

石油产品应用知识丛书

润滑油基本知识

大庆石油学院编



石油工业出版社

7224

石油产品应用知识丛书

润滑油基本知识

大庆石油学院 编

石油工业出版社

石油产品应用知识丛书

润滑油基本知识

大庆石油学院 编

石油工业出版社出版

(北京安定门外语馆东后街甲36号)

北京人民交通出版社印刷厂排版

北京通县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

787×1092毫米 1/32开本 3¹/₂印张 77千字 印1—10,000

1982年4月北京第1版 1982年4月北京第1次印刷

书号: 15037·2345 定价: 0.33 元

内 容 提 要

本书为“石油产品应用知识丛书”中的一个分册。本分册内比较系统地概括介绍了润滑油的基本性质、分类、用途、生产过程、使用保管等方面的知识和原理，作为阅读以后各分册的基础。全书共分为七章，第一章介绍了润滑油的基本作用——润滑。第二章介绍了为使润滑油能正常起作用它必须具备的各种物理化学性质。第三章简略地介绍了为各种机械选用润滑油的基本原则和润滑油分类。第四章和第五章介绍了润滑油的烃组成对润滑油使用性质的影响、润滑油的合理组成和由石油馏分制取润滑油的方法。第六章概括介绍了提高润滑油使用性能的各种添加剂及其作用机理。第七章对保管和储存润滑油应注意事项作了简要说明。

本书由大庆石油学院炼制系林骥同志执笔，可供与润滑油生产、使用、供销等部门有关的工人、管理干部和技术人员阅读和参考。

目 录

第一章 摩擦和润滑	1
(一) 干摩擦	1
(二) 润滑和润滑剂	6
第二章 润滑油的主要理化性质	14
(一) 流变性能	14
(二) 低温流动性和凝固点	27
(三) 界面化学性质	29
(四) 氧化和抗氧化性能	38
(五) 抗腐蚀性	42
(六) 其他理化指标	42
第三章 润滑油的分类	45
(一) 机械油	45
(二) 齿轮油	51
(三) 内燃机油	52
(四) 液压传动油	53
(五) 电气用油	55
(六) 其他专用润滑油	56
第四章 润滑油的组成及其对性质的影响	57
(一) 石油润滑油馏分组成的表示方法	57
(二) 润滑油馏分的化学组成	60
(三) 润滑油的化学组成与其主要使用性质的关系	63
(四) 润滑油的合理组成	69
第五章 润滑油基础油的加工方法	70

(一)馏分选择和馏分切割	70
(二)润滑油精制	76
(三)润滑油脱蜡	79
(四)渣油脱沥青	81
(五)白土补充精制	82
(六)润滑油加氢	83
第六章 润滑油所用的添加剂	85
(一)清净分散剂	85
(二)抗氧化添加剂	91
(三)油性添加剂和极压抗磨添加剂	93
(四)增粘剂(粘度指数改进剂)	96
(五)降凝剂	98
(六)防锈剂	99
(七)抗泡沫剂	100
第七章 润滑油的保管和使用	102
(一)润滑油的保管	102
(二)如何选用润滑油	104

第一章 摩擦和润滑

为了说明润滑油的作用及正确选用润滑油的方法，下面首先介绍一下几个有关润滑的概念。

(一) 干 摩 擦

一、摩擦现象、摩擦力和摩擦系数

当两个紧密接触的物体沿着它们的接触表面作相对运动的时候，会产生一个阻止这种运动进行的力，这种现象叫做摩擦，而这种阻力就叫做摩擦力。如图1-1。

摩擦力的方向与物体的运动方向正好相反，摩擦力的大小则与接触表面的面积成正比，与单位接触面积上所承受的负荷（即垂直于接触面积的压强）成正比。而单位面积上承受的负荷与接触表面总面积的乘积就是接触面上承受的总负荷，因此：

$$\begin{aligned} F &\propto P \\ \text{或} \quad F &= f P \\ f &= \frac{F}{P} \end{aligned}$$

