



ME311 | 机械设计

2023年秋季

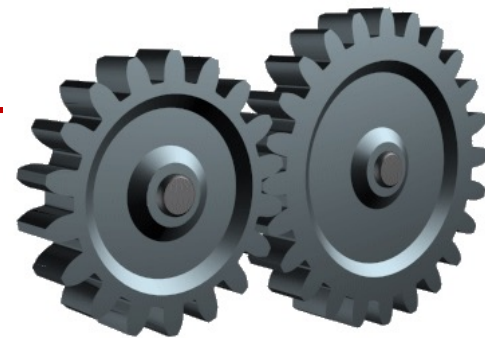
第03章

齿轮传动设计

(上2)

宋超阳

南方科技大学



本章要点概述

- 齿轮机构及其设计
 - 齿轮机构的类型与特点
 - 渐开线直齿圆柱齿轮机构
 - 其他齿轮机构及其传动分析
- 齿轮传动设计
 - 齿轮传动的失效形式和设计约束
 - 直齿圆柱齿轮传动的强度条件
 - 齿轮材料和许用应力
 - 斜齿圆柱齿轮传动的强度条件
 - 直齿锥齿轮传动的强度条件
 - 齿轮传动的设计方法
 - 行星齿轮传动设计概要
 - 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮传动
 - 齿轮传动类型的选择
- 蜗杆传动设计
 - 圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸
 - 蜗杆传动的失效形式和设计约束
 - 圆柱蜗杆传动的强度条件
 - 蜗杆传动的效率和热平衡计算
 - 圆柱蜗杆传动的设计方法
 - 环面蜗杆传动
 - 蜗杆传动类型的选择
- 齿轮系及其设计
 - 定轴齿轮系及其传动比
 - 周转齿轮系及其传动比
 - 复合齿轮系及其传动比
 - 齿轮系的应用
 - 行星轮系设计
 - 其他行星传动简介

齿轮传动设计

齿轮传动的失效形式和设计约束
直齿圆柱齿轮传动的强度条件
 齿轮材料和许用应力
斜齿圆柱齿轮传动的强度条件
直齿锥齿轮传动的强度条件
 齿轮传动的设计方法
 齿轮传动类型的选择

齿轮传动的 失效形式和设计约束

齿轮传动设计

齿轮传动的失效形式分析

- 五种失效（损伤）形式
 - 齿根弯曲疲劳折断
 - 齿面疲劳点蚀
 - 齿面磨损
 - 齿面胶合
 - 齿面塑性变形
- 齿轮失效形式是强度计算的前提，分析的重点包括
 - 对各种失效的现象
 - 损伤出现于轮齿的什么部位
 - 损伤的机理（基本原因）
 - 防止和减轻各种失效的主要措施
 - 采用的计算准则

齿根弯曲疲劳折断

理解成因

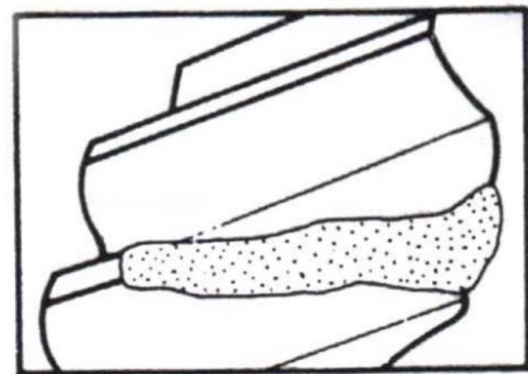
- 轮齿折断轮齿受力后，其根部受弯曲应力作用（变应力）
 - 在齿根过渡圆角处，应力最大且有应力集中
 - 当此处的变应力超过了材料的疲劳极限时，其拉伸侧将产生疲劳裂纹
 - 裂纹不断扩展，最终造成轮齿弯曲疲劳折断

失效特点

- 全齿折断：齿宽较小的直齿圆柱齿轮，裂纹往往沿全齿根扩展，导致全齿折断
- 局部折断：齿宽较大的直齿圆柱齿轮（因制造误差使载荷集中在齿的一端）、斜齿圆柱齿轮和人字齿轮（接触线倾斜），其齿根裂纹往往沿倾斜方向扩展，发生轮齿的局部折断

解决措施

- ① 采用正变位齿轮，以增大齿根厚度
- ② 增大齿根圆角半径和降低表面粗糙度值
- ③ 采用表面强化处理（如喷丸、辗压等）



齿面疲劳点蚀

理解成因

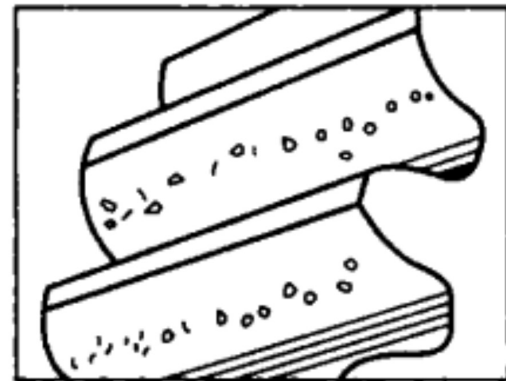
- 轮齿受力后，齿面接触处将产生循环变化的接触应力，在接触应力反复作用下，轮齿表面或次表层出现不规则的细线状疲劳裂纹，并由于有润滑油进入裂纹，将产生很高的油压，促使裂纹扩展，使齿面金属脱落而形成麻点状凹坑，最终形成点蚀

失效特点

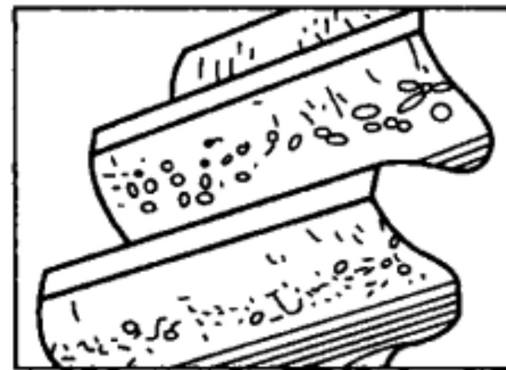
- 点蚀常发生于闭式软齿面 ($HBS < 350$) 传动中
- 点蚀的形成与润滑油的存在密切相关
- 点蚀常发生于节线附近 (通常只有一对齿啮合)
 - ① 节线附近常为单齿对啮合区，轮齿受力与接触应力最大
 - ② 节线处齿廓相对滑动速度低，润滑不良，不易形成油膜，摩擦力较大
 - ③ 润滑油挤入裂纹，使裂纹扩张
- 开式传动中一般不会出现点蚀现象 (磨损较快)

解决措施

- ① 提高齿面硬度、齿面质量、增大直径和降低表面粗糙度
- ② 在许可范围内采用大的变位系数和 (即 $\chi = \chi_1 + \chi_2$)，以增大综合曲率半径
- ③ 采用黏度较高的润滑油



• 早期点蚀



• 破坏性点蚀



齿面磨损

理解成因

- 在齿轮传动中，当齿面间落入砂粒、铁屑、非金属物等磨料性物质时，会引起齿面磨损，这种磨损称为磨粒磨损
- 齿面磨损后，齿廓形状破坏，引起冲击、振动和噪声，且由于齿厚减薄而可能发生轮齿折断

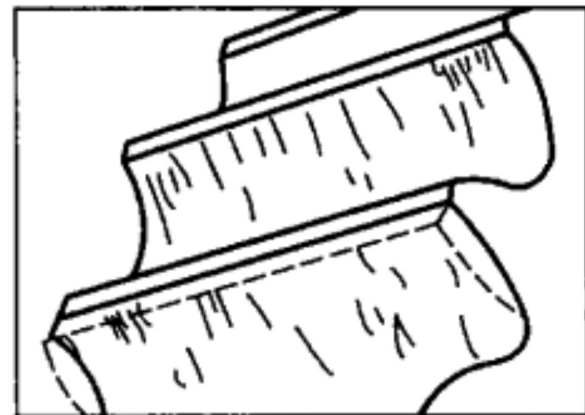


失效特点

- 开式齿轮传动的主要失效形式

解决措施

- 改善密封和润滑条件，在油中加入减摩添加剂，保持油的清洁，提高齿面硬度等，均能提高抗磨粒磨损能力



齿面胶合

理解成因

- **配对齿轮采用异种金属时，其抗胶合能力比同种金属强**
- 互相啮合的轮齿齿面，在一定的温度或压力作用下，发生黏着，随着齿面的相对运动，使金属从齿面上撕落而引起严重的黏着磨损

