

文章编号: 1005—8893 (2001) 03—0047—03

齿轮在不同工作条件下的润滑状态^{*}

孙 健

(金陵石化有限责任公司教育培训中心, 江苏 南京 210046)

摘要: 根据齿轮在工作时不同啮合点的工作状态, 分析在不同载荷、不同转速时, 齿轮的润滑状态及最小油膜厚度, 探讨齿轮工作时的最佳润滑方法。

关键词: 齿轮; 工作条件; 润滑状态

中图分类号: TH 117. 2 文献标识码: A

在弹性流体动压润滑理论中, 压力—粘度效应, 材料的弹性变形, 温度—粘度效应的发生, 对润滑状态会产生影响, 只是这种影响随着工作条件的变化而表现出不同特点。现以一对正常工作条件下的标准外啮合齿轮传动为例, 分析不同啮合点上的工作状态, 并运用弹流理论中马丁 (Martin)、布洛克 (Blok) 和道森 (Dowson)^[1] 的学说, 探讨载荷和转速变化时, 齿轮的润滑状态及最小油膜厚度和最佳润滑方法。

1 算例及数据处理

1.1 算例参数

小齿轮齿数 $Z_1 = 20$, 大齿轮齿数 $Z_2 = 100$, 综合弹性模量 $E = 2.3 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 采用 75 号机械油润滑, 其标准大气压下的动力粘度 $\eta_0 = 0.075 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 粘度的压力指数 $\alpha = 2.1739 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$, 材料参数 (无量纲) $G = 5000$ ($G = \alpha \cdot E$), 模数 $m = 5 \text{ mm}$ 。分析在大齿轮转速 n 分别为 1000 r/min 和 100 r/min 时, 线载荷 w 为 $4 \times 10^5 \text{ N/m}$, $4 \times 10^4 \text{ N/m}$, $4 \times 10^3 \text{ N/m}$ 时的润滑状态。

1.2 计算过程

1.2.1 计算半径和滑动速度

N_1N_2 为两齿轮的理论啮合线, 取 4 个啮合点 S_1 、 P 、 S_3 、 S_4 , 且 $PS_1 = -15$ 、 $P = 0$ 、 $PS_3 = 15$ 、 $PS_4 = 30$, 单位均为 mm (如图 1 所示)。由标准渐开线齿轮节圆计算公式 $r = mz/2$, 啮合线长度计算公式 $NP = r \sin 20^\circ$, 啮合点计算半径计算公式 $R = NP + PS$ [$PS = r_b t_g \alpha_s$ ($\alpha_s = \cos^{-1} r_b / r_s$)]^[2] 和啮合点滑动速度计算公式 $v_t = R\omega$ 可得出 4 个点的计算半径和滑动速度。见表 1。

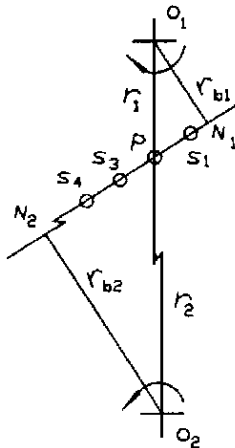


图 1 齿轮啮合示意图

* 收稿日期: 2001—06—04

作者简介: 孙健 (1956—), 男, 山东人, 大学本科, 讲师, 从事机械设计和工程材料方面的教学与研究。

表 1 计算半径和滑动速度

啮合点	计算半径/mm	滑动速度/(m/s)	
		$n_1=1\ 000\ \text{r/min}$	$n_2=100\ \text{r/min}$
S_1	$R_{11}=2\ 1$	$v_{11}=1.10$	$v_{11}=0.11$
	$R_{21}=100.5$	$v_{21}=10.52$	$v_{21}=1.05$
P	$R_{12}=17.1$	$v_{12}=8.95$	$v_{12}=0.90$
	$R_{22}=85.5$	$v_{22}=8.95$	$v_{22}=0.90$
S_3	$R_{13}=32.1$	$v_{13}=16.81$	$v_{13}=1.68$
	$R_{23}=70.5$	$v_{23}=7.38$	$v_{23}=0.74$
S_4	$R_{14}=47.1$	$v_{14}=24.66$	$v_{14}=2.47$
	$R_{24}=55.5$	$v_{24}=5.81$	$v_{24}=0.58$

