

齿轮的强度和试验

范垂本 编

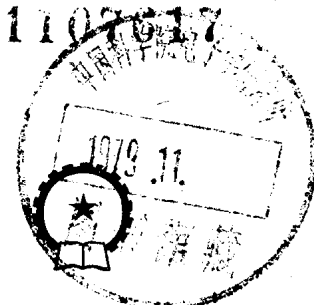


机械工业出版社

78.246
404

齿轮的强度和试验

范垂本 编



机械工业出版社

本书前四章介绍渐开线齿轮传动强度方面的基本知识，即载荷分析、应力分析、润滑理论和轮齿失效分析；后四章介绍齿面和齿根强度的各种试验设备和方法。

本书可供从事齿轮传动的试验研究、设计、使用和维修等工作人员参考，也可供高等院校教学参考。

齿轮的强度和试验

范垂本 编

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

民族印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本850×1168 1/32·印张14 3/8·插页8·字数394千字

1979年10月北京第一版·1979年10月北京第一次印刷

印数00,001—39,000·定价1.90元

统一书号：15033·4496

95/25

前 言

随着生产和科学技术的不断发展,对齿轮传动的质量、数量和品种等提出了更高的要求。为了适应高速、重载、小型、轻量以及大传动比和其他运动特性的要求,各种新型的齿轮传动和机构不断出现。目前,齿轮传动所能传递的功率可达4~5万HP,个别的甚至可达十万HP;圆周速度最高可达300m/s,最高转速达19600r/m。齿轮直径可制成数十米以上。

绝大多数机械上的齿轮传动是传递动力的,即不但传递运动,还传递转矩。因此,齿轮传动的工作能力主要决定于轮齿的强度。所谓强度,就是在合理的使用寿命下,轮齿不出现影响传动工作的失效现象。对齿轮产品的质量进行鉴定和改进、对新型齿轮传动承载能力作出恰当的评价、对影响齿轮传动工作能力的各种因素进行研究等等,都有赖于强度方面的试验研究。

齿轮工作时,因受外载荷作用而在轮齿中及齿面上产生应力,其实际应力如果超过许用应力(极限应力),就要发生某种失效。这种“应力”的广义含义,是指某种失效的极限指标,因为有的轮齿失效,不能单纯地以应力值来衡量,而是某些因素的综合指标(如胶合指标)。强度计算和强度试验研究,就是从不同的角度,在不同的条件下,具体解决实际“应力”和许用“应力”这一对矛盾。为了提高齿轮传动的工作能力和减小其重量及尺寸,就应该设法降低实际“应力”,或是提高许用“应力”。齿轮的许用“应力”与材料、啮合几何等有关,与制造工艺和精度有密切关系。通过齿轮传动的强度试验,可以发现或验证解决实际“应力”与许用“应力”的矛盾的最佳方案。

本书的目的是提供一些齿轮传动的强度和试验研究方法的基础知识,给从事这项工作的同志们参考。

目前在生产中大量采用的是渐开线齿轮，因此本书主要介绍它的强度和试验方法，而其它齿轮或蜗杆传动等的强度和试验方法，与它有类似之处，也可参考本书。

在编写本书过程中，曾得到一些工厂、研究部门和高等院校的同志们热情帮助；北京钢铁学院图书馆的同志们给予大力支持，为本书提供资料，对所有这些同志表示衷心感谢。由于篇幅所限，参考文献及资料目录未列出。

笔者的政治和业务水平不高，书中缺点和错误一定很多，衷心欢迎读者批评指正。

范垂本

于北京钢铁学院

目 录

前言

第一章 齿轮传动的载荷分析	1
1-1 齿轮传动的名义载荷	1
一、直齿圆柱齿轮传动	1
二、斜齿圆柱齿轮传动	2
三、直齿圆锥齿轮传动	4
四、斜齿或曲齿圆锥齿轮传动	4
五、齿轮传动工作载荷性质	6
1-2 齿的载荷分配和分布	9
一、轮齿的变形	10
二、轮齿间的载荷分配	20
三、沿轮齿接触线上的载荷分布	25
1-3 齿上的摩擦力和齿轮传动的效率	42
一、齿上的摩擦力	42
二、齿面的摩擦系数	46
三、齿轮传动的摩擦功率和效率	50
1-4 齿轮传动的动载荷	58
一、齿轮传动动载荷的基本知识	59
二、动载荷的模型分析法	81
三、影响齿轮传动动载荷的因素	91
第二章 轮齿的应力分析	104
2-1 齿面的接触应力	104
2-2 齿根的弯曲应力	121
一、齿根弯曲应力的简单平截面计算法	121
二、齿根弯曲应力的折截面计算法	138
三、短而宽的悬臂板的分析方法	144
四、齿根实际应力计算式	158