式中： F ——摩擦力，
 P ——接触表面所承受的总负荷，

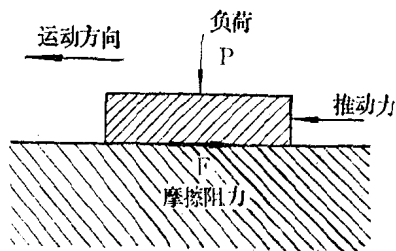


图1-1 摩擦及摩擦力示意图

f ——比例系数，称为摩擦系数。

当 $P=1$ 时， $F=f$ ，也就是说，摩擦系数在数值上等于接

触表面上承受单位负荷时的摩擦阻力，因此可以用以比较各种摩擦副①间的摩擦状况。

摩擦系数的大小与许多因素有关，如摩擦材料的性质、摩擦面的光洁度等。当这些因素确定以后，摩擦系数即为一常数，与摩擦面间的相对运动速度无关。但在这里要着重指出，所谓摩擦系数与运动速度无关并不是绝对的。当摩擦表面间开始发生相对运动时所需要克服的摩擦阻力，与摩擦表面间已经存在相对运动并维持这一运动所需要克服的摩擦阻力是不同的。前者称为静摩擦力，后者称为动摩擦力。静摩擦系数通常总是大于动摩擦系数。这就是下面要谈到的重负荷低速滑动面（如导轨）容易发生跳动的主要原因。

当有摩擦阻力存在时，如果要使以一定速度运动着的摩擦表面保持原速度继续运动，就必须在运动物体上加一个与摩擦力大小相同而方向相反的外力以抵销摩擦阻力。也就是说，为了克服摩擦阻力，就要消耗一定数量的动力，否则，在摩擦阻力的作用下，相对运动速度就会越来越小，最后完全停止下来。

很明显，在接触面积和负荷相同的情况下，摩擦表面间的摩擦系数越大，摩擦阻力就越大，需要消耗的动力也就越多。反之，摩擦系数小，则消耗的动力也少。

另外，由于存在摩擦，接触表面间会出现磨损并发热。所谓磨损就是物体的接触表面被破坏成粉屑，从表面上脱落下来。所谓发热就是接触表面处的温度升高，在发热严重时，接触表面有时甚至会熔融而粘连在一起，这种现象叫做烧结。如迫使已经烧结在一起的接触表面继续运动，就会使表面严重损

① 两个相互接触并作相对运动因而存在摩擦的表面就叫做一个摩擦副，即一副（一对）摩擦表面的意思。

坏。

机器上承受负荷并存在相对运动的部件，如轴承、齿轮、导轨等，是机械上不可缺少的组成部分。由于机器运转时在这些部件间存在摩擦，因而会增大机器运转时的动力消耗，并造成这些部件的磨损、发热甚至烧结，进而完全破坏机械的正常运转。因此，能否解决这些部件间的摩擦问题就成了保证机械正常运转的关键问题。

为了正确地解决摩擦问题，首先必须搞清为什么会产生摩擦。下面就简单地讨论一下这个问题。

二、产生摩擦的原因

对于接触表面作相对运动时会产生阻力——摩擦力这一现象有各种各样的解释，综合起来有以下几点：

机械上发生相对运动的部位一般都经过精密加工，具有光滑的表面。但实际上，无论加工程度怎样精密，机件表面都不可能“绝对”平滑。在显微镜下看来，都是有高有低、凸凹不平的，如图1-2。

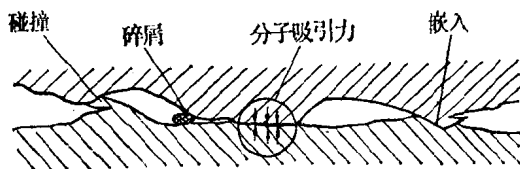


图1-2 摩擦表面放大图

机件的表面光洁度所表示的就是表面上凸凹部分的平均高度。例如，表面光洁度为 $\nabla 1$ 级时，突起平均高度为 320 微米（1 微米为千分之一毫米）， $\nabla 8$ 级时，突起平均高度为 3.2 微米。滑动轴承表面光洁度通常要求达到 $\nabla 7$ 级，其表面上的

突起平均高度为 6.3 微米。

如果摩擦表面承受负荷而又紧密接触，两个表面上的突起和陷下部分就会犬牙交错地嵌合在一起。两个接触表面作相对运动时，表面上的突起部分就会互相碰撞，阻碍表面间的相对运动。

另外，由于两个摩擦表面承受负荷并紧密接触，表面是由若干突起部分支撑着的。支撑点处两表面之间的距离极小，处于分子引力的作用范围之内。表面作相对运动时，突起部分也要跟着移动，因此就必须克服支撑点处的分子引力。

