

机械设备用油技术丛书



齿轮传动润滑及其用油

蔡叔华 唐树为 宋镇廉 编著

.41

中国石化出版社

机械设备用油技术丛书

齿轮传动润滑及其用油

蔡叔华 唐树为 宋镇廉 编著

中国石化出版社

内 容 提 要

本书是《机械设备用油技术丛书》的一个分册。书中主要论述齿轮传动润滑原理、润滑特点、润滑方式，齿轮传动润滑油的研制、性能评定以及特殊的润滑等问题。内容包括工业齿轮润滑和车辆齿轮润滑两大类型，重点突出这两类齿轮传动由于其工作结构与润滑方式的差异，对润滑油使用性能与质量的不同要求，以及为满足这些要求所进行的试验研究。同时，还介绍了齿轮传动润滑用油的正确选择，齿轮传动润滑系统的使用、维护与正确的润滑管理等。

本书可供从事齿轮传动设计、制造，润滑油研制、性能研究与齿轮传动装置的使用及维护等方面的工程技术人员和大专院校师生参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

齿轮传动润滑及其用油/蔡叔华等编著. —北京: 中国石化出版社, 1998

(机械设备用油技术丛书)

ISBN 7-80043-724-8

I. 齿… II. 蔡… III. ①齿轮传动—润滑②齿轮传动—润滑油 IV. TH132.41

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (98) 第 04512 号

中国石化出版社出版发行

地址: 北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编: 100011 电话: (010) 64241850

海丰印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所经销

787×1092 毫米 32 开本 7.75 印张 1 插页 171 千字印 1—3000

1998 年 9 月第 1 版 1998 年 9 月第 1 次印刷

定价: 15.00 元

前 言

齿轮是啮合的齿面相互摩擦传递运动和动力的重要机械零件。齿轮传动一般是一对齿轮分别安装在主动轴和从动轴上利用两齿轮轮齿相互啮合以传递运动和动力，它广泛地运用在传动、变速、联接等各类现代机器中。在使用过程中，由于齿轮的损坏未能达到设计寿命就失效的形式虽然很多，而以润滑不当引起齿轮早期失效的形式占多数。随着齿轮传动向高速重负荷方向发展，齿轮传动的正确润滑显得越来越重要。

本书作者对齿轮传动的润滑进行了多年的研究，并处理过多次由于齿轮失效而停机的事故。在这些失效中，由于齿轮润滑不当而造成的啮合齿面即干摩擦，甚至烧伤的现象是屡见不鲜的。因此，许多单位都吸取了经验教训，重视和加强了齿轮传动的润滑管理，设立了专职润滑人员和专门的润滑监控设备，提高了齿轮传动的可靠性，由于合理的润滑，也增加了本单位的经济效益和社会效益。

齿轮传动润滑及其用油专题在许多文献中均有过介绍。本书在进行综合分析的基础上，系统地论述齿轮传动的润滑机理，润滑对齿轮传动的作用，并提出适当的润滑用油及其研制和选择使用；从基础油、添加剂和主要性能的评定方法、应用试验以及润滑管理等均详加评述。书末附有国内外齿轮润滑油品的对照表，旨在丰富齿轮传统润滑理论，促进专用润滑油的试验研究，并对齿轮传动润滑方面的使用维护

予以指导。本书第一、二、三章由唐树为编写，第四、六、七章由蔡叔华编写，第五章由宋镇廉编写，全书由蔡叔华完成审校、修改、定稿。由于作者水平有限，书中欠缺和错误之处在所难免，希望广大读者予以批评指正。