第三章 齿轮传动润滑理论基本知识	164
3-1 古典的齿轮润滑理论	164
3-2 考虑压力对润滑油粘度影响的齿轮润滑理论	171
3-3 考虑温度对粘度影响的齿轮润滑理论	174
3-4 弹性液体动压润滑理论	176
第四章 轮齿失效分析	183
4-1 轮齿失效形式和分类	183
一、表面失效	185
二、整体失效	188
4-2 齿面点蚀	192
一、点蚀的产生原因和机理	192
二、影响点蚀的主要因素	202
4-3 齿面胶合	220
一、胶合的现象及其产生原因	220
二、影响胶合失效的主要因素	225
三、齿面的瞬时温升	238
四、齿面胶合的计算指标	244
4-4 轮齿折断	248
一、轮齿疲劳折断机理简介	249
二、影响轮齿弯曲疲劳折断的主要因素	258
第五章 齿轮传动运转试验原理和装置	282
5-1 开放功率流式齿轮试验装置	284
一、机械制动器	285
二、流体制动器	289
三、电磁测功器	291
四、对比试验用的差动装置	296
五、多用途行星轮系式齿轮试验台	298
5-2 封闭功率流式齿轮试验台的基本原理	301
一、封闭功率流的概念	301
二、封闭功率流式齿轮试验台的载荷特性	308
三、封闭功率流式齿轮试验台的效率	315
5-3 封闭功率流式齿轮传动试验台的加载装置	325

一、直接扭转加载装置	326
二、螺旋运动加载装置	338
三、摇摆齿轮箱加载装置	347
四、行星差动齿轮机构加载装置	354
5-4 惯性加载装置	356
5-5 封闭式齿轮试验台的设计	361
第六章 齿轮传动工作齿面失效圆盘(锥)模拟试验台	369
6-1 滚动摩擦圆盘模拟试验台	373
6-2 定值滑动圆盘模拟试验台	375
6-3 变值滑动圆盘模拟试验台	380
6-4 锥盘模拟试验台	387
第七章 齿轮传动轮齿弯曲强度试验装置	390
7-1 轮齿弯曲静强度试验装置	391
7-2 轮齿弯曲冲击强度试验装置	393
7-3 轮齿弯曲疲劳强度试验装置	395
第八章 齿轮传动的试验研究方法	405
8-1 试验的准备	405
一、概述	405
二、运转中扭矩的测量方法	408
三、齿轮试件	411
四、齿轮试件的跑合	415
五、试验中的注意事项和试验报告	416
8-2 齿面疲劳点蚀试验	417
一、点蚀试验的终止状态	418
二、点蚀的观测和试验结果的表示	420
8-3 齿面胶合试验	426
一、啮合齿面间油膜厚度的测定	426
二、齿面温度的测定	430
三、润滑油性能试验	438
8-4 轮齿磨损试验	442
8-5 轮齿弯曲强度试验	447

第一章 齿轮传动的载荷分析

1-1 齿轮传动的名义载荷

为了研究齿轮的强度, 计算实验装置的尺寸、加载力矩和功率, 以及分析实验中各影响因素与载荷的关系, 必须知道齿轮工作时在齿上的作用力。实际上轮齿的载荷是沿接触线分布的, 如渐开线齿轮传动, 当为直齿时, 载荷沿与齿轮轴线平行的接触线上分布; 斜齿则沿与轴线成一角度的接触线上分布。齿轮上的名义载荷, 是把载荷简化为一作用在节点上的集中力, 暂不考虑齿上的摩擦力、传动中的动载荷、齿的弹性变形以及载荷在同时啮合数齿上的分配等等, 只按刚体静力学的办法处理。

一、直齿圆柱齿轮传动

图 1-1-1 是一对相啮合的直齿圆柱齿轮, 它们的节圆直径分别是 d_1 和 d_2 (cm); 节圆的圆周速度为 v (m/s); 齿轮的转速为 n_1 和 n_2 (r/m)。若传动的功率为 N (HP), 则小齿轮 1 上的扭矩为

$$M_1 = 71620 \frac{N}{n_1} (\text{kg} \cdot \text{cm}) \quad (1-1-1)$$

大齿轮的扭矩为

$$M_2 = i M_1 \quad (1-1-2)$$

此处 i 为传动比。

齿轮在节圆处的圆周力为

$$P_t = \frac{75 N}{v} = \frac{2 M_1}{d_1} = \frac{2 M_2}{d_2} (\text{kg}) \quad (1-1-3)$$

