

2. 影响(yǐngxiǎng)机械零件疲劳强度的主要因素

应力(yìnglì)集中; 尺寸; 表面(biǎomiàn)状态; 环境介质(jièzhì); 加载顺序; 频率

第四章

1. 按摩擦状态分:

(1) 干摩擦: 表面间无任何润滑剂或保护膜 of 纯金属接触时的摩擦。摩擦阻力大、磨损严重、应力求避免。

(2) 边界摩擦: 摩擦表面被吸附在表面的边界膜隔开, 其摩擦性质取决于边界膜和表面的吸附性能时的摩擦。

(3) 液体摩擦: 摩擦表面被流体膜隔开, 摩擦性质取决于流体内部分子间粘性阻力的摩擦。流体摩擦时的摩擦系数最小, 且不会有磨损产生, 是理想的摩擦状态。

(4) 混合摩擦: 摩擦表面间处于干摩擦、边界摩擦和流体摩擦的混合状态。

边界摩擦和混合摩擦在工程实际中很难区分, 常统称为边界摩擦。

第六章

1. 螺栓联接的防松

利用摩擦、直接锁住和破坏螺纹副

2. 单个螺栓联接的受力和强度计算

3. 螺栓组联接的受力分析

第七章

1. 键联接的分类和构造

(1) 平键和半圆键联接

①平键

平键的两侧面是工作面, 上表面与轮毂上的键槽底部之间留有间隙, 键的上、下表面为非工作面。工作时靠键与键槽侧面的挤压来传递扭矩, 故定心性较好。

根据用途, 平键又可分为普通平键, 导向平键, 滑键。

②半圆键联接

键呈半圆形, 其侧面为工作面, 键能在轴上的键槽中绕其圆心摆动, 以适应轮毂上键槽的斜度, 安装方便。优点: 工艺性较好; 缺点: 轴上键槽较深。

(2) 斜键联接

2. 平键联接和半圆键的计算

设计步骤

(1) 选键的类型

(2) 选键的尺寸 截面尺寸 $b \times h$ 根据轴径 d 由标准中查得

键的长度 L 参考轮毂的长度确定, 一般应略短于轮毂长, 并符合标准中

规定的尺寸系列。

(3) 强度校核 主要失效形式: 静联接: 压溃; 动联接: 磨损; 键的剪断

第十一章

2. 带传动作用力分析

带传动尚未工作时, 传动带中的预紧力为 F_0 。

带传动工作时, 一边拉紧, 一边放松, 记紧边拉力为 F_1 和松边拉力为 F_2

有效拉力 F : 紧边拉力与松边拉力之差。 $F = F_2 - F_1$, 它等于沿带轮的接触弧上摩擦力的总和。

$$\text{摩擦力的极限值} \quad F_2 = \frac{1000P}{v}$$

由离心力所产生的拉力 $F_c = qv^2$

3. 带的应力 (yingli)

紧边应力 (yingli) σ_1 、松边应力 (yingli) σ_2 和张紧应力 (yingli) σ_0

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad \sigma_0 = \frac{F_0}{A}$$

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{F}{A}$$

离心力应 σ_c

带沿轮缘圆周运动时的离心力在带中产生的离心拉应力

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A} = \rho v^2$$

弯曲应力 σ_b

带绕在带轮上时产生的弯曲应力。

$$\sigma_b = E \frac{y}{r}$$

E —弹性模量

y —由带中性层到最外层的距离

r —曲率半径

4. 带传动的疲劳强度

主要失效形式：打滑和疲劳破坏

5. 传动参数的选择

(10 选择 V 带的型号 根据计算功率 P_c 和小带轮转速 n_1 选取。

$$P_c = K_A P$$

(2) 最小带轮直径 D_{min}

带轮愈小，弯曲应力愈大。为了不使带所受到的弯曲应力过大，应限制带轮的最小直径。

(3) 中心距 a 、带基准长度 L_d

中心距 a 不宜过大，因为 a 过大时，由于载荷变化引起带的颤动。

中心距 a 不宜过小

a 过小时，带的长度愈短，在一定速度下，单位时间内带的应力变化次数愈多，会加速带的疲劳破坏；

当传动比 i 较大时，短的中心距将导致包角 α_1 过小。

$$a \text{ 取 } 2(D_1 + D_2) \geq a \geq 0.55(D_1 + D_2) + h$$

(4) 张紧力 F_0

张紧力过小，摩擦力小，容易发生打滑；

张紧力过大，则带寿命低，轴和轴承受力大。

(5) 根数计算

(6) 作用在轴上的载荷

6. 带传动的张紧装置：定期张紧装置；自动张紧装置；采用张紧轮的张紧装置

第十二章

1. 齿轮传动的失效形式

(1) 轮齿折断

(2) 齿面损伤：齿面接触疲劳磨损（点蚀）、胶合、磨粒磨损和塑性流动
齿面接触疲劳(píláo)磨损，特别是在软齿面上更容易发生；齿面胶合；齿面磨粒磨损；齿面塑性流动