中国石化总公司石油化工科学研究院闫邱提均高级工程师对本书的编写给予大力支持和帮助，并对本书进行了审定，谨在此深表感谢。

编著者

目 录

第一章 齿轮传动的润滑原理	1
一、齿轮传动的润滑概念	1
二、啮合齿面的流体膜动力润滑	6
第二章 润滑对齿轮传动的作用	13
一、齿轮的失效分类及其特征	13
二、润滑对齿轮传动的作用	25
第三章 齿轮传动装置的润滑	59
一、齿轮传动装置的分类	59
二、润滑系统及主要部件	59
三、高速齿轮传动的润滑	95
四、高速齿轮联轴器的润滑	99
五、低速重载齿轮传动的润滑	101
六、一般工业齿轮传动装置的润滑	103
七、圆弧齿轮传动的润滑	104
八、蜗杆传动的润滑	104
九、开式齿轮传动的润滑	106
十、车辆齿轮传动的润滑	107
十一、仪表齿轮传动的润滑	109
第四章 齿轮传动润滑用油	111
一、齿轮传动润滑用油的研制	111
二、齿轮润滑油的主要性能	118
三、齿轮润滑油的基础油	123

四、齿轮润滑油的添加剂·····	131
五、齿轮润滑油的分类与规格·····	142
六、国外齿轮传动润滑油的发展·····	156
第五章 齿轮传动润滑油的试验与评定·····	163
一、齿轮传动润滑油的理化性能分析·····	163
二、齿轮传动润滑油的实验室评定·····	167
三、齿轮传动润滑油的台架试验·····	179
四、齿轮传动润滑油的运行试验·····	189
第六章 齿轮传动润滑油的选择·····	194
一、齿轮传动润滑油的选择原则·····	194
二、工业齿轮润滑油的选择·····	194
三、车辆齿轮润滑的选择·····	207
四、工业齿轮润滑油的微机选择·····	210
第七章 齿轮传动润滑的管理·····	213
一、润滑管理的目的与任务·····	213
二、齿轮传动润滑油的储运管理·····	214
三、齿轮传动润滑油的变质和更换·····	215
附录一 国内外齿轮传动润滑油对照表·····	220
附录二 国外齿轮油规格·····	226
附录三 润滑油常用添加剂的代号及其名称·····	233
附录四 略语代号注释·····	235
参考文献·····	237

第一章 齿轮传动的润滑原理

齿轮是重要的机械零件，广泛应用于机械传动、联接等机构中。实践证实，如果润滑正确将延长其使用寿命，使实际运行寿命超过设计寿命；反之，就会出现早期失效。

齿轮的润滑经过人类不断的实践和研究，基本上掌握了它的规律性。其机理是使润滑剂进入齿轮啮合的工作处，形成润滑膜迫使啮合齿面分开，将啮合齿面的运动摩擦变为润滑膜的内摩擦，由润滑膜产生的动压力平衡齿面载荷。

一、齿轮传动的润滑概念

在各种形式的齿轮传动中，轮齿从开始进入啮合至脱开啮合的全过程都有不同形式的摩擦存在，其类型有两种，即滑动摩擦和滚动摩擦。滑动摩擦是由于啮合齿面的相对速度不一致而产生的，滚动摩擦是在啮合齿面相对速度相等时存在。

(1) 在渐开线齿轮传动中，开始进入啮合时是主动齿轮的齿根与被动齿轮的齿顶接触，由于齿根和齿顶的切向速度不一样，便产生了速度滑差，随着啮合运动滑差逐渐减小至节圆（点）处时为零，过节圆后滑差方向相反且逐渐增大至脱开。啮入和啮出瞬间滑差值最大，产生的滑动摩擦力也最大，节圆处时滑差值为零形成滚动摩擦，产生的滚动摩擦力也最大。

(2) 在圆弧齿轮传动中，轮齿啮合表面沿接触线方向滚

动且速度很大，而轮齿啮合齿面各点的相对滑动速度很小且相同。因此，在圆弧齿轮传动中，滚动摩擦力很大，滑动摩擦力很小。

(3) 在蜗杆传动中，共轭齿面接触点处的相对速度总大于蜗杆或蜗轮的切向速度，任何位置的相对速度都不会相等。因此，两啮合齿面间相对滑动速度很大，产生的滑动摩擦力也就很大。

