



齿轮传动

- 1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- 2 齿轮材料及力学性能
- 3 直齿圆柱齿轮传动的强度计算

机械设计基础主要研究机械中的**常用机构**和**通用零件**的工作原理、结构特点、基本的设计理论和方法。



中山大學

SUN YAT-SEN UNIVERSITY

智能工程学院

SCHOOL OF INTELLIGENT SYSTEMS ENGINEERING

齿轮传动

- 1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- 2 齿轮材料及力学性能
- 3 直齿圆柱齿轮传动的强度计算

机械设计基础主要研究机械中的常用机构和通用零件的工作原理、结构特点、基本的设计理论和方法。

轮齿的失效形式和设计计算准则

一、轮齿的失效形式

齿轮传动的失效主要发生在轮齿部分，常见失效形式有五种：

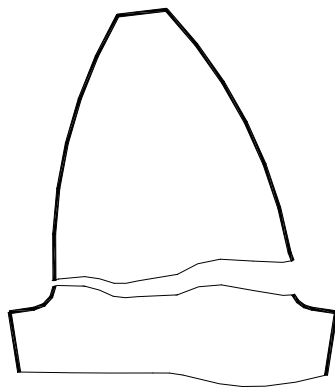
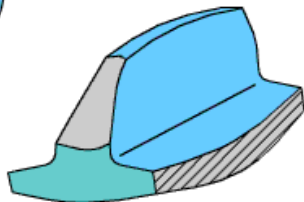
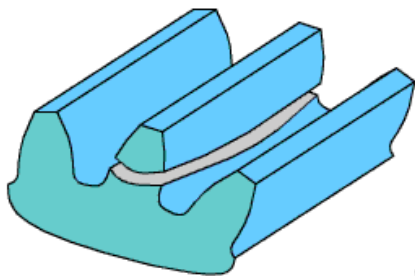
- 轮齿折断
- 齿面点蚀
- 齿面胶合
- 齿面磨损
- 齿面塑性变形

齿轮其他部分（如齿圈、轮辐、轮毂等）失效很少发生，通常按经验设计。

轮齿的失效形式和设计计算准则

1. 轮齿折断

现象——轮齿局部或整体折断



原因——

- 齿根部受较大的交变弯曲应力
- 齿根圆角及切削刀痕产生应力集中
- 轮齿受到短期过载或冲击载荷的作用

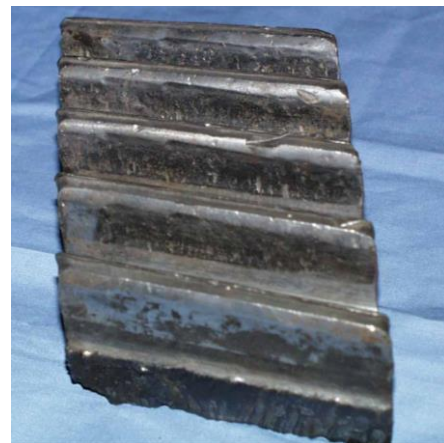
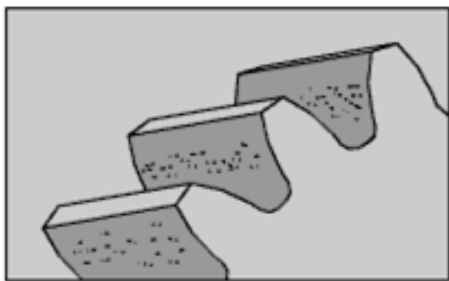
措施——

增大齿根过渡圆角半径；提高齿轮制造精度和安装精度；采用表面强化处理(如喷丸、碾压)等

轮齿的失效形式和设计计算准则

2. 齿面点蚀

现象——齿面金属剥落形成麻点状凹坑。首先出现在齿面节圆偏齿根侧。



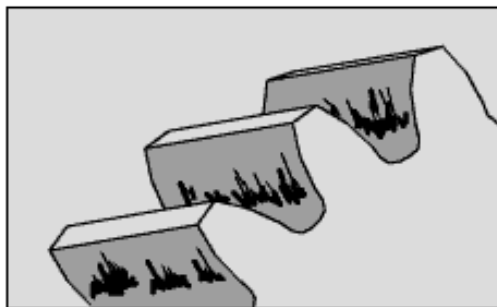
原因——节圆附近齿面相对滑动速度小，油膜不宜形成，摩擦力较大；且节圆处同时参与啮合的轮齿对数少，接触应力大。接触疲劳产生小裂纹⇒扩展⇒脱落⇒凹坑。