2. 计算(jì suàn)准则

目前设计一般(yībān)使用的齿轮传动时，通常只按保证齿根弯曲疲劳强度及保证齿面接触疲劳强度两项准则进行计算。

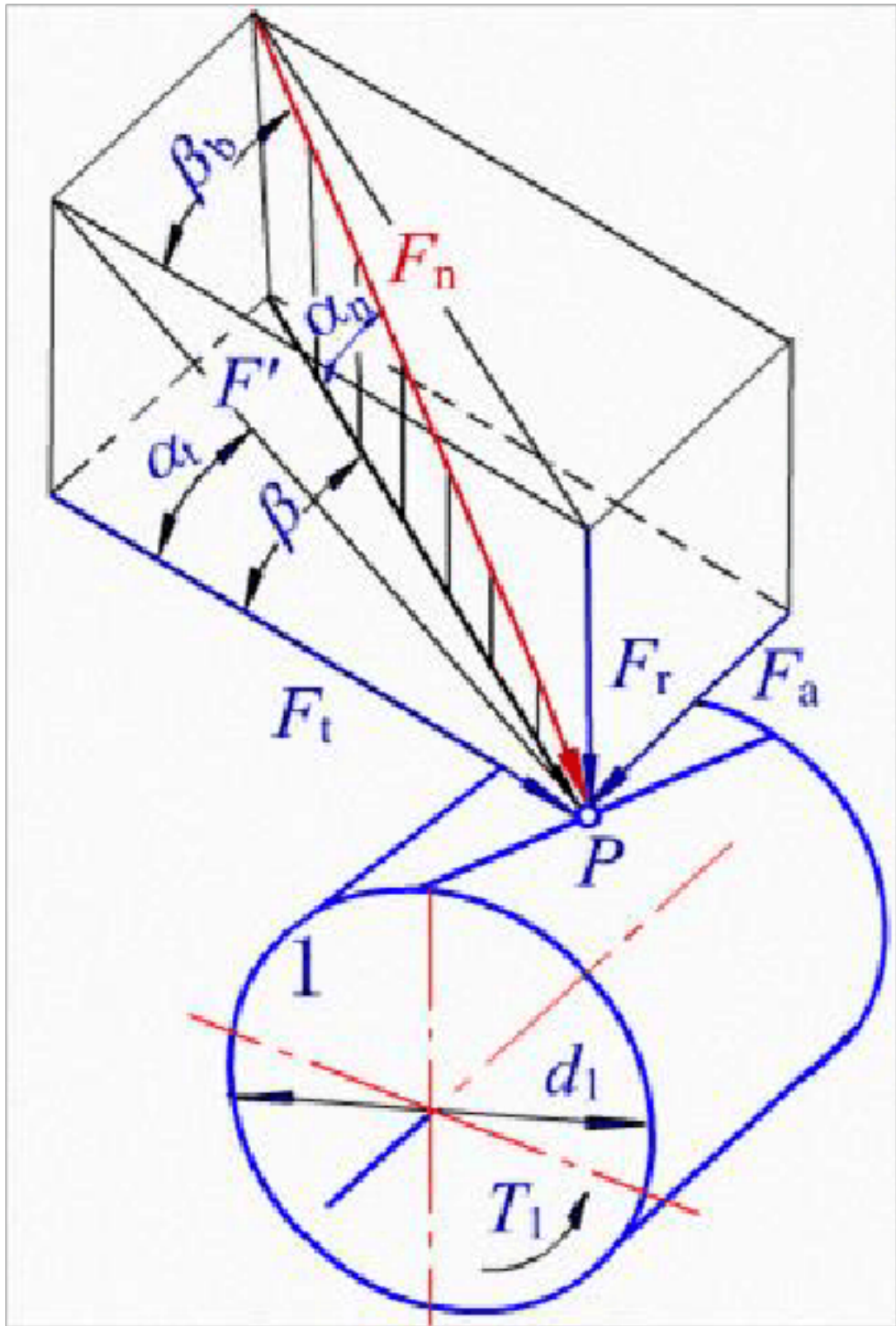
(1) 在闭式齿轮传动中，一般应先按齿面接触疲劳强度设计(shèjì)，计算出齿轮的分度圆直径及其主要几何参数(d、b等)，再对齿轮齿根的弯曲疲劳强度进行校核。但当齿面较硬时，轮齿的弯曲疲劳强度较弱，此时一般按齿根的弯曲疲劳强度设计，再对齿面接触疲劳强度进行校核。当有短时过载时，还应进行静强度计算。对于高速大功率的齿轮传动，还应进行抗胶合计算。