失效特点

- **热胶合**：在重载、高速齿轮传动中，由于啮合处产生很大的摩擦热，导致局部温度过高，使齿面油膜破裂，产生两接触齿面金属融焊而黏着
- **热胶合是高速、重载齿轮传动的主要失效形式**
- **冷胶合**：在重载、低速齿轮传动中，由于局部齿面啮合处压力很高，且速度低，不易形成油膜，使接触表面膜被刺破而黏着

解决措施

- **采用异种金属、降低齿高、提高齿面硬度等**
- 减小模数、降低齿高、采用角度变位齿轮以减小滑动系数，提高齿面硬度，采用抗胶合能力强的润滑油（极压油）等，均可减缓或防止齿面胶合



齿面塑性变形

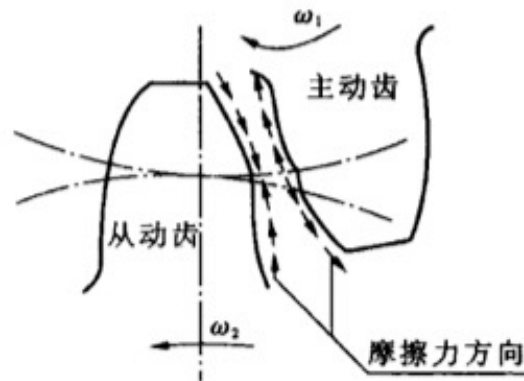
理解成因

- 当轮齿材料较软，载荷及摩擦力又很大时，轮齿在啮合过程中，齿面表层材料就会沿着摩擦力的方向产生塑性变形



失效特点

- 由于主动轮齿上所受的摩擦力是背离节线分别朝向齿顶及齿根作用的，故产生塑性变形后，齿面沿节线处形成凹沟
- 从动轮齿上所受的摩擦力方向则相反，故产生塑性变形后，齿面沿节线处形成凸棱



解决措施

- 提高齿面硬度，采用黏度高的润滑油，均可防止或减轻齿面的塑性变形。



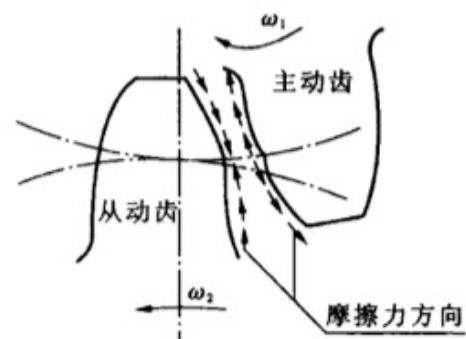
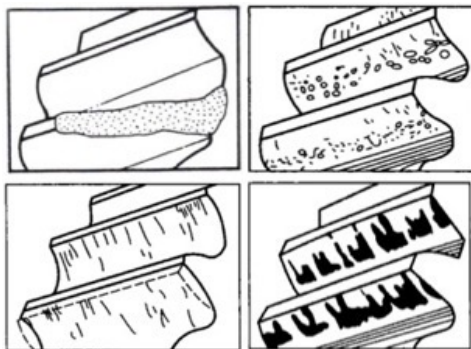
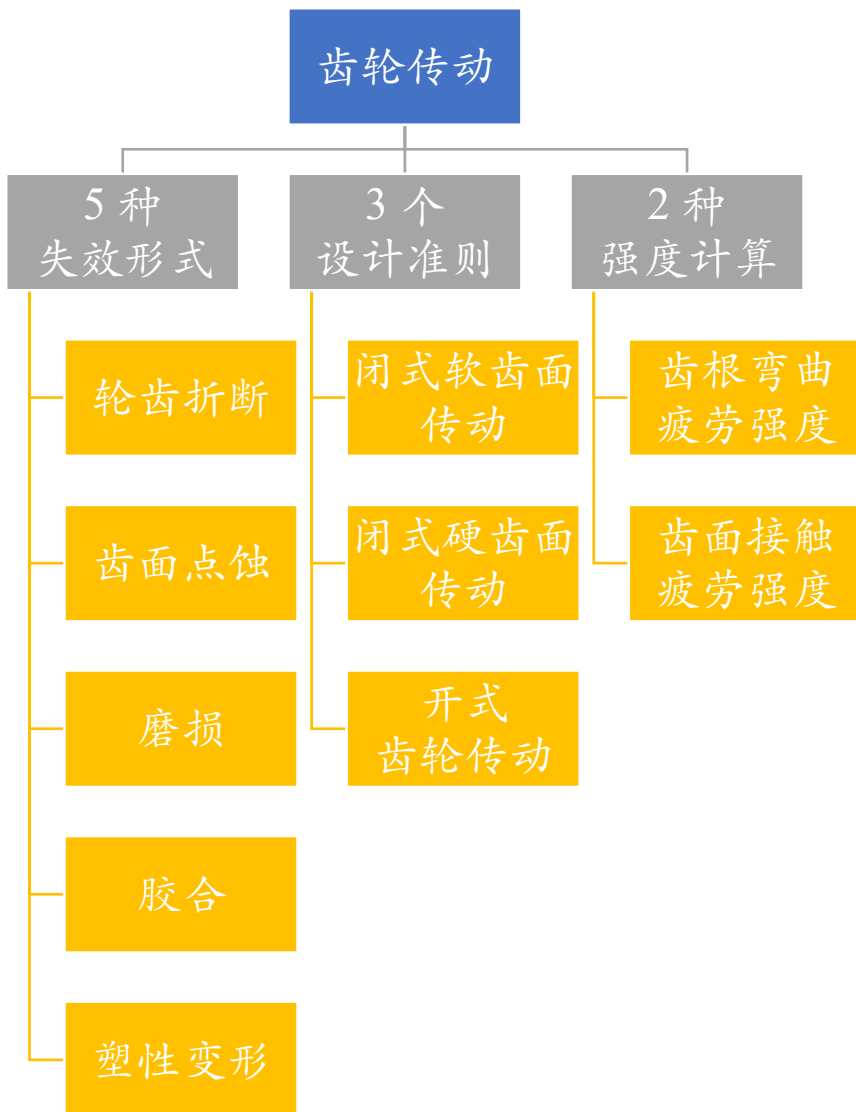
齿轮传动的设计约束

- 主要针对轮齿疲劳折断和齿面疲劳点蚀这两种失效形式
 - 齿根弯曲疲劳强度——齿轮抵抗轮齿疲劳折断的能力
 - 齿面接触疲劳强度——齿轮抵抗齿面疲劳点蚀的能力

设计准则	主要失效形式	设计约束	强度校核
对于 <u>闭式软齿面</u> 传动 (硬度 ≤ 350 HBS)	齿面点蚀	齿面接触疲劳强度	齿根弯曲疲劳强度
对于 <u>闭式硬齿面</u> 传动 (硬度 > 350 HBS)	齿根弯曲疲劳折断	齿根弯曲疲劳强度	齿面接触疲劳强度
对于 <u>开式齿轮</u> 传动	齿面磨损和轮齿折断 (无成熟计算方法)	按齿根弯曲疲劳强度 设计, 将模数增大 10-15%	不校核 齿面接触疲劳强度

- 短期过载的齿轮传动, 其主要失效形式是过载折断或塑性变形, 其设计约束条件为静强度条件
- 设计齿轮时, 除应满足上述强度约束条件外, 还应考虑诸如经济性、环境污染 (主要是振动和噪声) 等问题。