还有，由于碰撞点和支撑点都要承受极高的压力，这就会使这些地方的金属表面发生严重的变形，一个表面上的突起就会嵌入另一个表面中去。碰撞和塑性变形都会导致产生局部瞬间高温，甚至使金属熔化而粘结在一起。要使接触表面继续其相对运动，就要撕裂这些粘结点，而撕裂粘结点要消耗动力。

以上各点综合起来就表现为摩擦力。

三、能量消耗、发热和磨损

由以上分析可以看出，要使两个接触表面之间的相对运动得以维持下去，就必须消耗一定数量的能量以克服摩擦阻力。首先，必须克服两个表面上的突起部分因发生碰撞而阻碍相对运动进行的这一障碍。如果推动表面运动的外力足够大，那么，或者是突起部分被从表面上撕裂下来，或者一个表面上的突起沿着另一表面上的突起部分的斜坡滑动，并从其顶部越过。

要把突起部分从金属表面上撕裂下来，就必须克服金属内部的晶格力，这就要消耗能量。要使一个表面上的突起部分从另一个表面上突起部分的顶部越过去，就须要对抗摩擦面上所承受的负荷，使两表面间的间隙增大，这也要消耗能量。

其次，要把表面间支撑点处由于分子吸引力而形成的结合

点拉开和把瞬间局部高温形成的粘结点剪断，也需要消耗能量。

由于金属表面的晶体结构不均匀，当突起部分被撕裂时，往往不仅仅是突起部分脱落使表面变光滑，而是在金属晶格强度较低和应力集中的地方断开，形成新的突起和凹陷。切断分子吸引力结合点和由于高温生成的粘结点时，也往往不是由原处断开，这样就会使金属表面不断被破坏并造成磨损。

克服摩擦力所消耗的能量，除一部分消耗在破碎金属上以外，大部分都转化成为热能，使机件温度升高——发热。

四、如何解决摩擦所引起的问题

为了减小表面上突起部分相互碰撞所造成的阻力和磨损，加大表面间实际接触面积，以减轻支撑点处的实际负荷，应当把摩擦表面加工得尽量平滑些。这种办法对减低摩擦有一定的作用，因此机械上的运动部件都要经过精加工，使之具有一定的表面光洁度。但这种方法并不能彻底解决摩擦问题，这是因为无论加工精度如何高，上述引起摩擦的各个因素仍然存在。此外，加工精度越高，表面光洁度越高，则实际接触面积越大，而分子间吸引力的作用也就越显著，反而会使摩擦阻力增大。

避免摩擦最简单的办法是设法用某种介质把摩擦表面隔开，使之不直接接触。这样，既可以避免突起部分的相互碰撞，又可以避免支撑点上的分子吸引力和粘结，这种方法叫做润滑。用以起润滑作用的介质就叫做润滑剂。用润滑剂把摩擦表面隔开以后，作相对运动的接触表面就不再是机件本身的表面，而是整个润滑剂层了。

为了区别起见，我们把未加润滑剂时机件直接接触产生的摩擦叫做干摩擦；而把加润滑剂以后，润滑剂内部作相对运动产生阻力的现象叫做液体摩擦（如果所用润滑剂是液体的话）。

(二) 润滑和润滑剂

一、润滑剂

可以用作润滑介质的物质很多，可以是固体，也可以是液体。当然，不是所有液体和固体都能用作润滑剂。只有所用物质本身的内摩擦力远远小于机件表面直接接触时的干摩擦，才能用来作为润滑剂。

粉末状的石墨和二硫化钼是常用的固体润滑剂，它们是微小的片状结晶，粉末层之间的摩擦阻力很小。由石油重质馏分制取的矿物油是良好的润滑剂，它不但具有合适的粘度（表示液体内摩擦力的一种性质），而且也具有润滑剂所需的其他性质，因而得到广泛的应用。

另外，还有一类使用得比较多的润滑剂，叫做润滑脂。它是一种半固体的膏状物，是由合适的润滑油和稠化剂如微晶蜡、金属皂或其他一些物质调制而成的。微晶蜡和金属皂等形成一定的结晶结构把油包在里面，成为半固体膏状物。机械运转时，稠化剂的结晶结构被剪切破坏，油即渗出起润滑作用。机械停止运转时，稠化剂重新形成结晶结构把油包住，可以避免油的流失。关于润滑脂的问题不属于本书讨论范围，故不再作进一步的说明。