措施——提高齿面硬度，降低齿面粗糙度值，合理选择润滑油的黏度等

轮齿的失效形式和设计计算准则

3. 齿面胶合

现象——两齿面黏结，随相对运动被撕落而形成沟纹



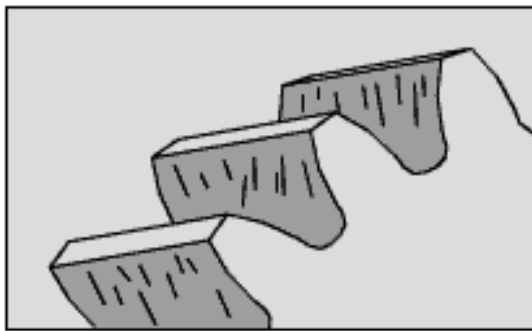
原因——高速重载齿轮传动，因齿面间压力大、相对滑动速度高，在啮合处摩擦发热多，产生瞬间高温，使油膜破裂，造成齿面金属直接接触并相互黏结，而后随齿面相对运动，又将黏结金属撕落，使齿面形成条状沟痕，产生齿面胶合。低速重载齿轮传动，齿面间的润滑油膜不易形成，也易产生胶合破坏。

措施——减小模数及降低齿高以减小滑动速度，提高齿面硬度，降低齿面粗糙度值，采用抗胶合能力强的齿轮材料，在润滑油中加入抗胶合添加剂等。

轮齿的失效形式和设计计算准则

4. 齿面磨损

现象——齿面过度磨损，齿廓严重失真



原因——

- 粗糙齿面的摩擦
- 砂粒、金属屑等落入齿面之间，成为磨料
- 磨损引起齿廓变形和齿厚减薄，产生振动和噪声，甚至因轮齿过薄而断裂

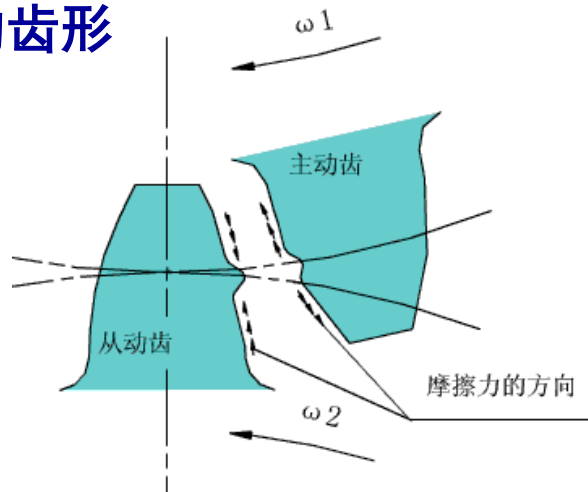
措施——

采用闭式齿轮传动，提高齿面硬度，降低齿面粗糙度值，注意保持润滑油清洁等

轮齿的失效形式和设计计算准则

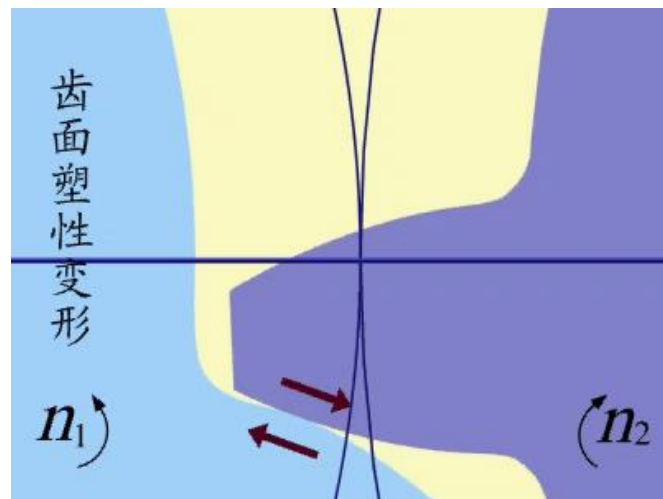
5. 齿面塑性变形

现象——齿面局部塑性变形，使齿廓失去正确的齿形



原因——用较软齿面材料制造的齿轮，在承受重载的传动中，由于摩擦力的作用，齿面表层材料沿摩擦力的方向发生塑性变形。主动轮齿面节线处产生凹坑，从动轮齿面节线处产生凸起