(2) 在开式齿轮传动中，以保证齿根弯曲疲劳强度作为设计准则，为延长开式（半开式）齿轮传动寿命，可适当加大模数。

3. 斜齿圆柱齿轮传动的受力分析

$$\text{圆周力 } F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad \text{径向力 } F_r = F_t \tan \alpha_t = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad \text{轴向力 } F_a = F_t \tan \beta$$

$$\text{法向力 } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}$$



力方向(fāngxiàng)判断:

圆周力和径向力方向的判断和直齿圆柱齿轮传动(chuándòng)相同。

轴向力的方向决定于轮齿螺旋线方向和齿轮回转方向,可用主动轮左右手法判断:左旋用左手,右旋用右手。握住主动轮轴线,弯曲四指代表回转方向,拇指指向即主动轮的轴向力方向,从动轮轴向力方向与其相反(xiāngfǎn)、大小相等。

4. 计算参数(cānshù)的选取

(1) 综合曲率半径 ρ

(2) 接触线总长度 L 和重合度系数 Z_ϵ

$$L = b / Z_c^2 \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

(3) 弹性系数 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$

(4) 节点区域系数 Z_H

$$\beta = 0, \quad X_1 + X_2 = 0, \quad Z_H = 2.5$$

(5) 齿宽系数 ψ_d

硬齿面相对于软齿面取值较小,悬臂布置相对于对称布置取值较小

5. 直齿锥齿轮受力分析 P245

第十三章

1. 圆柱(yuánzhù)蜗杆传动的基本参数

基本(jīběn)齿廓 ; 模数 m ; 齿形角 α_0 , $\alpha_0 = 20^\circ$; 蜗杆分度圆直径(zhí jìng) d_1 ; 蜗杆的直径(zhí jìng)系数 q ; 蜗杆导程角 γ ; 蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2

2 蜗杆传动受力分析 P267

第十四章

1. 链传动优缺点

优点:

(1) 平均速比 i_m 准确, 无滑动; (2) 结构紧凑; (3) 不需要很大的张紧力, 作用在轴上的载荷较小; (4) 传动效率高 $\eta = 98\%$; (5) 能在温度较高、湿度较大的环境中使用; (6) 承载能力高 $P = 100\text{KW}$; (7) 成本低。

缺点:

1) 只能用于平行轴间的传动; 2) 瞬时速度不均匀, 高速运转时不如带传动平稳; 3) 不宜在载荷变化很大和急促反向的传动中应用; 4) 传动时有噪音、冲击; 5) 制造费用比带传动高; 6) 瞬时传动比不恒定 i ; 7) 对安装精度要求较高。

2. 滚子链

(1) 滚子链是由滚子、套筒、销轴、内链板和外链板组成。内链板与套筒之间、外链板与销轴之间为过盈联接; 滚子与套筒之间、套筒与销轴之间均为间隙配合。

(2) 设计时, 链节数以取为偶数为宜, 这样可避免使用过渡链节, 因为过渡链节会使链的承载能力下降。

(3) 链接头 链节数为偶数时采用连接链节; 奇数时, 加一个过渡链节。

3. 链传动在工作时引起动载荷的主要原因

(1) 链速和从动轮角速度周期性的变化, 从而引起附加动载荷。

(2) 链沿垂直方向分速度也作周期性变化, 使链产生横向振动, 这也是链传动产生动载荷的原因。

(3) 当链节进入链轮的瞬间, 作直线运动的链节铰链和以角速度 ω 作圆周运动的链轮轮齿, 将以一定的相对速度突然相互啮合, 从而使链条和链轮受到冲击, 并产生附加动载荷。