说明: (S_1 : $r_1=47.00\ \text{mm}$; S_3 : $r_2=245.27\ \text{mm}$; S_4 : $r_4=241.39\ \text{mm}$)

1. 2. 2 啮合点的当量半径和平均速度

根据计算半径和滑动速度,由公式 $R=R_1R_2/(R_1+R_2)^{[2]}$ 计算出当量半径,由公式 $v=0.5(v_1+v_2)$ 计算出平均速度。见表 2。

表 2 啮合点的当量半径和平均速度

当量半径/m	平均速度/(m/s)	
	$n_1=1\ 000\ \text{r/min}$	$n_2=100\ \text{r/min}$
$R_{S1}=2.057\times 10^{-3}$	$v_{S1.1}=5.81$	$v_{S1.2}=0.58$
$R_P=1.425\times 10^{-2}$	$v_{P.1}=8.95$	$v_{P.2}=0.90$
$R_{S3}=2.206\times 10^{-2}$	$v_{S3.1}=12.10$	$v_{S3.2}=1.21$
$R_{S4}=2.548\times 10^{-2}$	$v_{S4.1}=15.24$	$v_{S4.2}=1.52$

1. 2. 3 啮合点的载荷参数和速度参数

由载荷参数公式 $W=w/(E\cdot R)$ 计算出不同线载荷 w 下的载荷参数(无量纲),由速度参数公式 $V=\eta_0\cdot v/(E\cdot R)^{[3]}$ 计算出不同速度下的速度参数。见表 3。

表 3 啮合点的载荷参数和速度参数

线载荷	当量半径/ $\times 10^2\ \text{m}$	平均速度/ (m/s)	载荷参数 \times 10^5	速度参数 \times 10^{10}
4×10^5	0.206	$v_{S1.1}=5.81$	0.845 47	9.210 3
	1.425	$v_{P.1}=8.95$	0.122 04	2.048 1
	2.206	$v_{S3.1}=12.10$	0.078 84	1.788 6
	2.548	$v_{S4.1}=15.24$	0.068 25	1.950 4
4×10^5	0.206	$v_{S1.2}=0.58$	0.845 47	0.921 0
	1.425	$v_{P.2}=0.90$	0.122 04	0.204 8
	2.206	$v_{S3.2}=1.21$	0.078 84	0.178 9
	2.548	$v_{S4.2}=1.52$	0.068 25	0.195 0
4×10^4	0.206	$v_{S1.1}=5.81$	8.454 7	9.210 3
	1.425	$v_{P.1}=8.95$	1.220 4	2.048 1
	2.206	$v_{S3.1}=12.10$	0.788 4	1.788 6
	2.548	$v_{S4.1}=15.24$	0.682 5	1.950 4
4×10^3	0.206	$v_{S1.1}=5.81$	0.845 5	9.210 3
	1.425	$v_{P.1}=8.95$	0.122 0	2.048 1
	2.206	$v_{S3.1}=12.10$	0.078 8	1.788 6
	2.548	$v_{S4.1}=15.24$	0.068 3	1.950 4

1. 2. 4 啮合点的载荷系数和速度系数

由载荷系数公式 $g_w=GW^{1/2}$,速度系数公式 $g_v=GV^{1/4[4]}$ 分别计算出一定线载荷和转速条件下

各啮合点对应的载荷系数 g_w (无量纲)和速度系数 g_v (无量纲)。见表 4。

表 4 啮合点的载荷系数和速度系数

啮合点	g_{w1}	g_{w2}	g_{w3}	g_{v1}	g_{v2}
	$w_1=4\times$	$w_2=4\times$	$w_3=4\times$	$n_1=1\ 000$	$n_2=100$
	$10^5\ \text{N/m}$	$10^4\ \text{N/m}$	$10^3\ \text{N/m}$	r/min	r/min
S_1	145.38	45.96	14.54	27.5	15.48
P	55.24	17.47	5.52	18.9	10.64
S_3	44.40	14.04	4.44	18.3	10.28
S_4	41.31	13.06	4.13	18.7	10.49