措施——提高齿面硬度和润滑油黏度



轮齿的失效形式和设计计算准则

二、齿轮设计计算准则

设计齿轮传动时，应根据实际工况条件，分析主要失效形式，确定相应的设计准则，进行设计计算。

闭式齿轮传动

主要失效形式——齿面疲劳点蚀、弯曲疲劳折断及胶合

设计计算准则——必须计算轮齿弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度。对于高速重载齿轮传动，还须计算其抗胶合能力。

开式齿轮传动

主要失效形式——磨损及弯曲疲劳折断

设计计算准则——目前对磨损尚无成熟的设计计算方法，故通常按齿根弯曲疲劳强度进行设计计算，并将设计所得模数增大10%~15%，以考虑磨损的影响。



齿轮传动

- 1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- 2 齿轮材料及力学性能
- 3 直齿圆柱齿轮传动的强度计算

机械设计基础主要研究机械中的常用机构和通用零件的工作原理、结构特点、基本的设计理论和方法。

齿轮材料及力学性能

齿轮材料对齿轮的承载能力和结构尺寸影响很大，合理选择齿轮材料是设计重要内容之一。**选择齿轮材料应考虑如下要求：**

- 齿面应有足够的硬度，保证齿面抗点蚀、抗磨损、抗胶合和抗塑性变形的能力；
- 应具有良好的机械加工和热处理工艺性；
- 经济性。

常用齿轮材料：

- 各种牌号的优质碳钢、合金结构钢、铸钢和铸铁等，一般多采用锻件或轧制钢材。
- 当齿轮较大（例如直径大于400~600mm）而轮坯不易锻造时，可采用铸钢；
- 开式低速传动可采用灰铸铁；球墨铸铁有时可代替铸钢。

表 11-1 常用的齿轮材料及其力学性能

材料牌号	热处理方式	硬度	接触疲劳极限 $\sigma_{H\ lim}/\text{MPa}$	弯曲疲劳极限 σ_{FE}/MPa
45	正火	156~217 HBW	350~400	280~340
	调质	197~286 HBW	550~620	410~480
	表面淬火	40~50 HRC	1 120~1 150	680~700
40Cr	调质	217~286 HBW	650~750	560~620
	表面淬火	48~55 HRC	1 150~1 210	700~740
40CrMnMo	调质	229~363 HBW	680~710	580~690
	表面淬火	45~50 HRC	1 130~1 150	690~700
35SiMn	调质	207~286 HBW	650~760	550~610
	表面淬火	45~50 HRC	1 130~1 150	690~700
40MnB	调质	241~286 HBW	680~760	580~610
	表面淬火	45~55 HRC	1 130~1 210	690~720
38SiMnMo	调质	241~286 HBW	680~760	580~610
	表面淬火	45~55 HRC	1 130~1 210	690~720
	氮碳共渗	57~63 HRC	880~950	790
38CrMoAlA	调质	255~321 HBW	710~790	600~640
	渗氮	>850 HV	1 000	720

续表

材料牌号	热处理方式	硬度	接触疲劳极限 $\sigma_{H\ lim}/\text{MPa}$	弯曲疲劳极限 σ_{FE}/MPa
20CrMnTi	渗氮	>850 HV	1 000	715
	渗碳淬火,回火	56~62 HRC	1 500	850
20Cr	渗碳淬火,回火	56~62 HRC	1 500	850
ZG310-570	正火	163~197 HBW	280~330	210~250
ZG340-640	正火	179~207 HBW	310~340	240~270
ZG35SiMn	调质	241~269 HBW	590~640	500~520
	表面淬火	45~53 HRC	1 130~1 190	690~720
HT300	时效	187~255 HBW	330~390	100~150
QT500-7	正火	170~230 HBW	450~540	260~300
QT600-3	正火	190~270 HBW	490~580	280~310