(4) 在摆线针轮传动中，针齿加套筒后摆线轮齿面与套筒的接触是滚动摩擦，套筒与针齿中滚动摩擦和滑动摩擦同时存在。

(5) 在齿轮联轴器中，内外齿轮是相互套装在一起的，没有相对旋转运动，只有相互摇摆运动，齿面间存在着滑动摩擦。

总之，不论是哪种形式的齿轮传动，啮合齿面都有摩擦力存在，如果让两齿面直接接触，一齿面材料的原子（或分子、离子）将会吸引另一齿面材料的原子，再加上啮合过程中的接触应力、弹性变形两齿面将会产生很大的粘附力，生成粘附结点，使齿面摩擦发热、烧伤，甚至焊接，齿轮很快失效。因此，必须使润滑剂进入齿轮的啮合齿面间，形成润滑膜隔开齿面，阻止啮合齿面的材料直接接触，并将摩擦热带走，齿轮才能正常传动。

润滑剂应当是粘性流体，粘性流体可以是液体、固体或气体状态，也可以是半液体状态。齿轮传动用的润滑剂一般是液态的精制基础油加入适当的添加剂后形成的润滑油类，特殊情况下使用半液态的润滑脂、固体润滑剂或气体润滑。速度、载荷与润滑剂关系示意图 1-1。

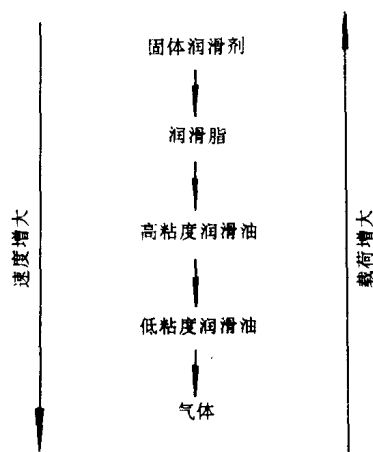


图 1-1 速度、载荷与润滑剂关系

粘性流体的润滑状态有三种形式，一是边界润滑，二是流体膜润滑，三是混合润滑。

1. 边界润滑

边界润滑是不良的润滑状态，其机理是轮齿表面金属的分子（或原子）具有一定的表面能，能与润滑剂的分子产生吸附力或发生化学反应，在齿面上会形成一层物理吸附或化学反应润滑膜，即称为边界润滑膜，厚度一般不超过 $0.04\mu\text{m}$ ，把啮合齿面隔开，在啮合齿面间不存在流动的润滑剂。但是，在啮合齿面相互摩擦运动时，在其粗糙度的峰谷作用下会形成微观的弹性流体动力润滑膜。这就是在边界润滑状态下也能维持齿轮工作的根本原因。

边界润滑膜承受的载荷、速度、温度都有一定限度，当破裂时新的润滑膜建立不起来，立即出现干摩擦。边界润滑膜是物理吸附润滑膜时，随着齿面温度升高金属分子将失

向，散乱丧失吸附力，吸附润滑膜即消失，出现干摩擦；如是化学反应润滑膜时，有时在低温尚未生成化学反应润滑膜，随着齿面摩擦温度升高金属分子变活泼，加速润滑剂分子与齿面金属分子的化学反应，增加了边界膜的稳定性。