或

$$P_t = \frac{2 \times 71620 N}{d_1 n_1} (\text{kg}) \quad (1-1-4)$$

沿啮合线作用在齿上的总法向力为

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \alpha} \quad \text{或} \quad P_n = \frac{2M_1}{d_{j1}} = \frac{2M_2}{d_{j2}} \quad (1-1-5)$$

式中 α ——啮合角；

d_{j1} 和 d_{j2} ——齿轮 1 和 2 的基圆直径。

法向力 P_n 在径向的分力即径向力为

$$P_r = P_n \operatorname{tg} \alpha \quad (1-1-6)$$

若齿轮 1 是主动齿轮，2 是被动齿轮，则 1 轮上的法向力 P_n 和圆周力 P_t 的方向与其转动方向相反，而 2 轮上的 P_n 和 P_t 的方向则与其转动方向相同。在齿轮上的力矩方向与所受圆周力方向相同，而在齿轮轴上的力矩的方向则与齿轮上的力矩方向相反，且数值相等（图 1-1-2）。

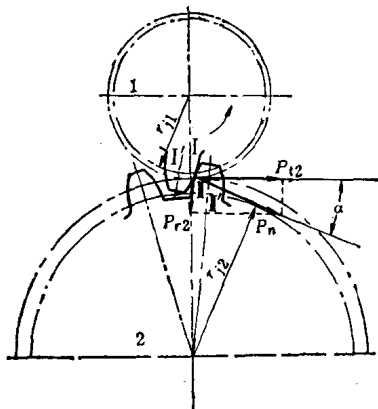


图 1-1-1

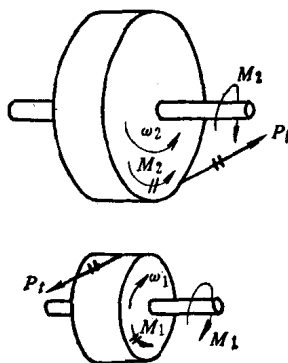


图 1-1-2

齿轮的转动方向不同，齿轮的工作齿面也就不同，图 1-1-1 中所示的转动方向，主动轮 1 和被动轮 2 的工作齿面分别为 I 和 II，若转动方向与图示的相反，则工作齿面即改为 I' 和 II'。

在进行齿轮传动的运转实验时，确定载荷和力矩的方向很重要，确定轮齿的哪一侧是工作齿面，在研究齿面失效时也是重要的。所以分析载荷时，要特别注意主动轮和被动轮的区别、力和力矩的方向和工作齿面在哪一侧等问题。

二、斜齿圆柱齿轮传动

若两相啮合的斜齿圆柱齿轮的转动方向如图 1-1-3 所示, 且 1 和 2 分别为主动和被动齿轮, 则在节圆处的圆周力仍可用公式 (1-1-2), 而作用在齿面上的总法向力则为

$$P_n = \frac{2M_1}{d_{j1}} = \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_s \cos \beta_j}$$

$$= \frac{2M_1}{d_1 \cos \beta \cos \alpha_n} = \frac{P_t}{\cos \alpha_s \cos \beta_j} \quad (1-1-7)$$

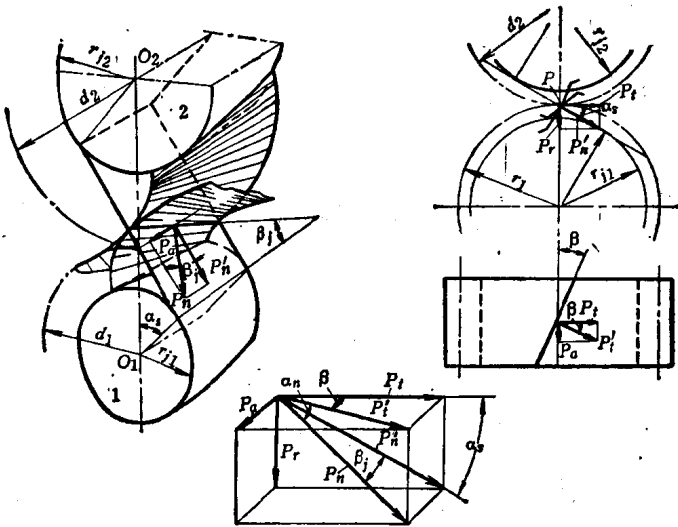


图 1-1-3

式中 α_s ——端面啮合角;
 α_n ——法面啮合角;
 β_j ——基圆柱上的螺旋角;
 β ——节圆柱上的螺旋角。

P_n 分解为圆周力 P_t 、轴向力 P_a 和径向力 P_r ,

$$P_r = P_t \operatorname{tg} \alpha_s = \frac{P_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (1-1-8)$$