注： $\sigma_{H\ min}$ 、 σ_{FE} 值与材料硬度呈线性正相关。表中的 $\sigma_{H\ lim}$ 、 σ_{FE} 数值,是根据 GB/T 3480—1997 提供的线图,依材料的硬度值查得,它适用于材质和热处理质量达到中等要求时。



中山大學

SUN YAT-SEN UNIVERSITY

智能工程学院

SCHOOL OF INTELLIGENT SYSTEMS ENGINEERING

齿轮传动

- 1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- 2 齿轮材料及力学性能
- 3 直齿圆柱齿轮传动的强度计算

机械设计基础主要研究机械中的常用机构和通用零件的工作原理、结构特点、基本的设计理论和方法。

直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

一、轮齿上的作用力

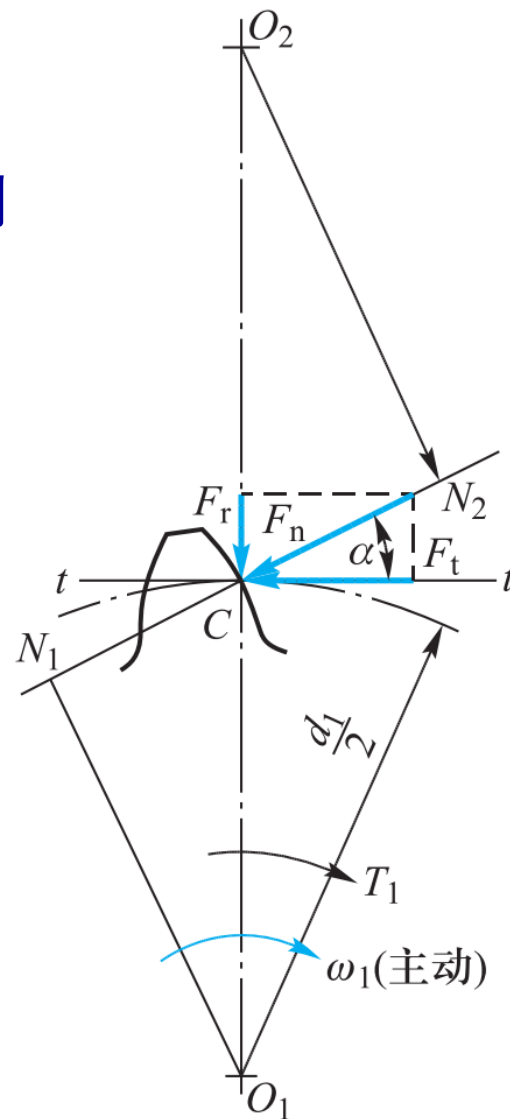
圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ 与转向关系：主反从同

径向力 $F_r = F_t \tan \alpha$ 指向转动轴线

法向力 $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$

转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P(\text{kW})}{n_1(\text{r/min})} (\text{N} \cdot \text{mm})$

主动轮、从动轮上各力的方向？



直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

二、计算载荷

名义载荷：用齿轮传递的名义转矩求得的各力

载荷系数 K ：考虑原动机及工作机的性能、齿轮制造及安装误差、齿轮及其支撑件变形等因素对实际作用于齿轮上的载荷的影响而引入的系数

计算载荷：名义载荷与载荷系数 K 的乘积

载荷系数 K

原动机	工作机械的载荷特性		
	均匀	中等冲击	大的冲击
电动机	1 ~ 1.2	1.2 ~ 1.6	1.6 ~ 1.8
多缸内燃机	1.2 ~ 1.6	1.6 ~ 1.8	1.9 ~ 2.1
单缸内燃机	1.6 ~ 1.8	1.8 ~ 2.0	2.2 ~ 2.4

注：斜齿、圆周速度低、精度高、齿宽系数小时取小值，直齿、圆周速度高、精度低、齿宽系数大时取大值。齿轮在两轴承之间对称布置时取小值，齿轮在两轴承之间不对称布置及悬臂布置时取大值。