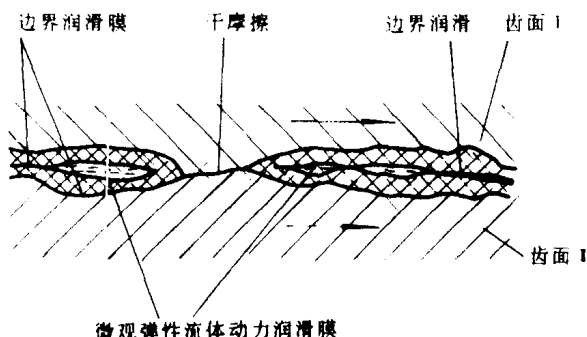


图 1-2 边界润滑

为了使边界膜稳定，在润滑剂中适当地添加油性剂、极压剂或多元素复合添加剂，以增强边界膜的稳定性，使边界膜在不断被破坏时立即建立新的边界膜。油性添加剂主要是增强物理吸附能力，一般用于载荷、速度、温度较缓和的传动中；极压添加剂主要是增强化学反应能力，用于载荷、速度、温度较苛刻的传动中；如果要求润滑剂在缓和及苛刻的条件下都能起良好润滑作用，则应加入多元素复合添加剂，以适应较宽的使用范围。

2. 流体膜润滑

在两摩擦面间，完全由润滑剂的流体膜隔开，如图 1-3 示意，由流体膜的压力平衡外载荷，使两摩擦面的运动摩擦变为流体的内摩擦，即称为流体膜润滑。流体膜润滑是一种理想的润滑状态。形成流体膜润滑的方式有两种，一是流

体膜静力润滑，二是流体膜动力润滑。

(1) 流体膜静力润滑

流体膜静力润滑是将有一定压力的润滑剂注入两摩擦表面上特别的空腔中，润滑剂再通过空腔周围的表面间隙溢流出去，在两摩擦面间形成流体膜静压力，将两摩擦面隔开，实现流体膜静力润滑。这种方式适用于静压轴承或两摩擦面平行低速运动的润滑，不适用齿轮传动的润滑。

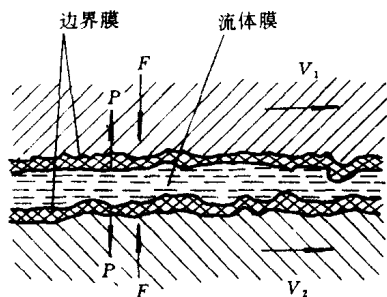


图 1-3 流体膜润滑

(2) 流体膜动力润滑

流体膜动力润滑是将润滑剂注入两摩擦面的入口处，由两摩擦面间的运动速度将润滑剂卷吸入摩擦面的工作处产生动压力，形成流体膜动压力将两摩擦面隔开，实现流体膜动力润滑。这种方式适用于具有一定运动速度的共轭摩擦面的润滑。因此，适用于齿轮传动的润滑。

3. 混合润滑

混合润滑是齿轮传动中经常出现的一种状态。在轮齿的啮合齿面间以流体膜动力润滑为主，同时存在边界润滑和干摩擦。

在流体膜润滑的状态下，当载荷、速度、温度等因素变化时，将影响流体膜的承载能力，会出现啮合齿面间粗糙度过高的凸峰处边界膜破裂形成干摩擦，一般凸峰处形成边界润滑。如图 1-4 中，过高的凸峰处 A 是干摩擦，B 处已恢

复流体膜润滑, C 处处于边界润滑。

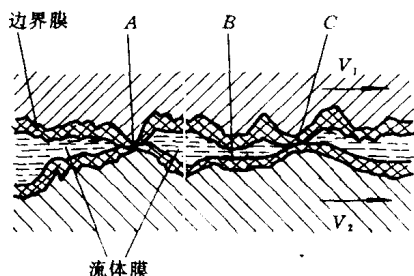


图 1-4 混合润滑

在齿轮传动中, 当润滑剂供应不足时, 啮合齿面始终处于混合润滑状态。例如在一般的浸油润滑的卧式齿轮箱中, 仅让大齿轮浸油 2~5 个齿高, 小齿轮不浸油, 啮合齿面的润滑是靠浸油部分的轮齿

