标准,以供广大的密封设计者和使用者选用。

密封材料是密封设计的重要内容,本书中专门开辟章节,对其进行较系统的介绍,并着重介绍国产常用密封材料的品种及主要物理、机械性能,以供选用参考。

本书中还介绍了采用计算机对密封元件及系统进行性能分析、模拟仿真、优化设计及计算机辅助设计等技术,希望能够推动计算机技术在密封设计中的应用。

本书第一、二、三、四、五章由刘令勋、陈国锋、刘炎编著,第六、七章由刘英贵、李素明编著。

编 者

1992年4月

# 目 录

第一章 密封基础和原理 .....	1
第一节 密封的分类 .....	1
第二节 密封机理 .....	2
第三节 密封摩擦 .....	7
第四节 磨损和寿命 .....	11
第五节 密封设计中的环境因素 .....	12
第六节 密封设计程序和基本方法 .....	12
第二章 往复轴密封 .....	22
第一节 密封原理 .....	22
第二节 O形圈密封 .....	26
第三节 Y形密封 .....	48
第四节 V形密封 .....	73
第五节 组合密封 .....	80
第六节 防尘圈 .....	102
第七节 活塞环密封 .....	114
第八节 密封系统最优化和计算机辅助设计 .....	118
第九节 小结 .....	128
第三章 旋转轴径向密封 .....	132
第一节 合成橡胶唇形密封 .....	132
第二节 聚四氟乙烯径向唇密封 .....	160
第三节 旋转轴组合密封 .....	163
第四节 旋转轴 O形密封 .....	170
第五节 有限元分析及优化设计 .....	173
第四章 机械密封 .....	182
第一节 机械密封的结构和分类 .....	182
第二节 机械密封的典型结构 .....	183
第三节 机械密封的基本理论 .....	188
第四节 密封端面间的摩擦和磨损特性 .....	198
第五节 密封性能及结构设计计算 .....	202
第六节 机械密封设计参数 .....	219

第七节	摩擦副材料的选配	219
第五章	非接触密封	222
第一节	间隙密封	222
第二节	迷宫密封	233
第三节	粘液密封	252
第四节	磁流体密封	256
第六章	船舶尾轴管密封	263
第一节	唇形密封	263
第二节	端面密封	271
第三节	机械密封	272
第四节	其他密封	278
第五节	密封试验	280
第七章	密封材料	283
第一节	密封材料的分类	283
第二节	橡胶密封材料	285
第三节	树脂型高分子密封材料	299
第四节	石墨密封材料	310
第五节	陶瓷密封材料	314
第六节	新型密封材料	317