直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

计算目标——保证在预定寿命内齿轮不发生点蚀失效

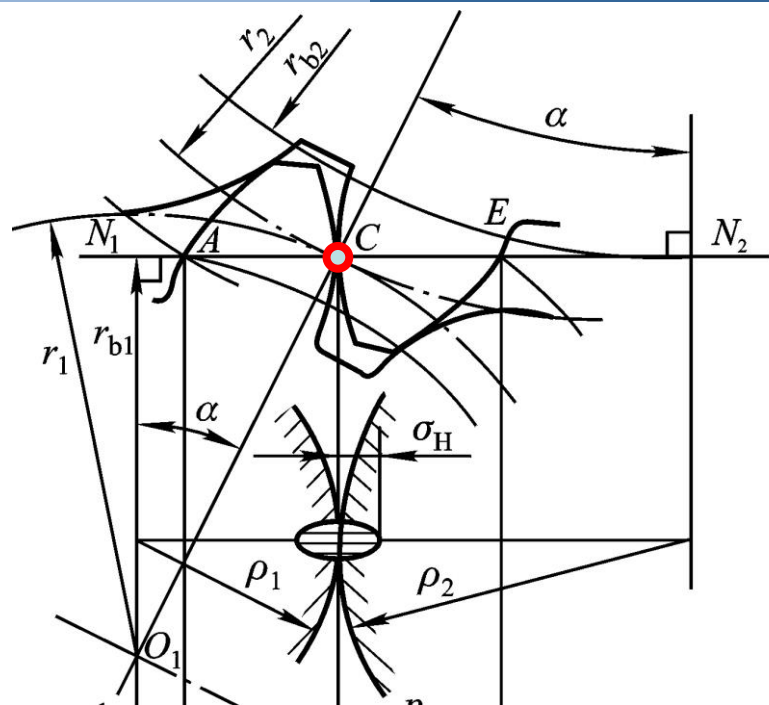
计算准则—— $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

计算位置——由于直齿轮在节点附近往往是单对齿啮合区，轮齿受力较大，实验表明，齿根部分靠近节线处最易发生点蚀，故取节点处的接触应力为计算依据。

直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

将赫兹 (H. Hertz) 公式用于计算节点处的接触应力，编号约定：1为小齿轮，2为大齿轮

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}$$



σ_H —最大接触应力； b —接触长度；

“+”号用于外接触，“-”号用于内接触；

E_1 、 E_2 —分别为两圆柱体材料的弹性模量；

μ_1 、 μ_2 —分别为两圆柱体材料的泊松比。

圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法

一、材料及其力学性能

- 转矩不大时，可试选用碳素结构钢，若计算出的齿轮直径太大，则可选用合金结构钢。
- 轮齿表面热处理可提高接触疲劳强度，使装置较紧凑。若表面热处理后硬化层较深，轮齿会变形，则要进行磨齿。表面渗氮齿形变化小，不用磨齿，但氮化层较薄。
- 尺寸较大的齿轮可用铸钢，但生产批量小时锻造较经济。
- 选定材料及其热处理方式后，轮齿的接触疲劳极限和弯曲疲劳极限可由表11-1查出，一般可取表中硬度的平均值和相应的疲劳极限进行强度计算。

二、主要参数

1. 齿数比

为了避免齿轮传动的尺寸过大，齿数比 u （大轮齿数与小轮齿数之比）不宜过大，一般取 $u \leq 7$ 。当要求传动比大时，可以采用两级或多级齿轮传动。

2. 齿数

标准齿轮 $z_{\min} \geq 17$ ，若允许轻微根切或采用变位齿轮， z_{\min} 可以少到14或更少。配对齿轮的齿数以互质数为好，至少不要成整数比，以使所有齿轮磨损均匀并有利于减小振动。

圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法

三、设计计算方法

➤ 闭式软齿面齿轮传动

主要失效形式——齿面疲劳点蚀

设计计算准则——先按齿面接触疲劳强度进行设计，然后进行齿根弯曲疲劳强度校核

➤ 闭式硬齿面齿轮传动

主要失效形式——轮齿弯曲疲劳折断

设计计算准则——先按齿根弯曲疲劳强度进行设计，然后进行齿面接触疲劳强度校核

➤ 开式齿轮传动

主要失效形式——轮齿弯曲疲劳折断及磨损

设计计算准则——按齿根弯曲疲劳强度进行设计，并将模数增大10%~15%，以考虑磨损的影响。

当双向受载（弯曲）时，表11-1中： $\sigma_{FE} \times 0.7$