齿轮传动的设计约束



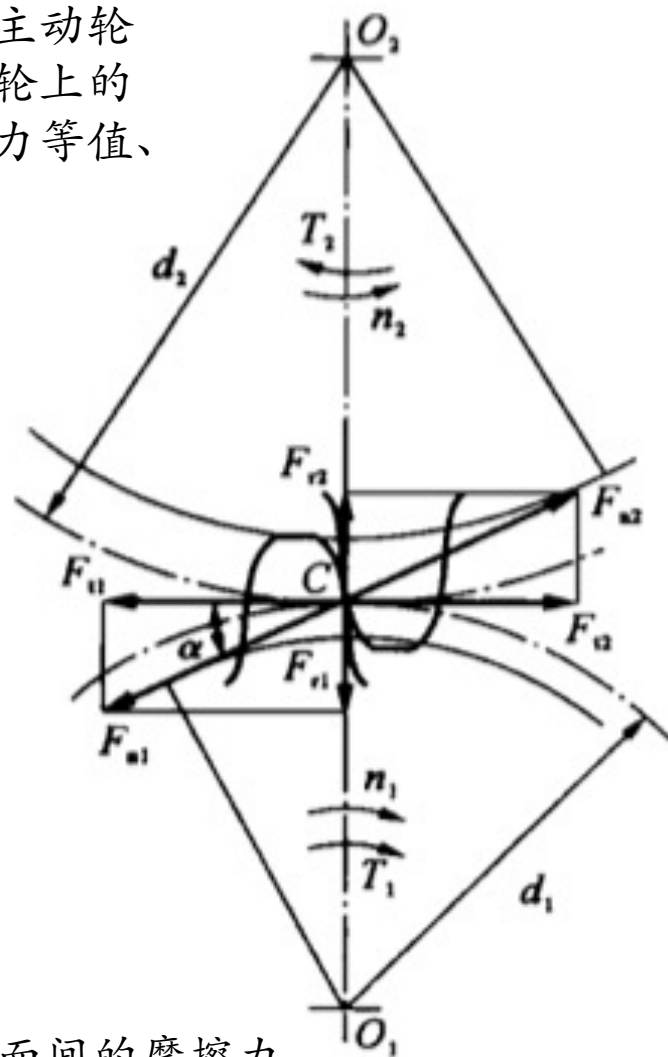
直齿圆柱齿轮传动的 强度条件

齿轮传动设计

齿轮受力分析 (名义载荷)

- 转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1}$ (N·mm)
 - 主动齿轮 1 传给从动齿轮 2
- 轮齿上的法向力 $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha}$ (N)
 - 切于分度圆上的圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ (N)
 - F_{t1} 与主动轮回转方向相反 (阻力)
 - F_{t2} 与从动轮回转方向相同 (驱动力)
 - 和沿半径方向的径向力 $F_r = F_t \tan \alpha$ (N)
 - F_{r1} 、 F_{r2} 分别指向各自齿轮的轮心
- T_1 : 主动齿轮传递的名义转矩 (N·mm)
- d_1 : 主动齿轮的分度圆直径 (mm)
- α : 分度圆压力角 ($^\circ$)
- P_1 : 主动齿轮传递的功率 (kW)
- n_1 : 主动齿轮的转速 (r/min)

作用在主动轮和从动轮上的各对应力等值、反向



略去齿面间的摩擦力

计算载荷

- 名义载荷 => 修正系数 => 计算载荷
 - 由于原动机和工作机的振动和冲击，在轮齿啮合过程中产生的动载荷
 - 制造安装误差或受载后轮齿产生的弹性变形以及轴、轴承、箱体的变形等原因，造成的载荷沿齿宽方向的分布不均及啮合的各轮齿间载荷的分布不均
- 与圆周力对应的计算载荷为

$$F_{tc} = KF_t$$

$$K = K_A K_v K_\beta K_a \quad (\text{载荷系数})$$

K_A : 使用系数

- 考虑原动机和工作机的工作特性等引起的动力过载对轮齿受载的影响



K_v : 动载系数

- 考虑齿轮副在啮合过程中，因啮合误差（基节误差、齿形误差和轮齿变形等）所引起的内部附加动载荷对轮齿受载的影响



K_β : 齿向载荷分布系数

- 考虑由于轴的变形和齿轮制造误差等引起的载荷沿齿宽方向分布不均匀的影响



K_a : 齿间载荷分配系数

- 考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀的影响

K_A : 使用系数

考虑原动机和工作机的工作特性等引起的动力过载对轮齿受载的影响

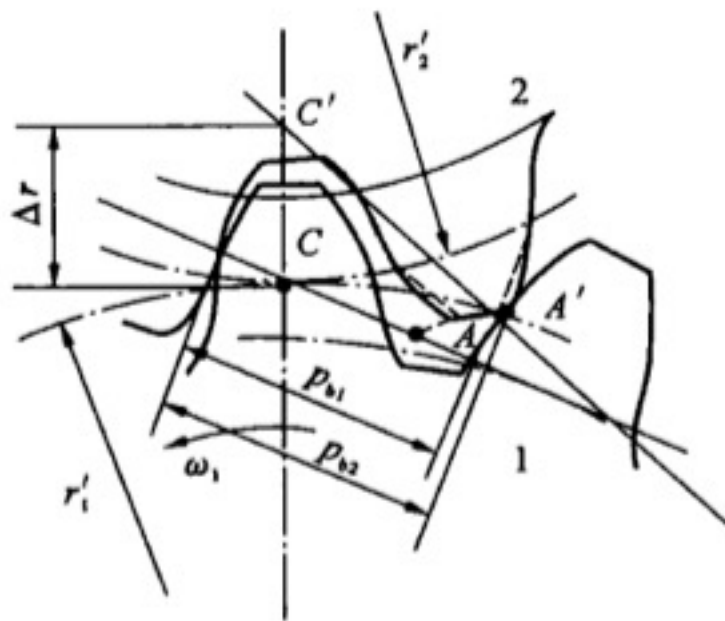
工作机的工作特性	原动机的工作特性及其示例			
	均匀平稳 电动机, 匀速转动的汽轮机	轻微冲击 汽轮机, 液压马达	中等冲击 多缸内燃机	严重冲击 单缸内燃机
均匀平稳	1.00	1.10	1.25	1.50
轻微冲击	1.25	1.35	1.50	1.75
中等冲击	1.50	1.60	1.75	2.00

注: 对于增速传动, 根据经验建议取表中值的 1.1 倍。

K_v : 动载系数

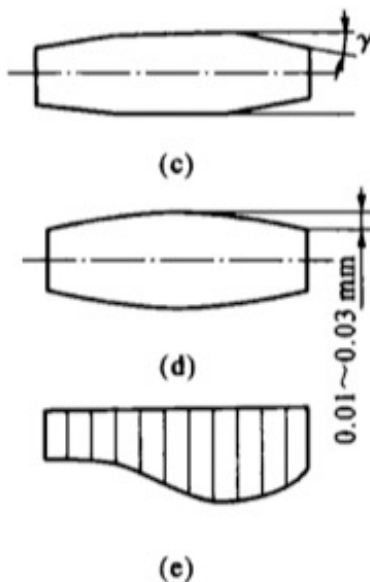
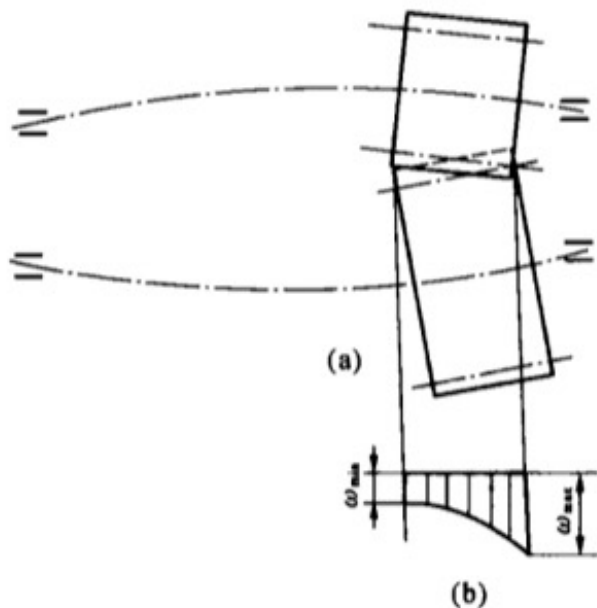
考虑齿轮副在啮合过程中，因啮合误差（基节误差、齿形误差和轮齿变形等）所引起的内部附加动载荷对轮齿受载的影响