# 第一章 密封基础和原理

## 第一节 密封的分类

根据密封元件间有无相对运动通常把密封分为静密封和动密封两大类。密封结合面间没有相对运动的密封称为静密封；密封元件间彼此有相对运动的密封称为动密封。

对于动密封而言，根据轴的运动形式可分为两种基本类型，即旋转轴密封和往复轴密封；也可根据密封元件之间是否接触而分为接触密封和非接触密封两大类。

密封的分类如图 1-1 所示。

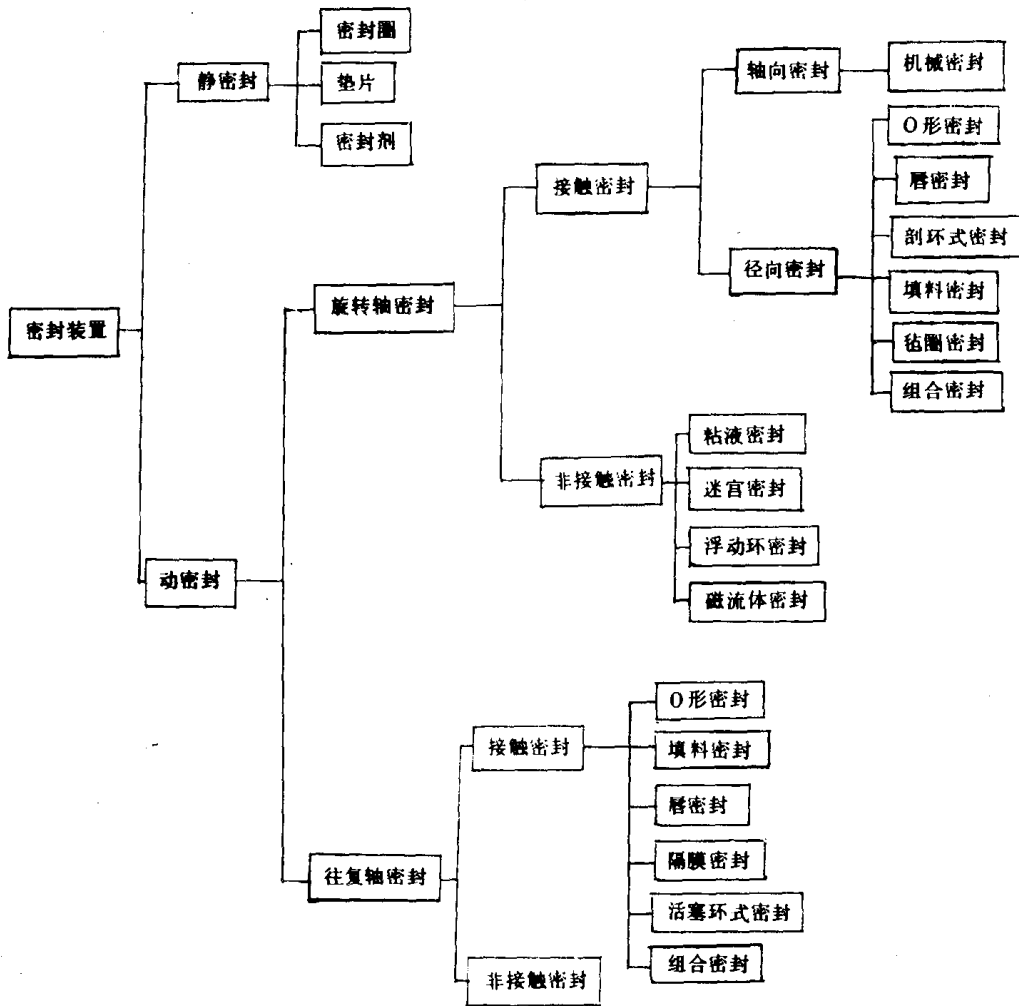


图 1-1 密封的分类

## 第二节 密封机理

动密封本质上是用来防止液体、固体和气体从机械零件的动、静接合面泄漏的装置。所有的接触密封(包括往复轴和旋转轴)不论设计成何种结构形式,都需要在装配状态下使密封配合面之间产生一个初始接触应力,这个初始接触应力使密封相配材料的表面产生变形,相互接触,堵塞流体通道,阻止液体的进出。

为了减小密封之间的摩擦,必须使密封面之间保持一层适当厚度的油膜,以避免因接触表面直接接触产生干摩擦。因此,一切接触型动密封均要在一定的润滑方式下工作。密封设计师的任务就是要使设计的密封能产生一层适当厚度的流体膜,并在工作过程中保持这一流体膜,这样的设计方法既能使密封有最小的泄漏率,又可避免过大的摩擦损失和过快地磨损,使密封系统有最小动力损失和最长使用寿命。

### 一、润滑方式

通常根据液膜厚度分为三种主要润滑方式,即边界润滑、混合润滑和弹性流体动压润滑。

#### 1. 边界润滑状态

在边界润滑状态,液膜厚度通常只有一个或几个单分子层,两表面之间由于加工粗糙度产生的微凸体相互接触,作用于接触表面的载荷几乎全部通过微凸体的变形来承受。在这种润滑状态下,摩擦系数很大,接触表面急剧磨损。

#### 2. 混合润滑状态

在这种润滑状态,液膜很薄,部分微凸体相互接触,载荷中的大部分由液膜承受,另一部分则由接触的微凸体承受;摩擦阻力的一部分是由液膜的剪切应力产生,另一部分则是由微凸体的相互接触产生的摩擦引起。由于两表面之间有相互接触作用,因此会产生磨损。处于这种润滑状态时,两表面的分离距离约等于表面粗糙度  $R_a$ 。

#### 3. 弹性流体动压润滑状态

在这种润滑状态下,接触表面完全被液膜隔开,液膜的厚度远远大于表面合成粗糙度  $R_a$ ,摩擦力由液膜的内摩擦所引起,由于表面间不发生直接接触,所以没有磨损。

#### 4. 相对运动表面的摩擦特性——Stribeck 曲线

Stribeck 在对滑动轴承进行试验时,发现相对滑动表面之间的摩擦系数与载荷  $F_N$ 、线速度  $v$ 、润滑液膜的粘度  $\eta$  有关。他通过许多试验得出一条曲线,称为 Stribeck 曲线,如图1-2所示。后来许多学者证实,这种曲线不仅适应于滑动轴承,而且适应于一切有相对滑动的表面。

对于一切动密封,包括旋转轴径向、端面密封及往复轴密封等,在边界润滑状况工作摩擦太大,温度高,磨损快,寿命短;在流体动压润滑状态工作时,液膜太厚,泄漏太大,密封性能太差;在混合润滑状态工作是合乎理想要求的,在这种润滑状态下工作,虽然存在一定的泄漏,但泄漏率小,而且根据 Stribeck 曲线得到,其摩擦系数也趋于最小。因此,对密封系统进行优化设计,就是要控制密封系统中接触区的液膜处在混合润滑状态下工作。