(4) 若链张紧不好, 链条松弛, 在起动、制动反转、载荷变化等情况下, 将产生惯性冲击, 使链传动产生很大的动载荷。

4. 链传动张紧

(1) 张紧的目的: 主要是为了避免在链条的松边垂度过大时产生啮合不良和链条的振动现象; 同时也为了增加链条与链轮的啮合包角。

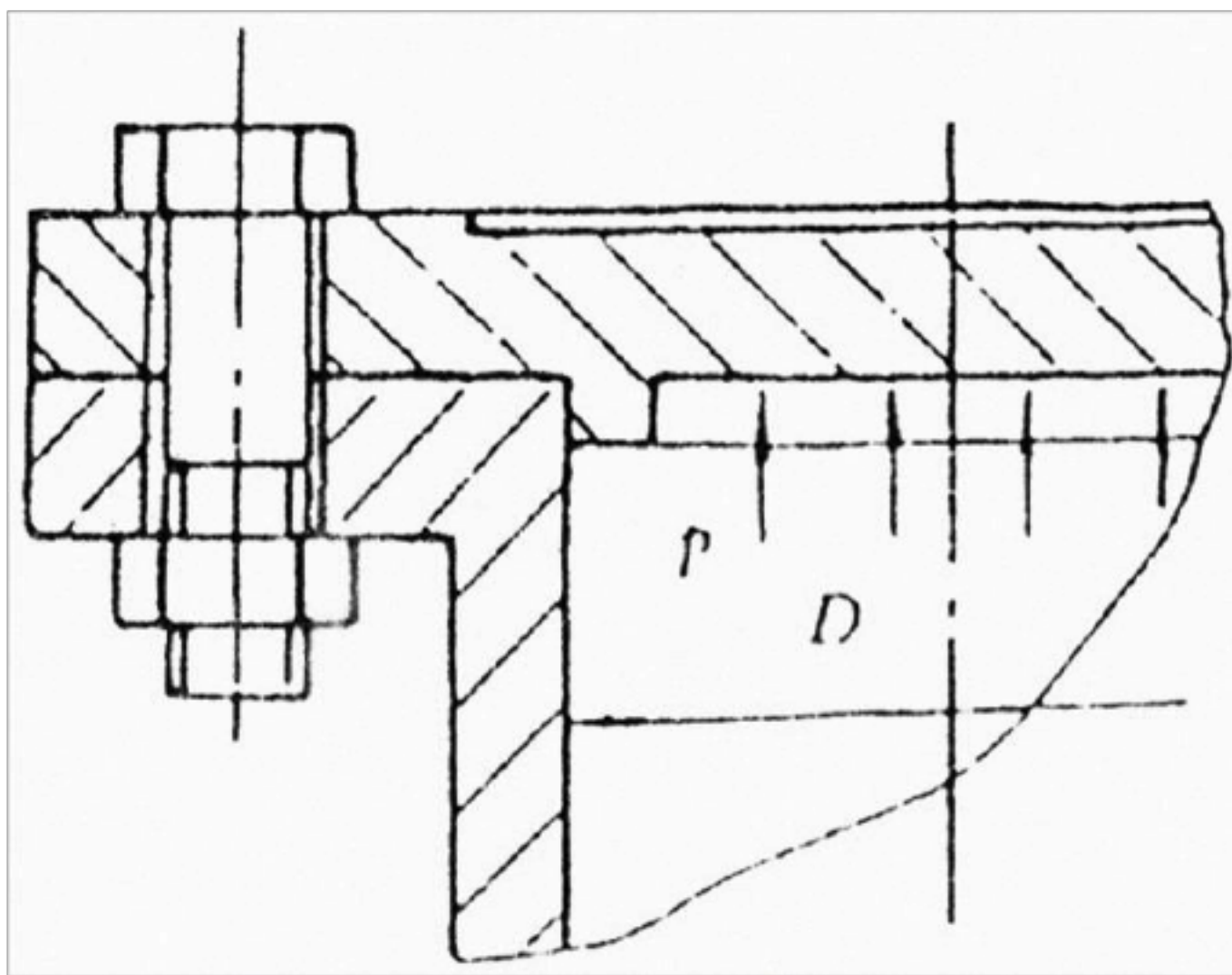
(2) 链传动的张紧方法: 取走几节; 调整中心距; 采用张紧轮、压板等

第十六章

1. 轴的分类: 转轴、心轴、传动轴

2. 轴的结构设计(改错) P310

图中为一压力容器(róngqì), 容器盖与缸体用6个普通螺栓联接(lián jiē), 缸内压强 $p=2 \text{ N/mm}^2$, 缸径 $D=150\text{mm}$ 。根据(gēnjù)联接的紧密性要求, 每个螺栓的剩余预紧力 $F_1=1.6F$, F 为单个螺栓(luóshuān)的工作拉力, 选用螺栓材料为 35#钢, 屈服极限 $\sigma_s=300\text{N/mm}^2$, 安全系数 $S=2$, 试计算所需螺栓的直径 d_1 。



解:

$$F_Q = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 2 \times \frac{3.14 \times 150^2}{4} = 35325\text{N}$$

$$F = \frac{F_Q}{Z} = \frac{35325}{6} = 5887.5\text{N}$$

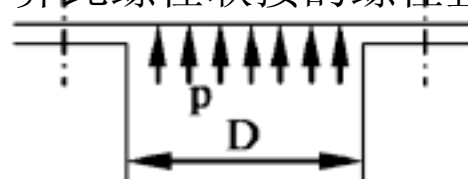
$$F_2 = F_1 + F = 1.6F + F = 2.6F = 2.6 \times 5887.5 = 15307.5\text{N}$$

$$\sigma_{ca} = \frac{4 \times 1.3 \times F_2}{\pi \cdot d_1^2} \leq \frac{\sigma_s}{S} = \frac{300}{2} = 150$$

$$\Rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_2}{\pi \times 150}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 15307.5}{3.14 \times 150}} = 13\text{mm}$$