$$P_a = P_t \operatorname{tg} \beta \quad (1-1-9)$$

P_n 、 P_t 、 P_r 和力矩的方向的判断与前同。轴向力 P_a 的方向与齿轮是主动或被动、转动方向和螺旋角方向有关。例如若轮 1

和轮 2 的转动方向与图 1-1-3 中所示的相反, 则轴向力的方向即与图中相反。若齿的螺旋方向与图中相反, 则轴向力也就反方向。

三、直齿圆锥齿轮传动

在分析圆锥齿轮传动的作用力时, 把载荷看做是一个作用于平均节圆直径 d_p 处的集中力 (图 1-1-4), 圆周力为

$$P_t = \frac{2M_1}{d_{p1}} \quad (1-1-10)$$

1 轮的轴向力和径向力分别为

$$P_{a1} = P_t \operatorname{tg} \alpha_s \sin \varphi_1 \quad (1-1-11)$$

$$P_{r1} = P_t \operatorname{tg} \alpha_s \cos \varphi_1 \quad (1-1-12)$$

2 轮的轴向力和径向力分别为

$$P_{a2} = P_t \operatorname{tg} \alpha_s \sin \varphi_2 \quad (1-1-13)$$

$$P_{r2} = P_t \operatorname{tg} \alpha_s \cos \varphi_2 \quad (1-1-14)$$

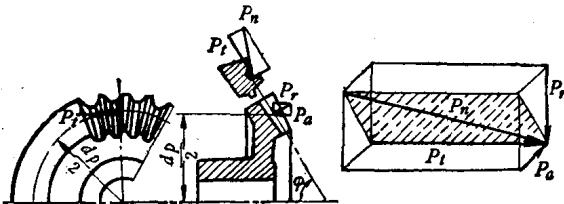


图 1-1-4

齿上的总法向力为

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \alpha_s} = \frac{2M_1}{d_{p1} \cos \alpha_s} \quad (1-1-15)$$

上列各式中 φ_1 和 φ_2 分别为轮 1 和轮 2 的节锥角。

当 $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ 时,

$$P_{a1} = -P_{r2}$$

$$P_{r1} = -P_{a2}$$

各轮上所受轴向力的方向均指向圆锥的大端。

四、斜齿或曲齿圆锥齿轮传动

图 1-1-5 中为右旋非直齿圆锥齿轮的受力情况, 图上只画出主动轮, 其转动方向为顺时针。力的作用点在平均直径处。

齿轮所承受的总轴向力为

$$P_{a1} = -(S_1 + S_2) = -P'_r \sin \varphi_1 - P'_a \cos \varphi_1$$

径向力为 $P_{r1} = T_1 - T_2 = P'_r \cos \varphi_1 - P'_a \sin \varphi_1$

又由图 $P'_a = P_t \operatorname{tg} \beta_p$

$$P'_r = Q \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{P_t}{\cos \beta_p} \operatorname{tg} \alpha_n$$

式中 β_p ——节圆锥上平均直径处的螺旋角；

P_t ——平均直径处的圆周力。

$$P_t = \frac{2M_1}{d_{p1}}$$

将 P'_a 和 P'_r 代入 P_{a1} 和 P_{r1} 的公式中得

轴向力: $P_{a1} = \frac{-P_t}{\cos \beta_p} (\sin \beta_p \cos \varphi_1 + \operatorname{tg} \alpha_n \sin \varphi_1)$

径向力: $P_{r1} = \frac{P_t}{\cos \beta_p} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi_1 - \sin \beta_p \sin \varphi_1)$

如使

$$\left. \begin{aligned} x_a &= \frac{1}{\cos \beta_p} (-\sin \beta_p \cos \varphi_1 - \operatorname{tg} \alpha_n \sin \varphi_1) \\ x_r &= \frac{1}{\cos \beta_p} (-\sin \beta_p \sin \varphi_1 + \operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi_1) \end{aligned} \right\} (1-1-16)$$