带油上来送入啮合处的, 由于齿轮旋转时离心力的作用轮齿带的油大部分被甩掉, 在啮合处没有足够的润滑油进入和将热量带走, 温升很高, 易形成混合润滑。因此, 在现代设计的齿轮箱中, 尽一切办法安装独立的润滑系统, 不让齿轮搅油、带油, 对啮合齿面采取强制润滑和冷却, 消除边界润滑和干摩擦, 实现齿轮啮合齿面的流体膜动力润滑。

二、啮合齿面的流体膜动力润滑

1. 流体膜动力润滑方程

在齿轮传动中, 相互啮合的齿面都是共轭曲面, 在啮合齿面工作时存在滑动、滚动或滑滚交替的摩擦运动。因此, 将润滑剂注入啮合齿面时能卷吸带入其工作处, 形成流体膜动压力平衡齿轮的外载荷, 将齿面的运动摩擦变成流体膜的内摩擦, 实现齿轮传动的流体膜动力润滑状态。

在齿轮传动中, 如果实现了流体膜动力润滑状态, 将在很大程度上降低啮合齿面的摩擦与磨损, 减少齿轮啮合时的

冲击、震动和噪声，有效地消除啮合齿面的胶合、点蚀，提高传动效率、延长使用寿命。

齿轮传动的流体膜动力润滑状态是流体润滑理论中的一种形式。在流体润滑理论方面，1886 年学者雷诺 (Osborne Reynolds) 推导出润滑层中流体流动所满足的著名的流体动力润滑状态方程——雷诺方程。普遍表达式为：

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ &= 6(u_1 - u_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial(u_1 + u_2)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \end{aligned} \quad (1-1)$$

式中符号表示的意义见图 1-5。

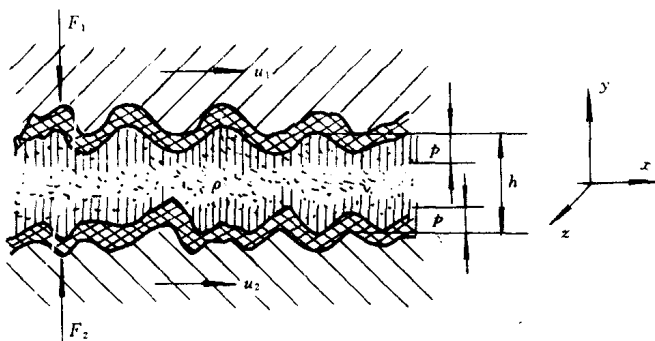


图 1-5 表面间流体的流动

- ρ ——流体密度；
- h ——流体膜厚度；
- η ——流体粘度；
- p ——流体压力；
- u_1, u_2 ——摩擦面速度；
- t ——时间；

x, y, z ——坐标系。

求解二维的雷诺方程是很困难的，在润滑设计和使用中很不方便，难以应用流体润滑理论来预测摩擦副的润滑状态。因此，求解雷诺方程必须针对具体摩擦副作些简化才能得出方程的解。在齿轮传动方面可以引用刚性等粘度润滑的马丁（Martin）公式和弹性流体润滑的道森－希金森（Dowson－Higginson）公式进行计算。

（1）刚性等粘度润滑的马丁公式

1916年，学者马丁提出当载荷比较小时，接触体的弹性变形及润滑剂粘度值压强的变化可以忽略不计，这时可以认为润滑是刚性等粘度的，用这种简化假设，雷诺方程就可以求得最小流体膜厚度 $h_{\min}$ 的计算式：

$$h_{\min} = 4.9 \frac{\eta_0 R u}{w} \quad (1-2)$$

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}, u = \frac{u_1 + u_2}{2}$$