1'、有一气缸内径为 200mm, 采用 10 个普通螺栓联接。已知缸内气体压力 $p=1.5\text{N/mm}^2$, 螺栓材料 $s_B=480\text{N/mm}^2$, $s_S=360\text{N/mm}^2$, 45 号钢, 安全系数取 3, 为保证联接可靠残余预紧力取为 1.5 倍的工作载荷。试计算此螺栓联接的螺栓直径 d_1 为多少?

$$F_Q = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1.5 \times \frac{3.14 \times 200^2}{4} = 47100\text{N}$$



$$F = \frac{F_Q}{Z} = \frac{47100}{10} = 4710\text{N} \quad F_2 = F_1 + F = 1.5F + F = 2.5F = 2.5 \times 4710 = 11775\text{N}$$

$$\sigma_{ca} = \frac{4 \times 1.3 \times F_2}{\pi \cdot d_1^2} \leq \frac{\sigma_s}{[s_s]} = \frac{360}{3} = 120$$

$$\Rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_2}{\pi \times 120}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 11775}{3.14 \times 120}} = 12.75\text{mm}$$

已知减速器中某直齿圆柱齿轮安装在轴的两个支撑点间，齿轮和轴的材料都是锻钢，用键构成静联接(lián jiē)。齿轮的精度为7级，装齿轮(chǐ lún)处的轴径 $d=70\text{mm}$ ，齿轮轮毂(lúngǔ)宽度为 100mm ，需传递(chuándì)的转矩 $T=2200\text{N} \cdot \text{m}$ ，载荷有轻微冲击，试设计此键联接。

解：(1) 选键的类型

一般8级以上精度的齿轮有定心要求，应选A型普通平键。

根据轴径 $d=70\text{mm}$ ，查得键截面尺寸为宽 $b=20\text{mm}$ ，高度 $h=12\text{mm}$ ，参考轮毂长度取键长度 $L=90\text{mm}$ 。

(2) 校核键联接的强度

查表7.1，取 $[\sigma_p]=100\text{MPa}$ ，键的工作长度

$$T = \frac{1}{4} h l' d [\sigma_p]$$

$$= \frac{1}{4} \times 12 \times 10^{-3} \times 70 \times 10^{-3} \times 70 \times 10^{-3} \times 100 \times 10^6$$

$$= 1470\text{N} \cdot \text{m} < 2200\text{N} \cdot \text{m}$$

1、工作条件与型号一定的三角带，其寿命随小带轮直径的增大而(A)。

A. 增大 B. 降低 C. 不变 D. 不确定

2、为使三角带传动中各根带受载均匀，带的根数不宜超过(D)根。

A、4 B、6 C、2 D、10

3、在具体设计三角带传动时，a、确定带轮直径 D_1, D_2 ； b、选用带的型号；

c、确定带的长度 L ； d、确定带的根数 Z ； e、选定初步中心距 a_0 ； f、计算实际中心距

a； g、计算作用在轴上的压力 F 。以上各项目进行的顺序为(C)。

A a-b-c-e-f-d-g

B a-b-d-e-c-f-g

C b-a-e-c-f-d-g

D b-a-e-f-c-d-g

4、下列对带传动说法不正确的是(bc)。

A. 带传动平稳适宜放置在高速级； B. 工作条件与型号一定的三角带，其寿命随小带轮直径的增大而降低；

C. 带传动的主要失效形式为弹性滑动和疲劳破坏；

D. 带传动摩擦力的极限值决定于带材料、张紧程度、包角大小等因素。

5、在带传动正常工作中，不能保证准确的传动比，是因为_____。弹性滑动

6、普通V带传动的设计依据是，保证带 不打滑的前提下 _____ 以及具有一定的强度和寿命

7、在带传动中，影响带传动摩擦力极限值的因素为_____、_____、_____。

带材料、张紧程度、包角大小

8、带传动时，只要不过载，弹性滑动和打滑都可避免。 错

9、带传动有哪些失效形式？在设计中是如何提高带传动的承载能力？

打滑和疲劳(píláo)断裂。

(1) 增大摩擦系数; (2) 增大包角; (3) 尽量(jǐnliàng)使传动在靠近最佳速度下工作; (4) 采用新型带传动; (5) 采用高强度带材料。

例 1' 一 V 带传动(chuándòng), 已知主动轮直径 $D_1=100\text{mm}$, $n_1=1800 \text{ r/min}$ 在带即将打滑(dǎhuá)前, 测得紧边拉力 $F_1=1500\text{N}$, 松边拉力 $F_2=500\text{N}$, 问: 此带传动能否传递 10KW 的功率? 如果不能, 应采取些措施?