则可得轴向力

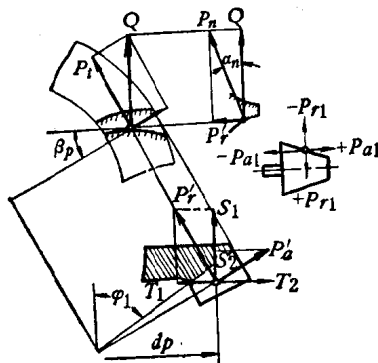


图 1-1-5

$$P_{a1} = x_a P_t \quad (1-1-17)$$

$$P_{a2} = -P_{r1} = -x_r P_t \quad (1-1-18)$$

径向力

$$P_{r1} = x_r P_t \quad (1-1-19)$$

$$P_{r2} = -P_{a1} = -x_a P_t \quad (1-1-20)$$

式中 正负号表示力的方向。

各种可能情况下的 x_a 和 x_r 在下面给出，代入公式 (1-1-17 ~ 20) 时应带有其本身符号：

当齿向为右旋，小齿轮的转动为顺时针方向（由大端看）或左旋且反时针转动时

$$x_r = \frac{1}{\cos \beta_p} (\sin \beta_p \sin \varphi_1 + \operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi_1) \quad (1-1-21)$$

$$x_a = \frac{1}{\cos \beta_p} (\sin \beta_p \cos \varphi_1 - \operatorname{tg} \alpha_n \sin \varphi_1) \quad (1-1-22)$$

当右旋，反时针转动或左旋，顺时针转动时

$$x_a = \frac{1}{\cos \beta_p} (-\sin \beta_p \sin \varphi_1 + \operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi_1) \quad (1-1-23)$$

$$x_r = \frac{1}{\cos \beta_p} (-\sin \beta_p \cos \varphi_1 - \operatorname{tg} \alpha_n \sin \varphi_1) \quad (1-1-24)$$

五、齿轮传动工作载荷性质

实际机器的工作载荷绝大多数是变化的，因而传到齿轮上的载荷也是变化的。对于那些工作载荷周期性变化的机器，可以用测量或计算的方法得到齿轮上的载荷变化规律。在进行齿轮特别是齿轮产品的强度试验时，为了能够得到符合实际工作情况的科学结果，往往要进行仿照实际工作载荷的模拟试验，也就是如何在试验台上模拟或再现工作载荷。为此，对某一用途的齿轮传动就必须知道机器的工作载荷变化规律。在试验时，如在试验台运转以前齿轮已加载，则还应知道启动的尖峰载荷。

这里举几个实际机器的工作载荷的例子。图 1-1-6a 是挖掘机滚筒上转矩的变化情况，可以把它近似地简化成图 1-1-6b 的

阶梯形载荷谱, 并以载荷的比例和作用时间的比例做为坐标。图 1-1-7 是起重机提升机构的载荷谱。图 1-1-8 是板轧机 (5 道轧制) 的驱动轴上的载荷谱。

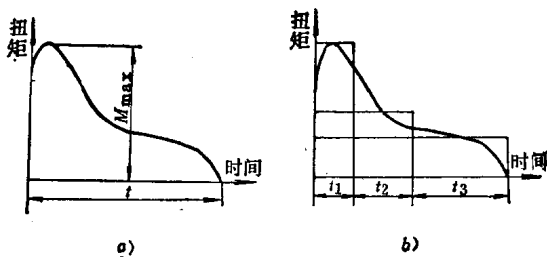


图 1-1-6

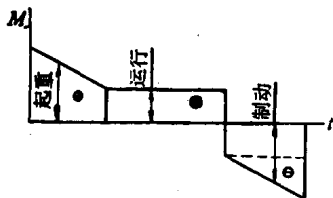


图 1-1-7



图 1-1-8

图 1-1-9 中, 曲线 1 和 2 分别为用变阻器 (三级启动) 和不用变阻器启动的电动机的启动转矩的变化情况。最大力矩可用下式求得:

$$M_{\max} = M_j + J \frac{\omega}{t_1} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}) \quad (1-1-25)$$

式中 M_j ——机器运转的静阻力矩 ($\text{kg} \cdot \text{m}$);

ω ——稳定的角速度 ($1/\text{s}$);

t_1 ——启动时间 (s);

J ——回转系统的惯性矩 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2$), 它可用飞轮矩 GD^2 表示, 即

$$J = \frac{GD^2}{4g} \quad (\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

式中 G ——回转系统的重量 (kg);