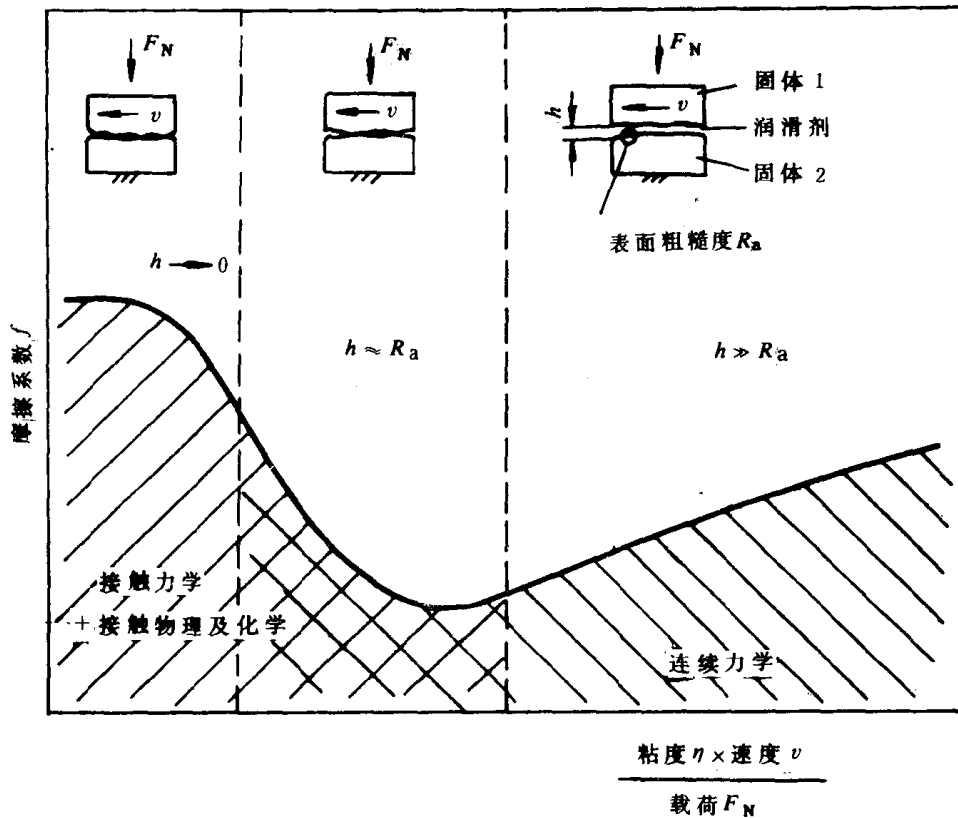


图 1-2 Stribeck 摩擦特性曲线

## 二、流体膜的形成

### 1. 流动的机理

假定相对滑动的两表面完全被液膜分开,则流体膜常表现出类似于牛顿粘性流体的性质,固体与紧贴密封面的液膜之间没有滑动。物体的力(引力和重力)与粘性剪切所发生的力相比,常可忽略不计;因为润滑剂的加速度只能产生微不足道的惯性力,流体膜可以当作压力和粘性力在各处都平衡的一种粘性流动来处理。粘性润滑剂的流动只有两种机理,表面运动和压力梯度。

#### 1) 表面流动

由于表面运动,速度是线性分布的,如图 1-3 所示。

每单位宽度的体积流量:

$$q_s = \frac{1}{2}(v_1 + v_2)h \quad (1-1)$$

在固体上的粘性剪切应力:

$$\tau = \pm \frac{\eta}{h}(v_1 - v_2) \quad (1-2)$$

式中:  $v_1, v_2$ ——表面移动速度;

$\eta$ ——液体的绝对粘度;

$s$ ——距离;

$h$ ——液膜厚度。

2) 压力梯度  $\frac{dp}{ds}$

由于压力梯度、速度是抛物线分布的,如图 1-4 所示。

每单位宽度的体积流量:

$$q_s = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{ds} \quad (1-3)$$

在固体上的粘性剪切应力:

$$\tau = -\frac{h}{2} \frac{dp}{ds} \quad (1-4)$$

3) 复合流动

由于表面运动和压力梯度二者结合,速度分布为抛物线和线性分布的组合,如图 1-5 所示。



图 1-3 表面流动

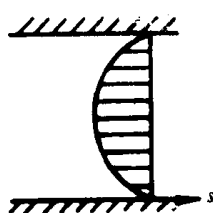


图 1-4 压力梯度流动

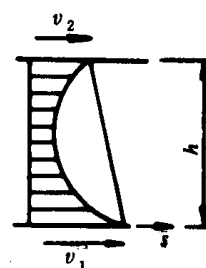


图 1-5 复合流动

每单位宽度的体积流量:

$$q_s = \frac{1}{2}(v_1 + v_2)h - \frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{ds} \quad (1-5)$$