解

$$F = F_1 - F_2 = 1500 - 500 = 1000\text{N}$$

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 1800 \times 100}{60 \times 1000} = 9.42\text{m/s}$$

$$P = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{1000 \times 9.42}{1000} = 9.42\text{KW} < 10\text{KW}$$

采用: (1) 增大摩擦系数; (2) 增大包角; (3) 尽量使传动在靠近最佳速度下工作; (4) 采用新型带传动; (5) 采用高强度带材料。

1、已知一 V 带传动的小带轮直径 $D_1=120\text{mm}$, 转速 $n_1=1000 \text{ r/min}$, 紧边拉力 $F_1=4000\text{N}$, 紧边拉力是松边拉力的 2 倍, 问此带能传递多大的功率?

解

$$F_2 = \frac{F_1}{2} = 2000\text{N}$$

$$F = F_1 - F_2 = 2000\text{N}$$

$$v = \pi \cdot n \cdot D = 3.14 \times \frac{1000}{60} \times 120 \times 10^{-3} = 6.28\text{m/s}$$

$$P = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{2000 \times 6.28}{1000} = 12.56\text{KW}$$

1、圆柱直齿轮正确啮合的条件 $m_1=m_2=m$, $\alpha_1=\alpha_2=\alpha$

2、齿轮传动的主要失效形式有轮齿折断、点蚀、胶合、磨粒磨损、塑性流动等。

3、直齿锥齿轮轴向力的方向由小端指向大端

4、计算齿轮强度的载荷系数 K 包括使用系数、动载系数、齿间载荷分配系数、齿向载荷分布系数。

5、对于闭式软齿面齿轮传动, 主要按(接触疲劳强度)进行设计, 而按(弯曲疲劳强度)强度进行校核, 这时影响齿轮强度的最主要几何参数是(齿数)

6、在斜齿轮设计中, 应取法面模数为标准值, 而直齿锥齿轮设计中, 应取大端模数为标值。

7、一对圆柱齿轮传动中, 当齿面产生疲劳点蚀时, 通常发生在(节线附近的齿根表面)

8、设计一般闭式齿轮传动时, 齿根弯曲强度计算主要针对的失效形式是__轮齿疲劳折断。

9、在设计闭式硬齿面齿轮传动中, 当直径一定时, 应取较少的齿数, 使模数增大以__ (提高轮齿的抗弯曲疲劳强度)

10、设计斜齿轮(chǐlún)传动时,螺旋角太小斜齿轮的传动优点不明显,太大则会引起轴向力太大的缺点(quēdiǎn)。

11、锥齿轮传动中,主从动轮(dònglún)力的关系是 $F_{t1} = \text{①}$, $F_{r1} = \text{②}$, $F_{a1} = \text{③}$
 $F_{t1} = -F_{t2}$, $F_{r1} = -F_{a2}$, $F_{a1} = -F_{r2}$ 。

12、在齿轮(chǐlún)传动中,将轮齿进行齿顶修缘的目的是降低动载系数,将轮齿加工成鼓形齿的目的是降低齿向载荷分布不均匀系数

19、开式齿轮传动的主要失效形式是(c)

- A. 轮齿疲劳折断
B. 齿面点蚀
C. 齿面磨损
D. 齿面胶合

21、在软齿面闭式齿轮传动设计中,如何选择模数 m 及小齿轮的齿数?为什么?

模数尽量小,小齿轮齿数尽可能大,因为:软齿面闭式传动,传动尺寸主要取决于接触疲劳强度,而弯曲疲劳强度往往比较富裕。在满足弯曲疲劳强度的要求下,齿数宜取多,齿数增多有利于:1)增大重合度,提高传动平稳性;2)减小滑动系数,提高传动效率;3)减小毛坯外径,减轻齿轮重量;4)减少切削量,延长刀具使用寿命,减少加工工时。

22、45 钢齿轮,经调质处理后其硬度值约为 B。

- A. 45~50 HRC
B. 220~270 HBS
C. 160~180 HBS
D. 320~350 HBS

23、齿面硬度为 56~62HRC 的合金钢齿轮的加工工艺过程为 C。

- A. 齿坯加工→淬火→磨齿→滚齿
B. 齿坯加工→淬火→滚齿→磨齿
C. 齿坯加工→滚齿→渗碳淬火→磨齿
D. 齿坯加工→滚齿→磨齿→淬火

24、齿轮采用渗碳淬火的热处理方法,则齿轮材料只可能是 D。

- A. 45 钢
B. ZG340-640
C. 40Cr
D. 20CrMnTi

25、齿轮传动中齿面的非扩展性点蚀一般出现在 A。

- A. 跑合阶段
B. 稳定性磨损阶段
C. 剧烈磨损阶段
D. 齿面磨料磨损阶段

26、一对标准直齿圆柱齿轮,若 $z_1=18$, $z_2=72$,则这对齿轮的弯曲应力 A。

- A. $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$
B. $\sigma_{F1} < \sigma_{F2}$
C. $\sigma_{F1} = \sigma_{F2}$
D. $\sigma_{F1} \leq \sigma_{F2}$