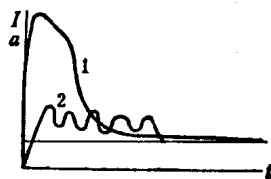


图 1-1-9

D ——惯性直径 (m);
 g ——重力加速度 (m/s^2)。

齿轮传动工作载荷谱的确定是比较复杂的问题,理论计算的方法可参见有关文献和机械动力学方面的著作。但理论计算与实际出入很大,因为工作载荷与机器在生产中实际运转情况的很多因素有关。可靠的载荷谱目前都是采用电阻应变仪进行长期测定(图 1-1-10),经过统计整理简化得出的。

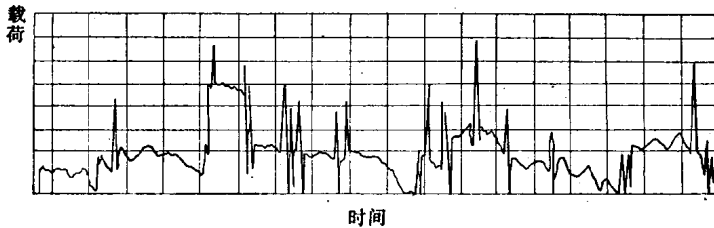


图 1-1-10

齿轮传动的工作载荷即使是稳定不变的,但因为工作时,轮齿是间歇啮合,以致齿上的载荷也是脉动变化的,即同一轮齿在啮合时受载,不啮合时不受载。由齿面的赫兹压力分布可知,齿面接触区的压力分布是半椭圆形,因此对齿面某一定点的载荷也是由零至最大再至零。图 1-1-11 即为同一轮齿工作时,在齿面上定点的载荷变化情况。由于接触区的尺寸很小,则载荷由零→最大→零的变化过程所需的时间就很短,而此定点不受载的时间却长许多倍。例如中心距 $A=152\text{ mm}$, 圆周速度 $v=6.37\text{ m/s}$ 的直齿圆柱

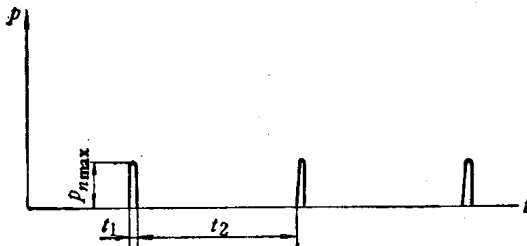


图 1-1-11

t_1 —啮合时间 t_2 —非啮合时间

齿轮传动,其接触区宽度近似为 $b=0.015\text{ cm}$,如平均取沿齿面接触速度为 220 cm/s ,则载荷作用时间为

$$t_1 = \frac{0.015}{220} = 0.00007\text{ s}$$

而不受载时间(这与齿数及传动比有关)约为 0.035 s ,则

$$\frac{t_2}{t_1} = \frac{0.035}{0.00007} = 500$$

即不受载时间与受载时间之比是 500。由于作用时间非常短(如 $\leq 0.001\text{ s}$)的载荷就是冲击载荷。因此,齿面固定点的载荷不仅仅是脉动变化的,而且有高频冲击的特点。遗憾的是,目前在齿轮的强度研究方面还远没有考虑后一种载荷的特点,以及它对轮齿失效、齿面机械性质的变化、齿面的润滑状态等等方面的影响。

以上讨论了齿轮传动和齿面上的工作载荷,即根据机器工作情况传入的载荷的问题。下面将讨论轮齿上的实际有效载荷问题。

1-2 齿的载荷分配和分布

为了分析轮齿的强度,不仅需要知道齿轮传动的功率和名义工作载荷(力和转矩)等,还应具体地确定齿上载荷的大小和载荷分布情况。由于同时啮合的各个轮齿上的载荷,实际上并不是平均分配的,所以只有知道轮齿在各个不同啮合位置时的具体载荷数值,才能找出危险的最大载荷,以便计算危险应力。轮齿间的载荷分配主要受轮齿的弹性变形(或轮齿的刚性)的影响,齿的误差也起一定作用。齿轮传动中各零件(齿轮、轴、轴承、箱体等)的弹性变形,齿轮和有关零件的加工与装配误差,都会使相啮合的轮齿实际上不能达到理论上的啮合状态。因此沿接触线上的载荷分布就不可能是均匀的,也就是存在载荷集中的现象(或称偏载现象)。载荷集中影响着轮齿的强度。本节对同时啮合轮齿间的载荷非平均分配,以及在一个齿上沿接触线上的载荷非均匀分布这两个问题作一简介。

1107617