在固体上的粘性剪切应力:

$$\tau = \pm \frac{\eta}{h}(v_1 - v_2) - \frac{h}{2} \frac{dp}{ds} \quad (1-6)$$

2. 压力的产生

在自润滑的流体膜轴承内产生压力的最重要作用是物理楔和挤压膜。

1) 物理楔

图 1-6 中所示为轴承的一般形状,其上边的垫是固定的,下边的表面以速度  $v$  运动,可以设想全部流动在平面内进行。因为在滑动方向的膜厚逐渐减小,表面运动作用(线性速度分布)在通过(a)、(b)及(c)截面时,带走的润滑剂的体积逐渐缩小。仅这种作用就违反流动的连续性要求,所以还必须引入第二种流动机理,即在滑动方向的压力梯度流动从(a)到(b)到(c)逐渐增加。唯一能达到这种流动的方法是在进口和出口处保持周

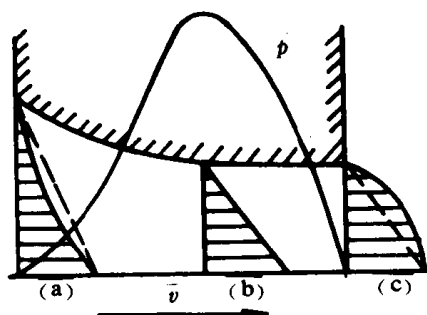


图 1-6 物理楔  
阴影面积(a)、(b)、(c)相等

围压力的同时,产生象图中所示的一般形状的压力分布。进口处的压力梯度保持流体向后,而在出口处则帮助把它推出去,以保持经过每个断面的体积流速相等。

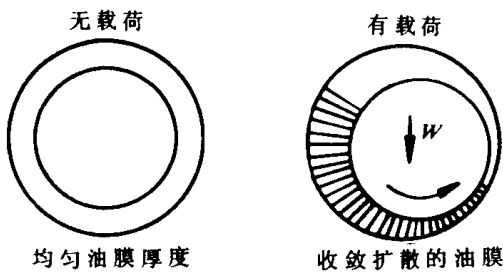


图 1-7 轴承内的偏心

Osborne Reynolds 于 1886 年第一次论证在载荷稳定的自作用轴承中,在滑动方向需要逐渐减少膜厚,这个重要的薄膜几何形状被定名为物理楔。楔的最佳几何形状是小斜度的长而薄的通道。瓦块的长度与最小膜厚之比常在  $10^3 \sim 10^4$  范围之内,对于推力轴承来说,最大与最小膜厚之比最佳约为 2,而对于径向轴承则在 2~10 之间。

在径向轴承内所加的载荷强迫轴颈在轴承内形成偏心位置,于是产生收敛膜,如图 1-7 所示。径向轴承的承载能力  $W$  可用下式表示:

$$W = \eta v b \left( \frac{d}{c} \right)^2 \cdot f \left( \epsilon, \frac{b}{d} \right) \quad (1-7)$$

式中:  $\eta$ ——绝对粘度;

$v$ ——轴表面速度;

$b$ ——轴承的轴向长度;

$d$ ——轴直径;

$c$ ——径向间隙;

$\epsilon$ ——偏心率。

## 2) 挤压膜

当液体陷入两个靠近的表面之间,就产生了这种效果。当膜薄得象正常润滑膜一样时,对短时间内的超载荷起到有价值的软垫作用。当表面彼此靠近时,就产生正压力,但由于分开而产生的低压常导致液膜破坏并形成气蚀,如图 1-8 所示。

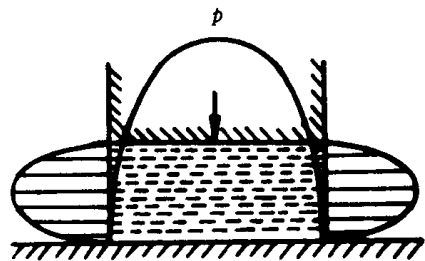


图 1-8 挤压膜

在恒定载荷  $p$  下,挤压膜在两平行平板间的膜厚要从  $h_1$  降到  $h_2$  所需的时间为  $t$ :

$$t = \frac{c\eta}{p} \left( \frac{1}{h_2^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \quad (1-8)$$

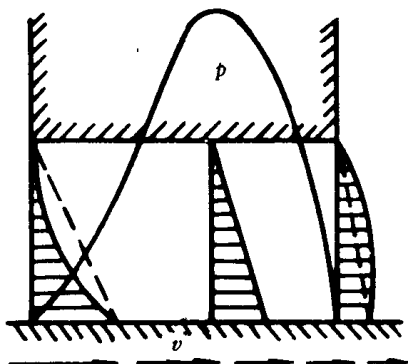


图 1-9 伸长作用

式中:  $\eta$ ——绝对粘度;