式中 η_0 ——工况下润滑剂的绝对粘度；

R ——当量曲率半径。

R_1, R_2 ——接触处（啮合齿面工作处）1, 2 的曲率半径；

u ——相对卷吸速度；

u_1, u_2 ——接触处 1, 2 的切向速度；

w ——接触处单位宽度的法向载荷。

马丁公式是古典的流体润滑理论计算方法，可以用于齿宽很大、单位齿宽上的法向载荷比较小的高速轻载齿轮传动，也可用于需要润滑剂的仪表齿轮传动。

（2）弹性流体动力润滑的道森－希金森公式

1978年，学者道森－希金森指出，当载荷比较大时，

接触体的弹性变形及润滑剂粘度值压强的变化均不可忽略，弹性变形和压粘效应将提高流体膜的承载能力，两者的综合影响要比它们各自的影响大得多；另外，速度是重要的参数，流体膜形状随着速度的升高厚度增大，在出口端有收缩凸起，速度越大凸起区所占的长度也就越长。通过大量的计算分析和迭代方法求解，提出最小流体膜厚度最合适的计算式。

线接触最小流体膜厚度 $h_{\min}$ 的道森-希金森计算式：

$$h_{\min} = 2.65d^{0.54}(\eta_0 u)^{0.7}R^{0.43}E'^{-0.03}\left(\frac{F_N}{L}\right)^{-0.13} \quad (1-3)$$

通过换算，对于圆柱齿轮最小流体膜厚度计算式：

$$h_{\min} = \frac{2.65d^{0.54}}{E'^{0.03}\left(\frac{F_N}{L}\right)^{0.13}}\left(\frac{\pi n_1 \eta_0}{30}\right)^{0.7} \frac{(a \sin \alpha_n)}{\cos^{1.56} \beta} \frac{u^{0.43}}{(u \pm 1)^{1.56}} \quad (1-4)$$

对于圆锥齿轮最小流体膜厚度计算式：

$$h_{\min} = \frac{2.65d^{0.54}}{E'^{0.03}\left(\frac{F_N}{L_m}\right)^{0.13}}\left(\frac{\pi n_1 \eta_0}{30}\right)^{0.7} \frac{(L_m \sin \alpha_n)^{1.13}}{\cos^{1.56} \beta_m} \frac{u^{0.27}}{(u^2 + 1)^{0.43}} \quad (1-5)$$

式 (1-4)、式 (1-5) 二式中各代号的意义：

α —— 润滑油的压粘系数；

η_0 —— 润滑油常温粘度，9.8 Pa·s；

E' —— 当量弹性模量， $\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]$ ，其中

E_1, E_2 为齿轮 1、2 的材料弹性模量， ν_1, ν_2 为其泊

松比；

$\frac{F_N}{L}$ ——单位齿宽上的载荷；

$$\text{圆柱齿轮} \quad \frac{F_N}{L} = \frac{F_t \cos \beta_b}{b \cos \alpha_n \cos \beta},$$

$$\text{圆锥齿轮} \quad \frac{F_N}{L} = \frac{F_t \cos \beta_b}{b \cos \alpha_n \cos \beta_m};$$

a ——中心距，m；

α_n ——法向啮合角；

u ——齿数比， $u = Z_2/Z_1$ ；

β ——节圆螺旋角；

β_m ——锥齿轮齿宽中点处的节圆螺旋角；

L_m ——锥齿轮齿宽中点处的节锥长度，m；

β_b ——基圆螺旋角；

n_1 ——小齿轮转速，r/min；

F_t ——齿轮切向力，N，

$$F_t = \frac{19098000P}{n_1 d_1}$$

P ——功率，kW；

d_1 ——小齿轮节圆直径。

由式(1-4)或式(1-5)可得到润滑油在常温下的粘度 η_0 ：

$$\eta_0 = \frac{F_N^{0.18}}{G^n} h_{\min}^{1.43} \quad (1-6)$$

$$\text{式中} \quad G = \left[\frac{E'^{0.03} \cos^{1.56} \beta}{0.546 \alpha^{0.54} (a \sin \alpha_n)^{1.13}} \frac{(u \pm 1)^{1.56}}{u^{0.43}} \right]^{1.43}$$

应用这些方程，可以初步计算出齿轮的油膜厚度和所需