- 若啮合轮齿的基节不等，如 $p_{b1} < p_{b2}$ 时，
 - 则第二对轮齿在尚未进入啮合区时就提前在 A' 点开始啮合，使瞬时速比发生变化而产生 冲击和动载荷
- 若齿形有误差，瞬时速比不为定值，也会产生 动载荷
 - 齿轮的速度越高，齿轮振动越大
- 提高齿轮的制造精度，可以减小内部 动载荷
 - 对齿轮进行适当的修形，将齿顶按虚线所示切掉一部分，可使 A' 点延迟进入啮合，也可达到降低动载荷的目的
- 齿轮精度低、速度高时，引起内部附加动载荷越大， K_v 取值越大
 - 对于 直齿圆柱齿轮 传动，可取 $K_v = 1.05 \sim 1.4$
 - 对于 斜齿圆柱齿轮 传动，因传动平稳，可取 $K_v = 1.02 \sim 1.2$



K_β : 齿向载荷分布系数

考虑由于轴的变形和齿轮制造误差等引起的载荷沿齿宽方向分布不均匀的影响



将齿侧沿齿宽方向进行修形

将齿面制成鼓形

均可降低轮齿上的载荷集中

- 当两轮之一为软齿面时，取 $K_\beta = 1 \sim 1.2$
- 当两轮均为硬齿面时，取 $K_\beta = 1.1 \sim 1.35$

载荷集中现象

- 当齿轮相对轴承布置不对称时，齿轮受载后，轴产生弯曲变形，两齿轮随之偏斜，使得作用在齿面上的载荷沿接触线分布不均匀

产生的影响

- 若齿轮靠近转矩输入端布置，偏载严重
- 若齿轮远离转矩输入端布置，偏载减小
- 齿宽较小、对称布置、轴刚度大， K_β 取偏大值

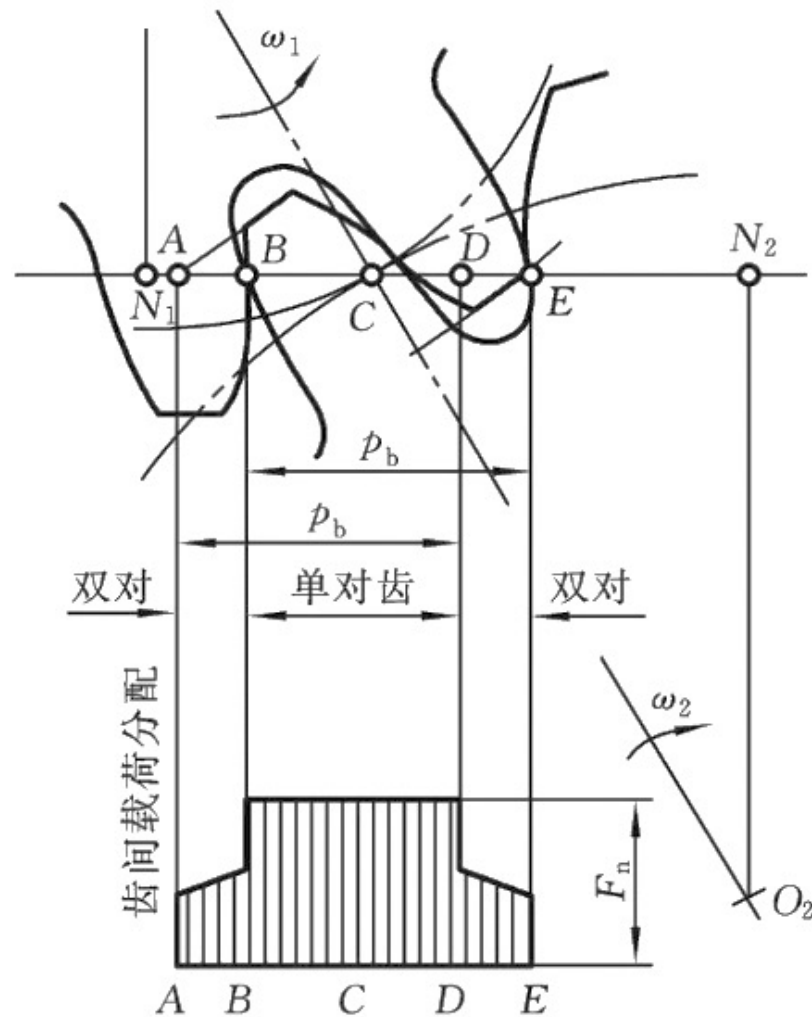
措施

- 为了减少载荷集中，应将齿轮布置在远离转矩输入端

K_a : 齿间载荷分配系数

考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀的影响

- 当重合度 $\varepsilon_a > 1$, 存在双对齿啮合区
 - 由于轮齿的弹性变形和制造误差, 载荷在两对齿上分配是不均匀的
 - 轮齿从齿根到齿顶啮合的过程中, 齿面上载荷作用点随轮齿在啮合线上位置的不同而改变
 - 由于齿面上力作用点位置的变化, 轮齿在啮合线上不同位置的变形及刚度不同, 刚度大者承担载荷大, 因此在同时啮合的两对轮齿间, 载荷的分配是不均匀的
 - 此外, 基节误差、齿轮的重合度、齿面硬度、齿顶修缘等对齿间载荷分配也有影响
- $K_a = 1.0 \sim 1.2$
 - 直齿圆柱齿轮
 - 斜齿圆柱齿轮 (精度高于7级)
- $K_a = 1.2 \sim 1.4$
 - 斜齿圆柱齿轮 (精度低于7级)
- 当齿轮制造精度低、齿面为硬齿面时, 取大值; 当精度高、齿面为软齿面时, 取小值。



齿面接触疲劳强度条件

两零件表面常为
点接触或线接触

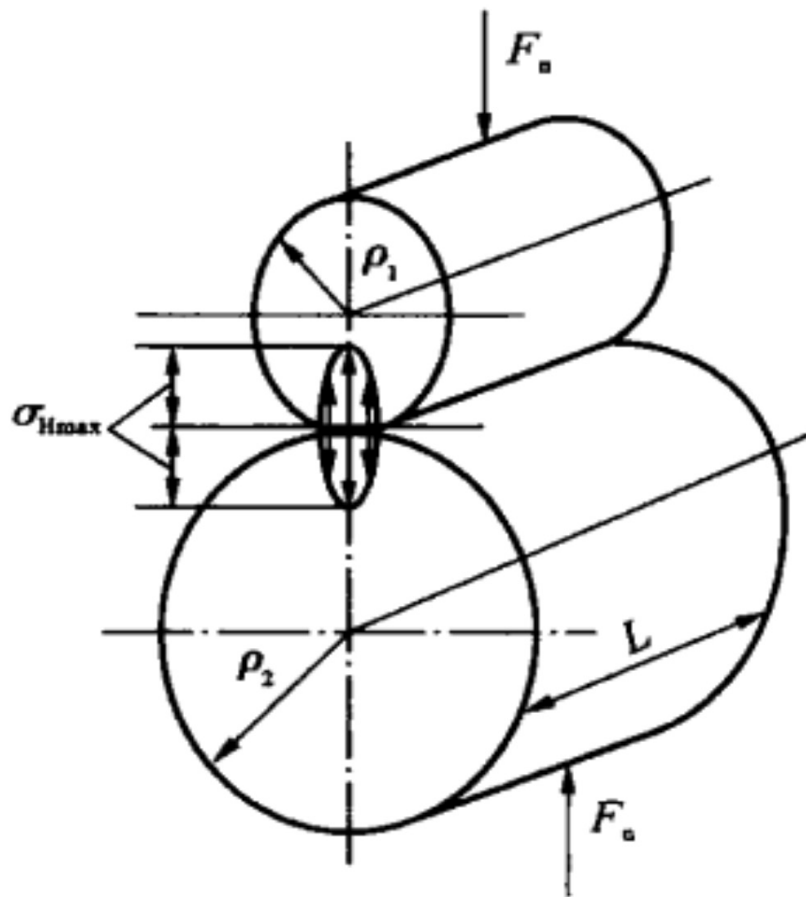
受载后因弹性变形而
成为狭小的面接触接
触处的局部应力称为
接触应力 σ_H

在此变应力反复作用
下，会产生疲劳点
蚀

σ_H 常为
脉动循环变应力
(齿轮周期性啮合)

对于闭式软齿面齿轮
传动，主要失效形式：
齿面疲劳点蚀

齿面接触疲劳强度计
算的目的：
防止点蚀破坏



强度条件

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

σ_H : 实际接触应力 (Mpa)

σ_{HP} : 许用接触应力 (Mpa)