$c$ ——平板几何函数,量纲为长度的四次方。

## 3) 伸长作用

密封的接触表面大多是弹性的,会产生伸长作用,而且在轴表面伸长的程度随表面在轴上的位置而变化。为了产生正压力,必须降低在滑动方向的表面速度,如图 1-9 所示。

## 4) 密度楔

假使液膜的密度沿滑动方向变化,在入口处的表

面运动流动的质量流量将不同于相同作用的流出物。由于质量流的连续性,这个差异必须由产生一个平衡的压力梯度流量来消除,如图 1-10 所示。

### 5) 粘度楔

这种作用是由于润滑剂温度在横穿润滑膜厚度方向有变化因而产生的粘度变化所造成的。粘度低的润滑剂在恒定的应力下更容易剪切。在图 1-11 说明的例子中单靠表面运动流动作用会使进口和出口的流速不平衡。

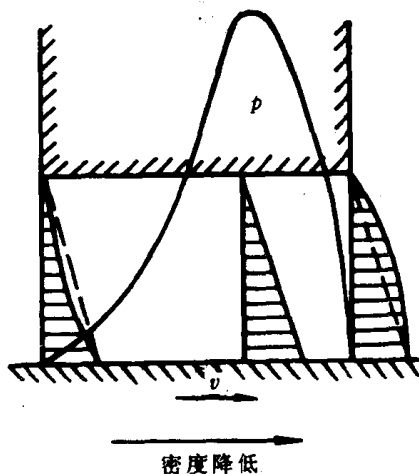


图 1-10 密度楔

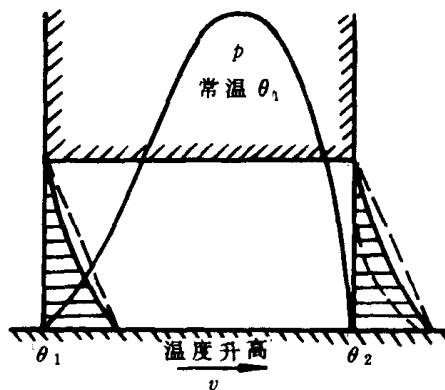


图 1-11 粘度楔

## 三、密封原理

### 1. 密封的接触压力

接触型密封的密封作用,主要靠在密封元件和被密封的金属表面之间产生的接触压力,以阻止被密封流体从密封元件和被密封的金属表面之间通过,起到密封作用。因此,接触压力的大小及其分布状况是决定密封性能的重要因素。

绝大多数用于高压流体的密封,通常设计成赋能型密封。赋能型密封能将流体的压力自动加到密封元件上,使密封元件产生变形,改变接触压力及它们的分布状况。这种密封的接触压力随被密封流体压力的变化而变化,因此能适用于各种压力状况。

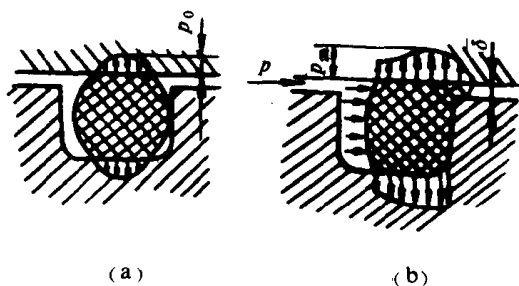


图 1-12 O 形圈密封的接触压力

$p_0$ —安装接触压力; $p_m$ —最大接触压力;  
 $\delta$ —密封间隙

以 O 形圈密封为例,在安装状态下,它们的截面直径通常被压缩 8%~25%,断面直径被压缩后由于橡胶的弹性变形就产生一定的接触压力,这种压力随断面压缩量的增加而增加,其分布情况如图 1-12(a)所示。

当被密封流体的压力增大时,在压力  $p$  作用下,O 形圈被压到沟槽的另一侧,并产生弹性变形,改变接触压力的大小及分布,增加的接触压力使密封元件更紧密地紧贴金属表面,有效地阻止压力流体向外泄漏,起到密封作用,接触

压力的分布状况如图 1-12(b)所示。

其他赋能形密封,如 U 形、V 形、L 形等,将密封流体压力  $p$  加到安装预压力  $p_0$  上,密封接触面的压力保持为  $p_0 + p$ ,以使其在各种压力下,均能保持良好的密封。

非接触密封是用一种极窄的间隙代替密封填料,因此,这类密封可完全避免摩擦和磨损。通过设计适当的间隙形状和尺寸,使间隙中产生一个极高的流阻,以使通过密封间隙的泄漏量保持在最低水平。间隙的形状可为光滑间隙、迷宫间隙和迷宫等类型。间隙密封的密封性由间隙的长度确定,而迷宫的密封性则由节流口的数目确定。