2 分 析

2. 1 啮合点的润滑状态

在齿轮啮合过程中,当载荷和转速一定时,不同啮合点的润滑状态是不同的。在刚接触时,相对速度较大,即速度系数较大(表 4 中的 S_1 点),分别为 27.5 和 15.48,因而膜厚也较大,此时的润滑状态最好。通过节点后,啮合点在齿轮根部附近时,滑动速度较小,即速度系数较小(表 4 中的 S_3 点),分别为 18.3 和 10.28,油膜较薄,润滑状态较差,易发生磨损和点蚀^[4]。

2. 2 载荷对最小油膜厚度的影响

当速度一定时(速度系数为 g_{v1}),随载荷的增加,轮齿间的油膜形成机理及最小油膜厚度不同。在轻载时(载荷系数为 g_{w3}),齿轮表面润滑油的压粘效应不明显,表面弹性变形也很小,这时的油膜厚度主要受速度的影响,基本为动压润滑形式,油膜厚度较大。在中等载荷时(载荷系数为 g_{w2}),油膜厚度只受速度影响,润滑形式介于动压润滑和弹性流体动压润滑之间,当载荷稍有变化时油膜厚度并不变化,在载荷平稳的工作条件下,油膜厚度较稳定。在重载时(载荷系数为 g_{w1}),表面接触应力加大,内部油压也加大,齿廓表面产生较大的弹性变形,润滑油出现明显的压粘效应,此时的润滑状态为弹性流体动压润滑,油膜厚度最小,但油膜刚性较好,油膜稳定^[2]。

2. 3 速度对最小油膜厚度的影响

当载荷较大时,随着速度的增加,润滑油出现温粘效应。转速增大,润滑油温度升高,降低了润滑油由于压粘效应而增加的粘度,导致润滑油流动性增加,这样,油膜厚度就会随着转速的提高而增

大^[2]。如果转速较低, 由于油的粘度因载荷较大而增大, 使其流动性降低, 故不易建立有效油膜厚度。

3 结 论

在一定的运动条件下, 马丁、布洛克和道森的润滑理论分别适用于轻载、中载和重载的工作状况。即理论上只要有足够大的速度和一定的载荷, 啮合点间就能建立有效油膜厚度, 而保持良好的润滑状态。然而在齿轮传动中, 影响其工作的因素是多方面的, 在设计时应充分了解其工作条件, 根据工作条件正确的选择材料和加工工艺、确定齿轮参

数和润滑油的型号, 对齿轮在工作中能否建立有效油膜进行分析, 并结合工艺试验, 优化设计方案, 从而确定齿轮传动的最佳润滑方法, 对延长齿轮的使用寿命, 有着重要的意义。

参考文献:

[1] 清华大学精密仪器系机械设计教研组. 润滑理论 [M] . 北京: 人民教育出版社, 1980.
[2] 北京钢铁学院. 机械零件 [M] . 北京: 人民教育出版社, 1980.
[3] 徐灏. 摩擦、磨损与润滑 [A] . 机械设计手册 [M] . 第 7 篇 . 北京: 机械工业出版社, 1991.
[4] 钱伟长, 叶开源. 实验中应用的数学. 量纲分析和相似论 [M] . 上海: 科技出版社, 1980.

On the Lubricated States of Gearing under Different Working Conditions

SUN Jian

(Education and Training Center of Jinling Petrochemical Corporation Ltd. Nanjing 210046, China)

Abstract: On the basis of the various working states at the different engaged points of running gearing, this essay analyzes the lubricated states and the minimum thickness of oil film under different loads and at different rotational speeds, and discusses the best methods when the gearing is at work.

Key words: gearing; working condition; lubricated states