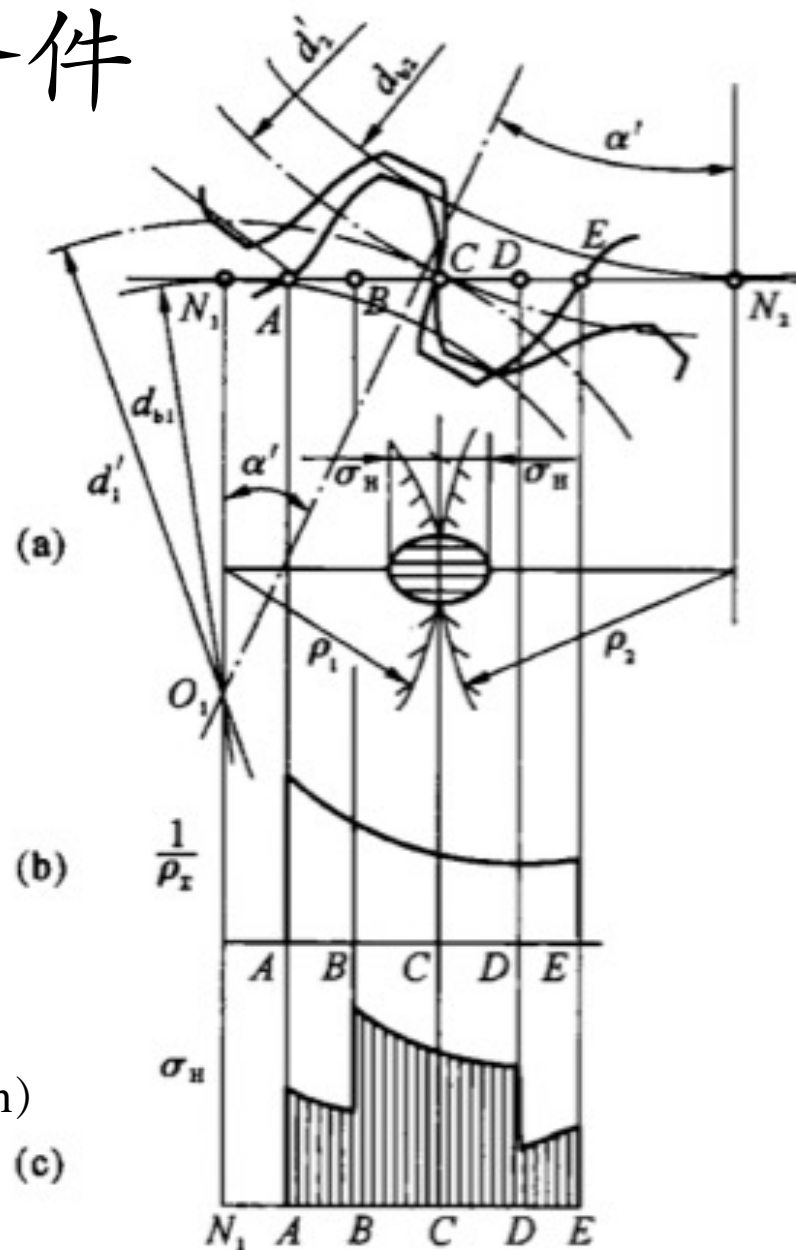
齿面接触疲劳强度条件

接触疲劳强度计算通常以节点为计算点

- 轮齿在啮合过程中，齿廓接触点是不断变化的，因此，齿廓的曲率半径也将随着啮合位置的不同而变化
- 对于重合度 $1 < \varepsilon_a \leq 2$ 的渐开线直齿圆柱齿轮传动
 - 在双齿对啮合区，载荷将由两对齿承担
 - 在单齿对啮合区，全部载荷由一对齿承担
- 节点 C 处的 ρ 值虽不是最小，但该点一般处于单对齿啮合区，只有一对齿啮合，且点蚀也往往先在节线附近的表面出现

$$\rho_{1/2} = \frac{d'_{1/2}}{2} \sin \alpha'$$

- d'_1, d'_2 : 小齿轮和大齿轮的节圆直径 (mm)
- α' : 啮合角 ($^\circ$)



齿面接触疲劳强度条件

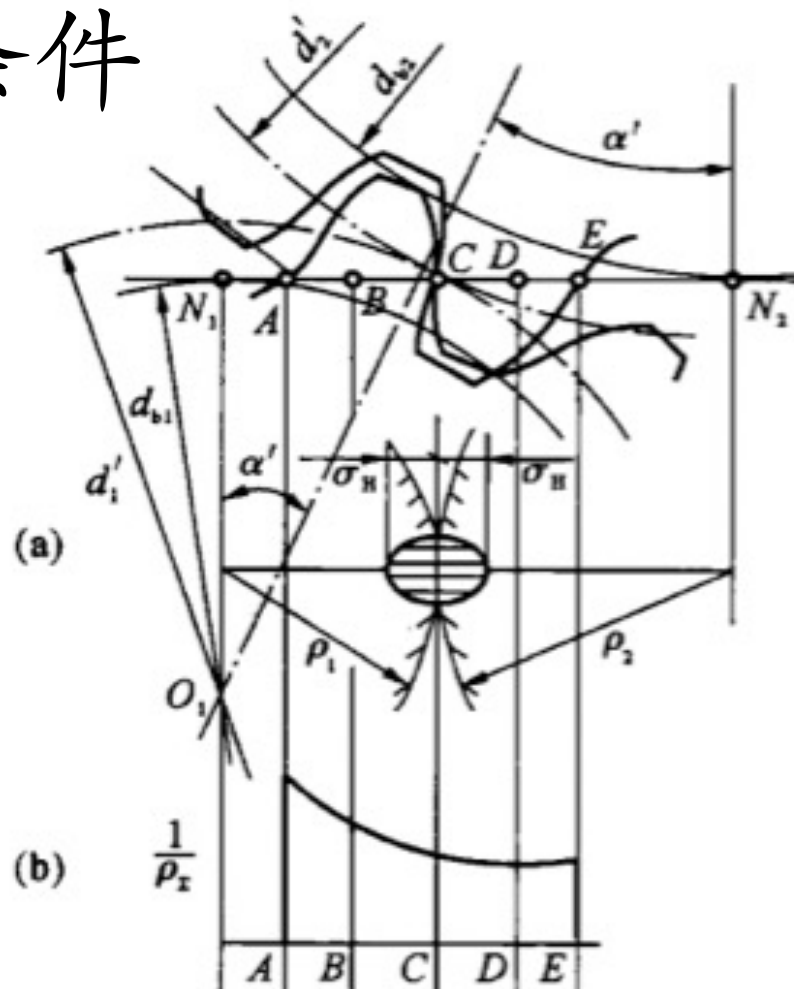
$$\text{接触线长度: } L = b/Z_t^2$$

$$\text{计算载荷: } F_{nc} = KF_n$$

$$\text{齿数比: } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d'_2}{d'_1}$$

$$\text{啮合角与直径关系: } \frac{d'_1}{d_1} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$$

$$\text{曲率半径: } \rho_{1/2} = \frac{d'_{1/2}}{2} \sin \alpha'$$



- Z_ε : 重合度系数, 考虑因重合度增加、接触线长度增加、接触应力降低的影响系数
- 对于直齿圆柱齿轮传动, 一般可取 $Z_\varepsilon = 0.85 \sim 0.92$
- 齿数多时, ε_a 大, Z_ε 取小值, 反之取大值

齿面接触疲劳强度条件

- 赫兹公式：计算两弹性圆柱体的最大接触应力

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{F_n}{L \rho_\Sigma}}$$

$$= Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2KT_1(u \pm 1)}{b d_1^2 u}} \quad (\text{MPa})$$

正、负号对应
外、内啮合齿轮传动

节点区域系数： $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha'}}$

材料系数： $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}$

表 3-2 材料系数 $Z_E (\sqrt{\text{MPa}})$

小轮材料	大轮材料				
	锻钢	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁	夹布胶木
锻钢	189.8	188.9	186.4	162.0	56.4
铸钢	—	188.0	180.5	161.4	—
球墨铸铁	—	—	173.9	156.6	—
灰铸铁	—	—	—	143.7	—