二、液体润滑

当摩擦表面完全被液体润滑剂隔开，液体的内摩擦完全代替了机件表面的干摩擦时，叫做液体润滑。见图1-3。

由于液体润滑剂的内摩擦阻力远远小于机件表面之间的干摩擦阻力，因而用于克服摩擦阻力的动力消耗就会大大降低。动力消耗小，由动能转化而来的热能也就少了，也就是说，机件由于摩擦而发热的问题就会显著减轻。同时，由于机件表面

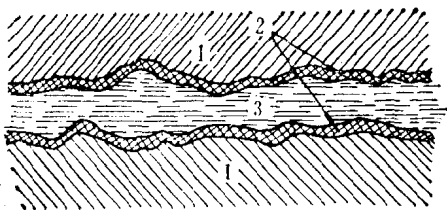


图1-3 液体润滑示意图

1—摩擦面；2—边界油膜；3—流动油层

被完全隔开，磨损也就没有了。这就从根本上解决了干摩擦的问题。显然，如果能完全实现液体润滑当然是很理想的。

然而，要完全实现液体润滑却很不容易。液体的内摩擦小，分子容易作相对移动，其流动性就比较大。机械上的运动部件总是要承受负荷的，在负荷造成的压力作用下，液体就很容易被挤出摩擦表面间的间隙。因此能否在摩擦表面间经常维持住完整的、有足够厚度的液层就成了是否能实现液体润滑的关键。

三、实现液体润滑的条件

为了在承受负荷的摩擦表面之间保持住足够厚度的油层，就必须不断地向间隙供油，以补充被挤出来的润滑液。从理论上讲，要实现这一点并不困难，只要用一个流量合适、出口压力略大于润滑点负荷的油泵，不断向润滑点供油就可以了。但实际上实行起来却相当复杂。因此，在一般机械上都是利用摩擦表面的相对运动本身来供油，以维持液体润滑。要实现自动供油，必须具备以下三个条件：

- (1) 摩擦表面间必须有相对运动；
- (2) 顺着表面运动的方向，油层必须成楔形；
- (3) 润滑油与摩擦表面之间必须有一定的附着力，润滑油

随摩擦表面运动时必须有一定的内摩擦力。

下面先说明一下为什么液体内部存在相对运动时会存在内摩擦力。

如图1-4。假设有两个平行平面，距离为 a 。两平面间充满液体。下平面固定不动，上平面以恒定速度 V_a 向右运动。这时，直接附着在上平面上的液体膜就会随着上平面运动，运动速度显然也是 V_a 。附着在下平面上的液体膜则与下平面一样停止不动，运动速度为 0。如果液体是均匀的，并且运动速度不大，液体内部不发生扰动，上平面和下平面之间的液体就会成层地平稳流动，可以近似认为各层的流动速度由下而上均匀增大。

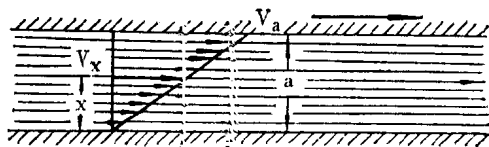


图1-4 平板间液体流动速度分布图

设某一液层与下平面间的距离为 x ，则其速度应为：

$$V_x = \frac{V_a}{a} \cdot x$$

在此液层上距离为 Δx 的相邻液层的速度则应为：

$$V_{x+\Delta x} = \frac{V_a}{a} \cdot \frac{x + \Delta x}{a}$$

两液层的速度差（相对速度）即为：

$$V_{x+\Delta x} - V_x = \Delta V = \frac{V_a}{a} \cdot \Delta x$$

即

$$\frac{\Delta V}{\Delta x} = \frac{V_a}{a}$$

当两液层间距离无限小时，上式可写成：

$$\frac{dV}{dx} = \frac{V_a}{a}$$

此处， $\frac{dV}{dx}$ 称为速度梯度。

当相邻两液层作相对运动时，两液层中分子的动量 (mv) 也不同。高速液层中分子的动量大，而低速液层中分子动量较小。当不同液层中的分子由于热运动而发生碰撞时，就会发生液层间的动量传递，即高速液层中的分子会把它们的部分动量传递给低速液层中的分子，使二者的动量趋于相等，也就是使二者的运动速度趋于相等，导致相对运动停止。此外，由于液体分子间有吸引力，低速液层中的分子会拉住高速液层中的分子，使之转入低速液层。同时，也会有相同数量的低速液层分子转入高速液层。由于这种层间的分子交换，也会使两液层的运动速度趋于相等，并使相对运动停止。