## 2. 液膜的生成

在高度挤压的密封面间液膜生成的理论有粗糙度、倾斜度和波纹度等,对于弹性橡胶、塑料等的密封,粗糙度理论更容易被理解。以橡胶唇形密封为例,密封元件模型如图 1-13(a)所示,唇口的接触压力分布如图 1-13(b)。由于轴相对于静止的密封元件旋转,因此这种不对称的压力分布会导致剪应力的形成而使弹性表面产生变形。图 1-13(c)和(d)表明橡胶唇下的表面粗糙度和液膜质点的分布。旋转时原来与运动表面成直角的假想线按轴旋转方向转了一个角度。这表明存在着一种取向效应,这种取向效应可能起源于表面的不规则性或橡胶中填充料的分布状况,它为唇下的流体提供了一个较之横向流动更易流动的方向,如图 1-13(e)所示。

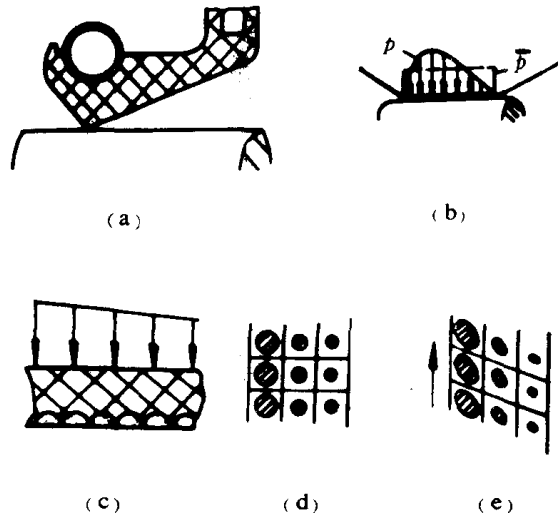


图 1-13 唇密封的接触压力及油膜形成原理  
(a)唇密封;(b)接触压力分布;(c)唇下表面粗糙度;  
(d)液膜的质点;(e)液膜质点的流动方向

很明显,在密封唇口下有两种效应在发生作用。第一种是表面张力,它通过液体的浸润作用和润滑膜的形成并相应渗入密封间隙中而将密封唇口托起;第二种是将挤入的油液送回油腔的“泵汲”作用。这样,油液进行交换,且避免了油液的过载。

对旋转轴和往复轴密封来说,液膜的生成和保持合适的厚度是很重要的。通常在弹性流体动压润滑状态时,液膜的厚度约为  $0.25 \sim 2.5 \mu\text{m}$  之间,而密封则要求在混合润滑状态下工作,因此液膜厚度应小于  $0.25 \mu\text{m}$ 。

## 第三节 密封摩擦

### 一、摩擦力

对于接触型动密封而言,密封动静表面之间有相对滑动。为了保持密封,在密封相对滑动面之间必须施加一定的正压力。在没有楔合情况下,密封摩擦力  $F$  与有效接触压力成

正比,即

$$F = \mu \cdot p_e \cdot a \cdot b \quad (1-9)$$

式中: $\mu$ ——摩擦系数;

$p_e$ ——有效接触压力;

$a$ ——密封接触面宽度;

$b$ ——密封接触面长度。环形密封时, $b = \pi d$ , $d$ 为密封轴直径。

通常,密封摩擦力与密封结构、材料、流体类型、性质和液体压力、温度、摩擦速度以及表面粗糙度等许多因素有关,考虑到这些因素时,可将密封摩擦力表示为:

$$F = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot \mu \cdot v \cdot p_e \cdot a \cdot b \quad (1-10)$$

式中: $K_1$ ——由密封结构和材料确定的经验系数;

$K_2$ ——表面光洁度相关系数;

$K_3$ ——与流体类型和性质相关的系数;

$K_4$ ——与温度相关的系数;

$v$ ——摩擦速度。

## 二、摩擦系数

各种不同的密封材料都有其各自的摩擦特性。在多数情况下,非金属密封材料不存在表面氧化膜的问题,污染对它的影响也不大。

**橡胶:**橡胶密封材料较软,有很大的弹性,摩擦系数随滑动速度的不同而变化。滑动速度很低时,静摩擦系数大于动摩擦系数;滑动速度较高时,会出现尖声和哑声;橡胶与其它材料进行干摩擦时,在正常速度下,摩擦系数可高达0.8~1.0左右。就合成橡胶而言,在低压情况下,材料愈硬,摩擦愈大;材料愈软,则摩擦愈小。