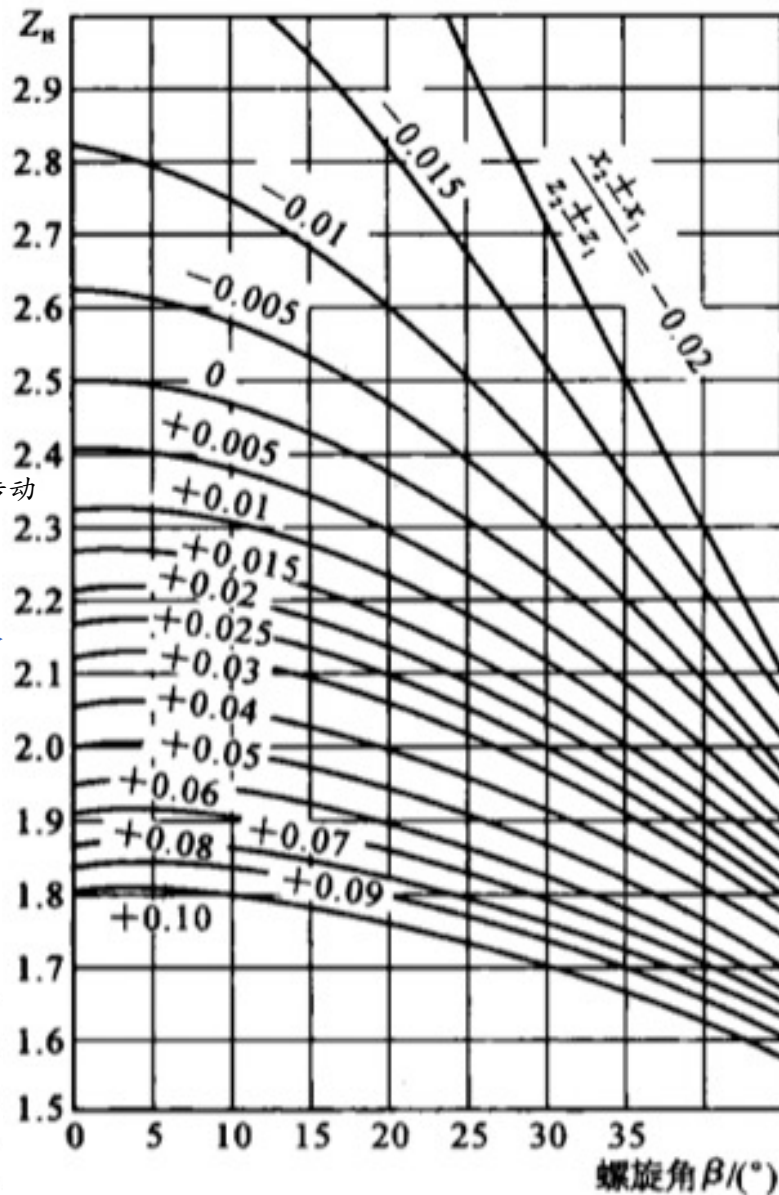


图 3-11 节点区域系数 $Z_H (\alpha_n = 20^\circ)$

直齿圆柱齿轮的齿面接触疲劳强度条件

- 校核式

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2KT_1(u \pm 1)}{b d_1^2 u}} \leq \sigma_{HP}$$

σ_{HP} : 许用接触应力 (Mpa)

分度圆直径 d_1 、齿宽 b 、齿数比 u 、啮合角 α'

- 两齿轮的接触应力相等，即 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$
 - 但许用接触应力 σ_{HP1} 和 σ_{HP2} 齿轮的材料、热处理方式和应力循环次数有关，一般不相等
 - 取 σ_{HP1} 和 σ_{HP2} 两者中较小者代入计算
- 齿轮接触强度主要取决于齿轮的大小，而不取决于轮齿或模数的大小
 - d 越大， σ_H 越小，接触强度越高 (F_n 减小；齿廓平直)
 - 模数 m 的大小对接触强度无直接影响 $d_1 = mz_1$
- 啮合角 α' 增大，可使 Z_H 和 σ_H 减小
 - 采用正角度变位传动 ($x_1 + x_2 > 0$)，可提高齿面接触强度

直齿圆柱齿轮的齿面接触疲劳强度条件

- 设计式：齿面接触疲劳强度条件的另一表达形式

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{2KT_1}{\psi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{mm})$$

- 其中齿宽 $b = \psi_d d_1$ ， ψ_d 为齿宽系数， d_1 为齿轮分度圆直径
 - 正、负号对应外、内啮合齿轮传动
 - 适用于标准和变位直齿圆柱齿轮传动
- 提高齿轮接触疲劳强度的主要措施
 - 可减小齿面接触应力
 - 加大齿轮直径 d 或中心距 a
 - 适当增大齿宽 b （或齿宽系数 ψ_d ）
 - 采用正角度变位齿轮传动和提高齿轮精度等级
 - 提高许用接触应力 σ_{HP} 值
 - 改善齿轮材料和热处理方式（提高齿面硬度）

轮齿弯曲强度条件

- 为了防止轮齿折断，轮齿的弯曲强度条件为

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

σ_F : 齿根弯曲应力 (MPa) σ_{FP} : 许用弯曲应力 (MPa)

计算 σ_F : 危险截面的弯曲应力

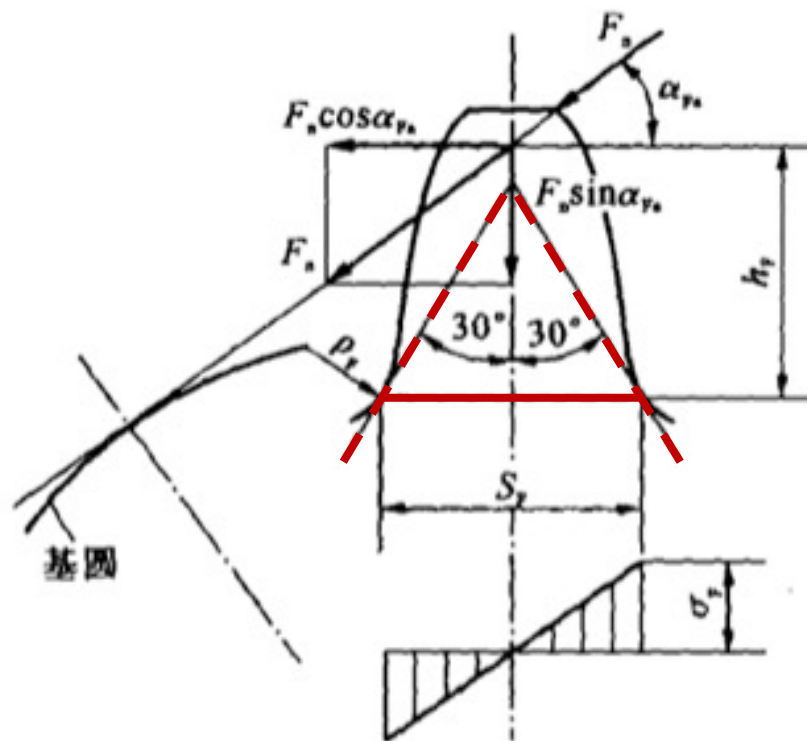
- 载荷 F_n 作用点在哪里时 σ_F 最大?

确定: 齿根危险截面

- 将轮齿视为悬臂梁，作与轮齿对称中线成 30° 角并与齿根过渡曲线相切的直线，通过两切点作平行于齿轮轴线的截面，此截面即为齿根危险截面。

确定: 轮齿上的载荷作用点

- 啮合过程中，轮齿上的载荷作用点是变化的，应将其中使齿根产生最大弯矩者作为计算时的载荷作用点。



轮齿弯曲强度条件

- 为了防止轮齿折断，轮齿的弯曲强度条件为

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

σ_F : 齿根弯曲应力 (MPa) σ_{FP} : 许用弯曲应力 (MPa)

计算 σ_F : 危险截面的弯曲应力

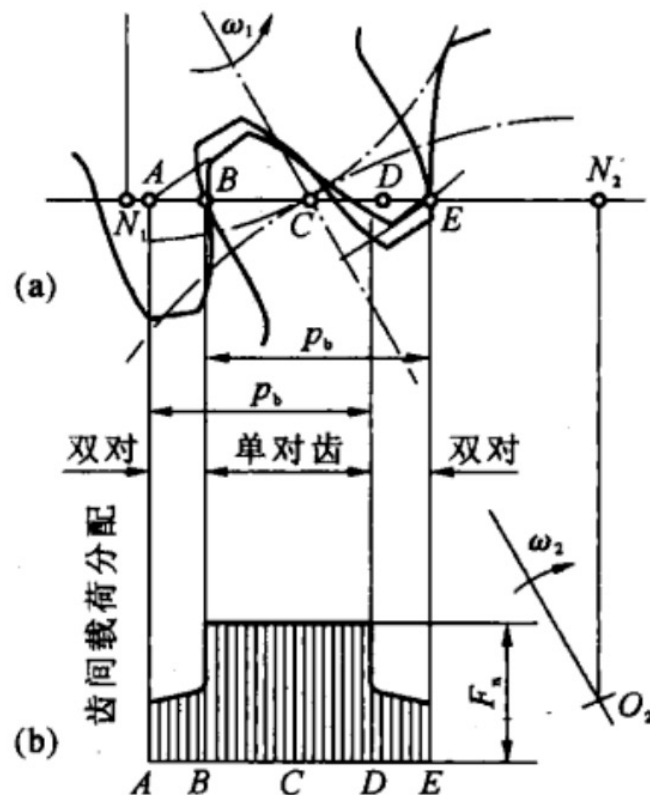
- 载荷 F_n 作用点在哪里时 σ_F 最大?