液层间动量传递和分子交换二者的作用都是阻止液层间的相对运动，相当于一个阻止液层作相对运动的阻力，这就是液体的内摩擦力。

显然，相邻两液层间的速度差（即速度梯度）越大，其间动量传递和分子交换程度也越大，因而，为了抵销其影响和维持两液层间原有速度差所需的外力也就越大，二者成正比。另外，动量传递与分子交换显然也与液层间的接触面积有关，二者也成正比。因此：

$$F \propto S \frac{dV}{dx}$$

或

$$F = \eta S \frac{dV}{dx}$$

式中: F ——液体的内摩擦力;

S ——液层间的接触面积;

$\frac{dV}{dx}$ ——速度梯度;

η ——比例系数,即粘度系数,简称为粘度。

η 是一个与分子热运动和分子间相互吸引力有关的物质物理常数。在不同的温度和压力条件下 η 值不同,不同物质的 η 值当然也不同。

下面再回到本题,说明为什么具备了前述三项条件就能在摩擦面间保持完整的油层以实现液体润滑。

以滑动轴承为例,如图1-5。

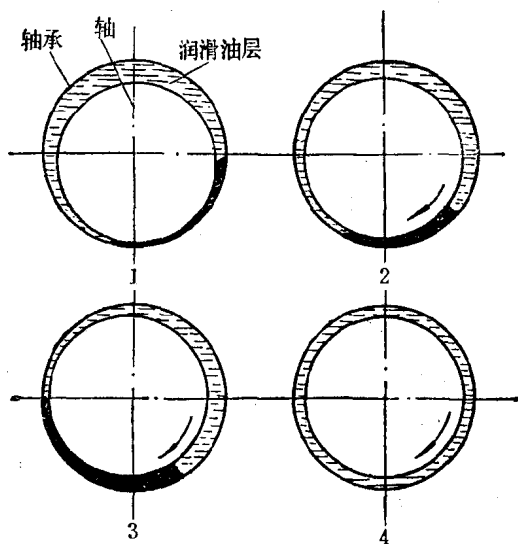


图1-5 滑动轴承中润滑油层的形成过程

图1-5中的1是轴不转动时轴和轴承的相对位置。由于承受着负荷,轴停在轴承的最低处,轴与轴承的接触面上的润滑

油完全被挤出来。当轴开始按箭头方向转动时，如图 1-5 中的 2，由于轴表面与油之间有吸附力，而油层内部存在内摩擦力，轴就会带着轴承内右下方的整个楔形油层向前移动，好像把一个木楔打入窄缝把缝涨开一样，迫使轴向上抬起并略向左偏。当轴转速进一步提高时，轴的位置也进一步抬高，但偏心率减小，如图 1-5 中的 3。轴转速为无限大时，轴与轴承的中心应重合在一起，如图 1-5 中的 4。

轴与轴承摩擦面间的油层厚度，是由轴上所承受的负荷和油层的内摩擦力的大小来决定的。油层本身的内摩擦力大，则轴带着楔形油层挤入轴与轴承摩擦面间窄缝的力量也大，轴就抬得高，油层就厚。轴上的负荷重，轴就不容易被抬起，油层就薄。油层内摩擦力的大小取决于油品的粘度和轴与轴承的相对运动速度。

为了定量地表示这些因素之间的关系，引用了一个因素 G

$$G = \eta \cdot v / P$$

式中： η ——油品粘度；

v ——滑动速度，即轴的转动表面线速度，当轴直径一定时，即为轴的转速；

P ——摩擦表面承受的负荷。

G 值与润滑油层厚度有直接关系。 G 值小则形成的润滑油层薄，反之， G 值大则形成的油层厚。因此，通过 G 值就可以判断是否能形成有足够厚度的油层以保证液体润滑。但应注意，由于被润滑部件的类型、几何构型以及加工精度等等各有不同，因此，不存在保证液体润滑通用的最小 G 值。各类部件的最小容许 G 值列在第三章的表 3-1 中。

一般说来，滑动速度大、负荷轻，则用粘度较小的油品；滑动速度小、负荷重，则用粘度大的油品。但应指出，在选用