摩擦系数也是压力的函数,但确切的变化关系尚未建立起来,大体上说,低压时摩擦系数大,高压时,摩擦系数小。如图1-14所示。

**塑料:**塑料是一种粘弹性体,摩擦系数随滑动速度和表面粗糙度不同而在一个较大的范围内变化,聚四氟乙烯的摩擦系数很低,与普通碳钢对磨时,其摩擦系数约为0.02~0.05。

**碳-石墨:**碳-石墨也是一种常用的密封材料,摩擦系数受湿气的的影响很明显。例如,石墨在高真空中将失去润滑作用,摩擦系数很大;在湿空气中,摩擦系数为0.06~0.10;在干燥空气中(相对湿度在6%以下)摩擦时,石墨将会烧着。

常用密封摩擦副材料的摩擦系数见表1-1。

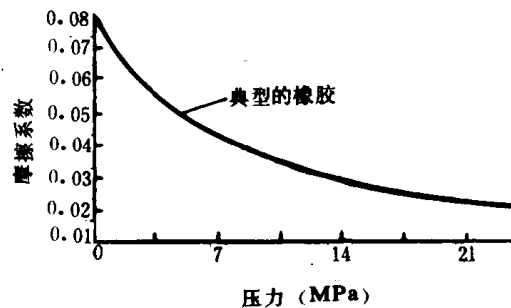


图 1-14 橡胶的摩擦系数随压力的变化

表 1-1 常用密封摩擦副材料的摩擦系数

摩擦副材料	摩擦系数 $\mu$	
	无润滑	润滑后
皮革-铸铁或钢	0.30~0.50	0.12~0.15
毛毡-铸铁或钢	0.22	0.18
铸铁-皮革	0.28~0.55	0.12~0.15
铸铁-橡胶	0.8	0.5
石棉基材料-铸铁或钢	0.25~0.40	0.08~0.12
黄铜-硬橡胶	0.25	—
青铜-硬橡胶	0.36	—
青铜-树脂	0.21	—
钢-粉末冶金	0.35~0.55	—
45号淬火钢-聚甲醛	0.46	0.016
45号淬火钢-聚碳酸脂	0.30	0.03
45号淬火钢-尼龙9 (加3%MoS <sub>2</sub> 填充料)	0.57	0.02
45号淬火钢-尼龙9 (加30%玻璃纤维填充物)	0.48	0.023
45钢(淬火)-尼龙1010 (加40%玻璃纤维填充)	0.07	—
45钢(淬火)-氯化聚醚	0.35	0.034
钢-聚四氟乙烯	0.05~0.10	—
45钢-特殊橡胶	—	0.02~0.15
45钢-鞣制皮革	—	0.06~0.16
45钢-氯丁橡胶	—	0.02~0.12
石墨-石墨	0.25	—
高强度石墨-高强度石墨	0.24	—
高强度石墨-钢(表面抛光)	0.35	—
尼龙66-钢	0.15~0.40	—
超高分子量聚乙烯-钢	0.10~0.22	—

## 1. 摩擦系数与加工方法和表面粗糙度的关系

图 1-15 给出了三种不同加工方法制造的液压缸筒的摩擦系数。冷锻加工后,材料粗糙,随着密封压力的增加,摩擦系数增加很快。滚压加工,材料表面比较细腻,摩擦系数增加相对较慢。通常,密封表面粗糙度以  $R_a=0.2\sim 0.4\mu\text{m}$  为优,粗糙度过低或过高均会使摩擦系数增加,其关系如图 1-16 所示。

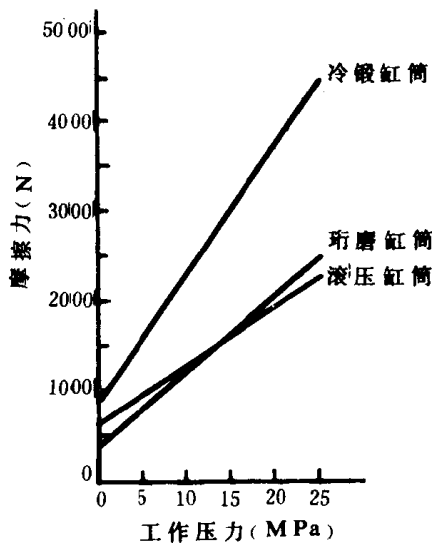


图 1-15 加工方法对摩擦系数的影响

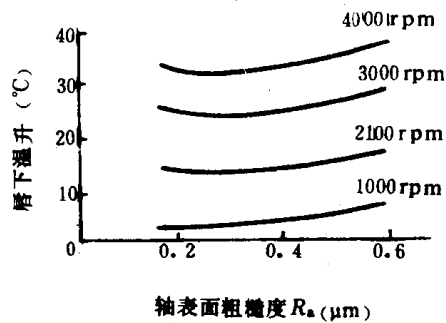


图 1-16 表面粗糙度对摩擦系数的影响

对于活塞杆密封,理想的表面粗糙度值介于  $R_a0.16\sim 0.40\mu\text{m}$  之间。对于活塞密封,表面粗糙度值推荐为  $R_a0.25\sim 0.63\mu\text{m}$ 。工作压力高时,密封件与密封面之间的油膜较薄,而摩擦力较大,表面粗糙度应选小值。