确定: 齿根危险截面

- 将轮齿视为悬臂梁，作与轮齿对称中线成 30° 角并与齿根过渡曲线相切的直线，通过两切点作平行于齿轮轴线的截面，此截面即为齿根危险截面。

确定: 轮齿上的载荷作用点

- 啮合过程中，轮齿上的载荷作用点是变化的，应将其中使齿根产生最大弯矩者作为计算时的载荷作用点。



轮齿弯曲强度条件

• 轮齿在 E 点啮合时

- 处于双齿对啮合区中
- 力臂最大，但此时有两对轮齿共同承担载荷，齿根所受弯矩不是最大

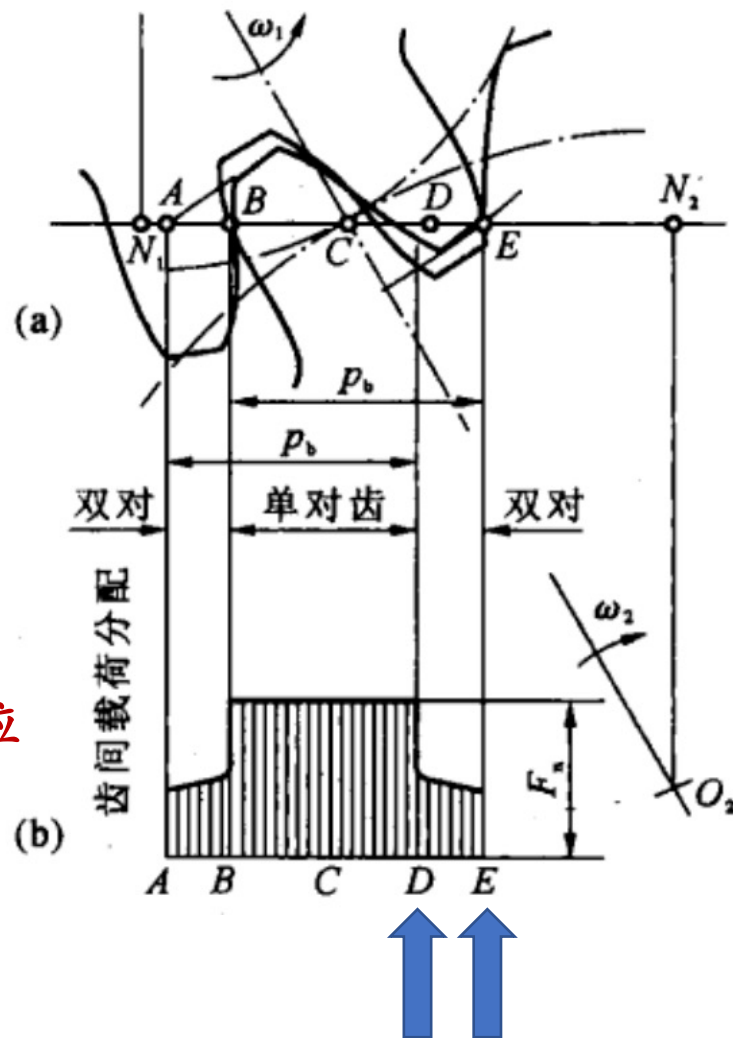
• 轮齿在 D 点啮合时

- 单齿对啮合区上界点
- 力臂虽较前者稍小，但仅一对轮齿承担总载荷，因此，齿根所受弯矩最大

• 将力作用于齿顶时产生的齿根应力折算为

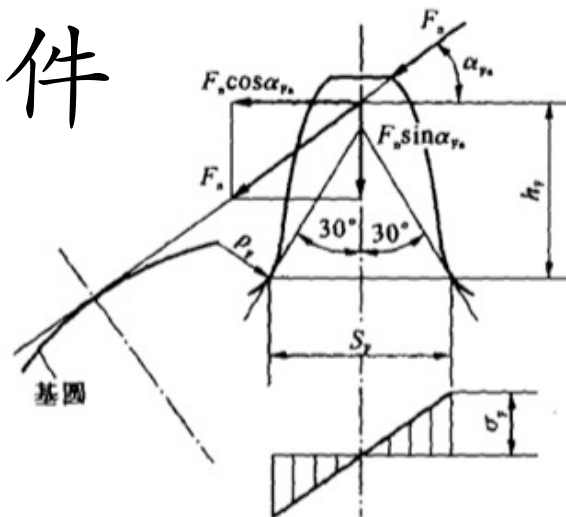
力作用于单齿对啮合区上界点时产生的齿根应力

- 应以 D 点作为计算时的载荷的作用点
- 但由于按此点计算较为复杂
- 一般可将齿顶作为载荷的作用点，
- 引入重合度系数 Y_e



轮齿弯曲强度条件

- 将 F_n 移至轮齿的对称线上，并分解为
 - 切向分力 $F_n \cos \alpha_{F_n}$ ，使齿根产生弯曲应力和切应力
 - 径向分力 $F_n \sin \alpha_{F_n}$ ，使齿根产生压应力
 - α_{F_n} ：齿顶载荷作用角，略去齿面间摩擦力



- 校核齿根弯曲疲劳强度时应按危险截面拉伸侧的弯曲应力计算
 - 由于切应力和压应力比弯曲应力小得多，且齿根弯曲疲劳裂纹首先发生在拉伸侧

- 其弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_n \cos \alpha_{F_n} h_F}{b S_F^2 / 2} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} \cdot \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{F_n}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha} \quad (\text{MPa})$$

h_F ：弯曲力臂 | S_F ：危险截面厚度 | b ：齿宽 | α_{F_n} ：载荷作用角

轮齿弯曲强度条件

- 其弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_n \cos \alpha_{F_n} h_F}{b S_F^2 / 2} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} \cdot \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{F_n}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha} \quad (\text{MPa})$$

h_F : 弯曲力臂 | S_F : 危险截面厚度 | b : 齿宽 | α_{F_n} : 载荷作用角

- 轮齿弯曲疲劳强度条件

$$\text{校核式: } \sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1 m} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon = \frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 m^3} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa})$$

$$\text{计算式 (可计算齿轮的模数): } m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 \sigma_{FP}} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon} \quad (\text{mm})$$

- 考虑齿根应力集中和危险截面上的压应力和切应力的影响
- Y_{Fa} : 载荷作用于齿顶时的齿形系数 $Y_{Fa} = \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{Fa}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha}$
- Y_{Sa} : 应力修正系数 | Y_ε : 重合度系数
- σ_{FP} : 许用弯曲应力 (MPa)

轮齿弯曲强度条件

- Y_{Fa} : 载荷作用于齿顶时的齿形系数 $Y_{Fa} = \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_{Fa}}{(S_F/m)^2 \cos \alpha}$
 - Y_{Fa} 与模数 m 无关, 只与 λ 、 γ 、 α_{Fa} 、 α 决定的齿形有关
 - $h_F = \lambda m$, $S_F = \gamma m$ (λ 、 γ 为与齿形有关的比例系数)
- 对于 $\alpha = 20^\circ$ 的标准齿制齿轮 (其齿顶高系数为标准值)
 - 其齿数 z 和变位系数 x 不同时, 齿形也不同, 故 Y_{Fa} 主要与 z 、 x 有关
 - 齿数少, 齿根厚度薄, Y_{Fa} 大, σ_F 大, 弯曲强度低