27、一减速齿轮传动,小齿轮 1 选用 45 钢调质;大齿轮选用 45 钢正火,它们的齿面接触应力 C。

- A. $\sigma_{H1} > \sigma_{H2}$
B. $\sigma_{H1} < \sigma_{H2}$
C. $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$
D. $\sigma_{H1} \leq \sigma_{H2}$

28、设计一对减速软齿面齿轮传动时,从等强度要求出发,大、小齿轮的硬度选择时,应使 B。

- A. 两者硬度相等
B. 小齿轮硬度高于大齿轮硬度
C. 大齿轮硬度高于小齿轮硬度
D. 小齿轮采用硬齿面,大齿轮采用软齿面

29、某齿轮箱中一对 45 钢调质齿轮,经常发生齿面点蚀,修配更换时可用 A 和 C 代替。

- A. 40Cr 调质
B. 适当增大模数 m
C. 仍可用 45 钢,改为齿面高频淬火
D. 改用铸钢 ZG310-570

- 30、为了提高齿轮传动的接触强度，可采取 B 的方法。
- A. 采用闭式传动
B. 增大传动中心距
C. 减少(jiǎnshǎo)齿数
D. 增大(zēng dà)模数
- 31、圆柱齿轮传动(chuányúndòng)中，当齿轮的直径一定时，减小齿轮的模数、增加齿轮的齿数，则可以 C。
- A. 提高(tígāo)齿轮的弯曲强度
B. 提高齿面的接触强度
C. 改善齿轮传动的平稳性
D. 减少齿轮的塑性变形
- 32、轮齿弯曲强度计算中的齿形系数 Y_{Fa} 与 C 无关。
- A. 齿数 z_1
B. 变位系数 x
C. 模数 m
D. 斜齿轮的螺旋角 β
- 33、一对圆柱齿轮，通常把小齿轮的齿宽做得比大齿轮宽一些，其主要原因是 D。
- A. 使传动平稳
B. 提高传动效率
C. 提高齿面接触强度
D. 便于安装，保证接触线长度
- 34 一对圆柱齿轮传动，小齿轮分度圆直径 $d_1=50\text{mm}$ 、齿宽 $b_1=55\text{mm}$ ，大齿轮分度圆直径 $d_2=90\text{mm}$ 、齿宽 $b_2=50\text{mm}$ ，则齿宽系数 C。
- A. 1.1
B. 5/9
C. 1
D. 1.3
- 35 齿轮传动在以下几种工况中 C 的齿宽系数可取大些。
- A. 悬臂布置
B. 不对称布置
C. 对称布置
D. 同轴式减速器布置
- 36 设计一传递动力的闭式软齿面钢制齿轮，精度为 7 级。如欲在中心距 a 和传动比 i 不变的条件下，提高齿面接触强度的最有效的方法是 B。
- A. 增大模数（相应地减少齿数）
B. 提高主、从动轮的齿面硬度
C. 提高加工精度
D. 增大齿根圆角半径
- 37 今有两个标准直齿圆柱齿轮，齿轮 1 的模数 $m_1=5\text{mm}$ 、 $Z_1=25$ ，齿轮 2 的 $m_2=3\text{mm}$ 、 $Z_2=40$ ，此时它们的齿形系数 B。
- A. $Y_{Fa1} < Y_{Fa2}$
B. $Y_{Fa1} > Y_{Fa2}$
C. $Y_{Fa1} = Y_{Fa2}$
D. $Y_{Fa1} \leq Y_{Fa2}$
- 38 斜齿圆柱齿轮的齿数 z 与模数 m_n 不变，若增大螺旋角 β ，则分度圆直径 d_1 A。
- A. 增大
B. 减小
C. 不变
D. 不一定增大或减小
- 39 对于齿面硬度 ≤ 350 HBS 的齿轮传动，当大、小齿轮均采用 45 钢，一般采取的热处理方式为 C。
- A. 小齿轮淬火，大齿轮调质
B. 小齿轮淬火，大齿轮正火
C. 小齿轮调质，大齿轮正火
D. 小齿轮正火，大齿轮调质
- 40 一对圆柱齿轮传动，当其他条件不变时，仅将齿轮传动所受的载荷增为原载荷的 4 倍，其齿面接触应力将 B，弯曲应力将 C。
- A. 不变
B. 增为原应力的 2 倍
C. 增为原应力的 4 倍
D. 增为原应力的 16 倍
- 41 两个齿轮的材料的热处理方式、齿宽、齿数均相同，但模数不同， $m_1=2\text{mm}$ ， $m_2=4\text{mm}$ ，它们的弯曲承载能力为 B。