## 2. 摩擦系数与速度的关系

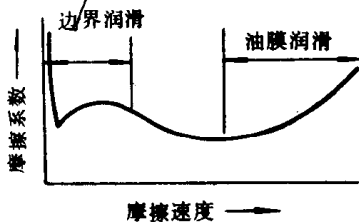


图 1-17 摩擦系数随摩擦速度的变化

摩擦系数随摩擦速度的变化比较明确,而且是按三个阶段变化的(见图 1-17 所示)。静摩擦系数一般是较高的,其原因是在静止状态时,密封元件在预压力作用下,相配摩擦表面之间的液膜往往被压成厚度小于  $0.25\mu\text{m}$ ,此时处于边界润滑状态,故产生相当高的摩擦力。但是一旦起动,并随速度增加,形成混合润滑状态,摩擦系数达到最小值。在这种条件下,液膜厚度可在  $0.25\sim 2.5\mu\text{m}$  之间。随着速度的进一步增加,摩擦系数增大到第一个峰值。

之后,随着速度进一步增加,摩擦系数又下降到一个最小值,然后随速度的增加而再次升高。这是关于摩擦系数随速度变化而变化的一般情况,两者变化关系的具体情况还取决于润滑剂的粘度、密封形状和结构细节以及摩擦面的性状等。例如:O 形橡胶密封圈的起动摩擦(即在低摩擦速度下)是很高的,而聚四氟乙烯密封有一个较为恒定的摩擦系数,动静摩擦系数几乎相等。



### 3. 停留时间对摩擦系数的影响

停留时间对摩擦系数的影响很大(如图 1-18)。对“静摩擦”而言,促使密封面失去润滑而干燥的各种条件都会加速这种影响。在这样的条件下,摩擦-时间曲线逼近于干摩擦系数,除聚四氟乙烯密封以外,干摩擦系数可以达到处于润滑条件下工作的相同密封件摩擦系数的 10 倍。减少停留时间对摩擦影响的主要方法是保证密封不会干燥,同时减小摩擦表面的粗糙度,以防止可变形的密封材料粘附于粗糙的金属表面。特别是在高压条件下使用合成橡胶密封,这种倾向更为明显。

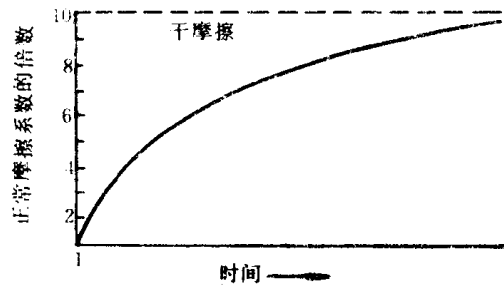


图 1-18 停留时间对摩擦系数的影响

## 第四节 磨损和寿命

密封的磨损和寿命与许多因素有关。这些因素包括：

- (1) 润滑状况；
- (2) 密封对偶件的表面粗糙度；
- (3) 密封元件的材料质量；
- (4) 密封区的温度；
- (5) 密封对偶件摩擦表面的加工方法。

表面粗糙度对摩擦、磨损和密封寿命具有不可忽视的影响。活塞杆密封可能为粘附于粗糙表面上的细微磨粒所损坏,因此,活塞杆的表面粗糙度值应较小,同时应具有较硬的表面和较强的耐蚀能力。理想的表面粗糙度值应介于  $R_a 0.16 \sim 0.40 \mu\text{m}$  之间。对于缸筒密封,因不受大气磨料性污垢颗粒的影响,因此允许设计较粗糙的表面,理想的表面粗糙度值为  $R_a 0.25 \sim 0.63 \mu\text{m}$ 。在设计表面粗糙度时,还须考虑工作压力。在较高的工作压力下,密封相配表面之间的油膜较薄,而摩擦力较大,因此表面粗糙度值应在上述所给数据范围内取小值。

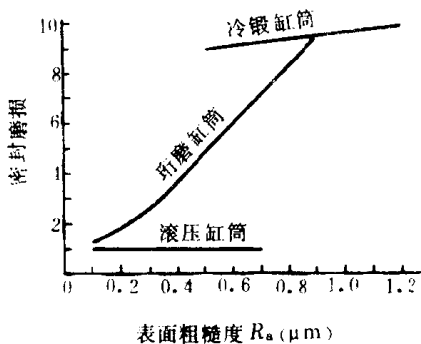


图 1-19 表面粗糙度对密封寿命的影响

与密封件相配摩擦表面的加工方法对密封磨损和寿命也有重要影响,图 1-19 表明用三种不同方法加工的典型液压缸的密封磨损与表面粗糙度的关系。图中以无明显磨损为 0,以出现磨坏为 10,密封的磨损分为 10 个等级。这些曲线是在  $250 \times 10^5 \text{Pa}$  的工作压力下,液压缸经  $10^7$  次工作循环后取得的。从上述试验结果可知,滚压缸筒的表面加工粗糙度在  $0.08 \sim 0.7 \mu\text{m}$  的范围内,基本上对密封磨损无影响,但对铣磨缸筒来说,表面加工粗糙度在  $0.1 \sim 0.9 \mu\text{m}$  的范围内,随表面粗糙度增加密封磨损迅速增加。