- 对于正变位齿轮 ($x > 0$), 齿根厚度大
 - 使 Y_{Fa} 减小, 可提高齿根弯曲强度, 因此, Y_{Fa} 主要取决于齿数 z 和变位系数 x

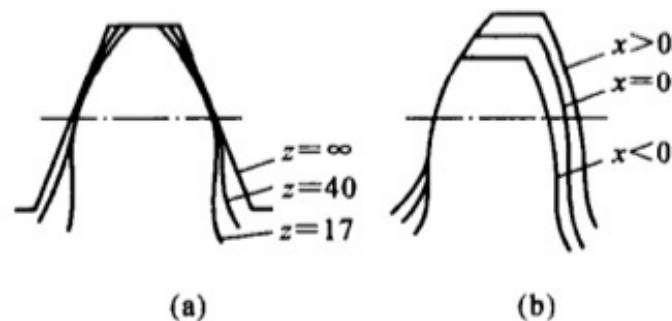


图 3-13 齿数和变位系数对齿形的影响

(a) 齿数的影响; (b) 变位系数的影响

轮齿弯曲强度条件

Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 值可根据 z 和 x 查表获得

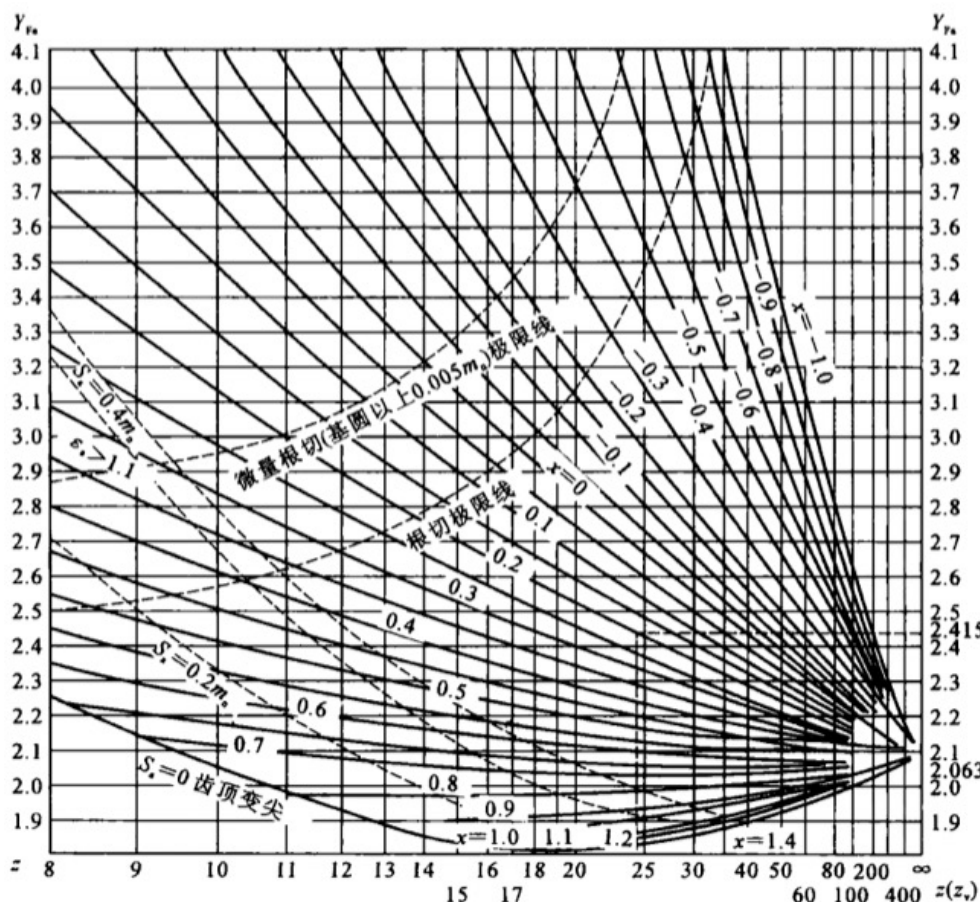


图 3-14 外齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

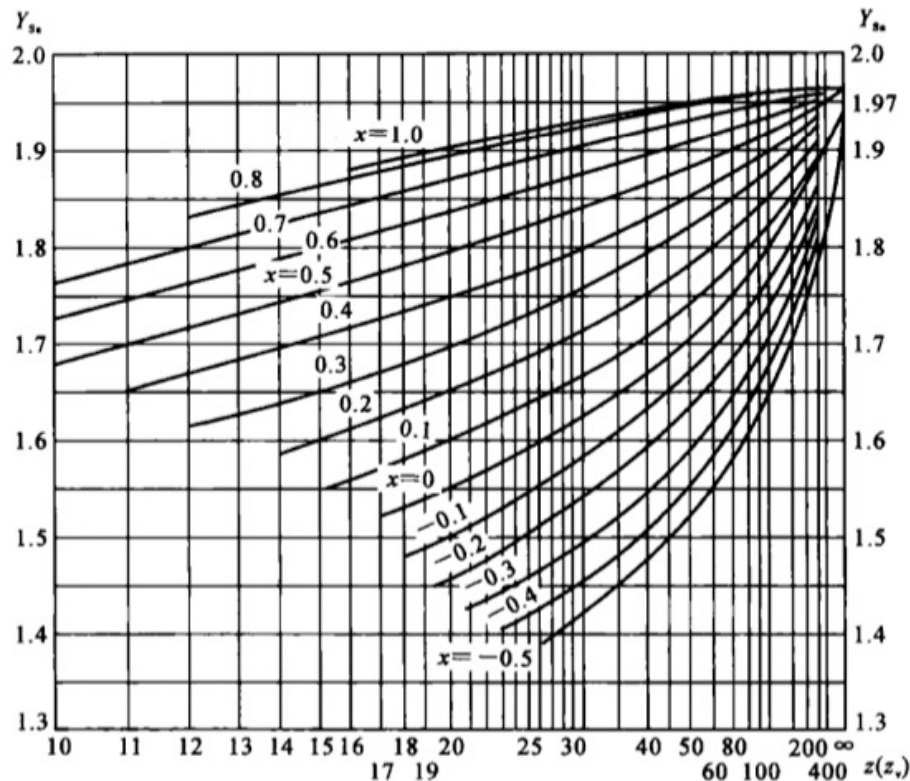


图 3-15 外齿轮的应力修正系数 Y_{Sa}

图 3-14 外齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

轮齿弯曲强度条件

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 \sigma_{FP}} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon}} \quad (\text{mm})$$

- 重合度系数： Y_{ε}
 - 将力的作用点由齿顶转移到单齿对啮合区上界点的系数
 - 当 $\varepsilon < 2$ 时，取 $Y_{\varepsilon} = 0.65 \sim 0.85$
 - z 大， Y_{ε} 取小值，反之取大值
- 因大、小齿轮的 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 不相等，它们的弯曲应力是不相等的
 - 大、小齿轮应分别进行轮齿弯曲强度校核
 - 材料或热处理方式不同时，其许用弯曲应力也不相等
 - 大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{\sigma_{FP}}$ 比值可能不同，大者其弯曲疲劳强度较弱
 - 设计时应以两者中的大值代入，求得 m 后，应将其圆整为标准模数

轮齿弯曲强度条件

影响轮齿弯曲强度的主要几何参数

齿数 z 模数 m 齿宽 b 变位系数 x

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

当 z 、 m 、 b 、 x 增大时， σ_F 减小

在中心距 a 或直径 d 和齿宽 b 确定后， σ_F 的大小主要取决于 m 和 z

增加齿数，虽可能因 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 减小而使 σ_F 有所降低

但由于 m 对 σ_F 的影响比之大，所以，在 d 一定的条件下，增大 m 并相应减小 z ，可提高轮齿的弯曲强度。

提高轮齿弯曲疲劳强度的主要措施

减小
齿根弯曲应力

提高
许用弯曲应力

增大
模数

改善
齿轮材料

适当增大
齿宽

改善
热处理方式

选用较大
变位系数

提高
齿轮精度



ME311: 机械设计

2023年秋季

谢谢~

宋超阳
南方科技大学