A. 相同(xiāng tóng) B. m_2 的齿轮(chǐ lún)比 m_1 的齿轮(chǐ lún)大

C. 与模数无关(wúguān) D. m_1 的齿轮比 m_2 的齿轮大

42 齿轮设计时, 当因齿数选择过多而使直径增大时, 若其他条件相同, 则它的弯曲承载能力 B。

A. 成线性地增加 B. 不成线性但有所增加
C. 成线性地减小 D. 不成线性但有所减小

43 直齿锥齿轮强度计算时, 是以 C 为计算依据的。

A. 大端当量直齿锥齿轮 B. 齿宽中点处的直齿圆柱齿轮
C. 齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮 D. 小端当量直齿锥齿轮

44 今有四个标准直齿圆柱齿轮, 已知齿数 $z_1=20$ 、 $z_2=40$ 、 $z_3=60$ 、 $z_4=80$, 模数 $m_1=4\text{mm}$ 、 $m_2=3\text{mm}$ 、 $m_3=2\text{mm}$ 、 $m_4=2\text{mm}$, 则齿形系数最大的为 A。

A. YFa1 B. YFa2 C. YFa3 D. YFa4

45 一对减速齿轮传动中, 若保持分度圆直径 d_1 不变, 而减少齿数和增大模数, 其齿面接触应力将 C。A. 增大 B. 减小 C. 保持不变 D. 略有减小

46 一对直齿锥齿轮两齿轮的齿宽为 b_1 、 b_2 , 设计时应取 B。

A. $b_1 > b_2$ B. $b_1 = b_2$ C. $b_1 < b_2$ D. $b_1 = b_2 + (3 \sim 5) \text{mm}$

47 设计齿轮传动时, 若保持传动比 i 和齿数和不变, 而增大模数 m , 则齿轮的 A。

A. 弯曲强度提高, 接触强度提高 B. 弯曲强度不变, 接触强度提高
C. 弯曲强度与接触强度均不变 D. 弯曲强度提高, 接触强度不变

48、为了提高齿轮传动的接触强度, 可考虑采取 B。

A. 采用闭式传动 B. 增大传动中心距 C. 减少齿数, 增大模数

49. 航空上使用的齿轮, 要求质量小, 传动功率大和可靠性高。因此, 常用的材料是 C。

A. 铸铁 B. 铸钢 C. 高性能合金钢

50. 在下面各方法中, C 不能增加齿轮轮齿的弯曲强度。

A. d 不变模数增大 B. 由调质改为淬火
C. 齿轮负变位 D. 适当增加齿宽

51. 计算齿轮传动时, 选择许用应力与 D 没有关系。

A. 材料硬度 B. 应力循环次数
C. 安全系数 D. 齿形系数

52. 7、8、9 级齿轮, 由于 制造误差大, 通常按全部载荷作用于 齿顶 来计算齿根弯曲强度, 影响齿根弯曲强度的因素有 齿宽系数、模数。

53. 在齿轮强度计算中, 节点区域系数 (ZH) 是用来考虑 节点齿廓形状 对接触应力的影响。对待标准直齿圆柱齿轮, $ZH = \underline{2.5}$ 。

54. 两对直齿圆柱齿轮, 材料、热处理完全相同, 工作条件也相同 ($N > N_0$, 其中 N 为应力循环次数; N_0 为应力循环基数)。有下述两方案:

① $z_1=20$, $z_2=40$, $m=6\text{mm}$, $a=180\text{mm}$, $b=60\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$;

② $z_1=40$, $z_2=80$, $m=3\text{mm}$, $a=180\text{mm}$, $b=60\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$ 。

方案 1 的轮齿弯曲疲劳强度大; 方案①与②的接触疲劳强度 相同 ;

55. 正角度变位对一个齿轮接触(jiēchù)强度的影响是使接触应力 降低(jiàngdī) (jiàngdī) 降低(jiàngdī)，接触(jiēchù)强度 增大(zēng dà)；对该齿轮弯曲强度的影响是轮齿变厚，使弯曲应力 降低，弯曲强度 增大。

56. 圆柱齿轮设计时，齿宽系数 $\Phi_d = b/d_1$ ， b 愈宽，承载能力也愈 大，但使载荷分布不均 现象严重。选择 Φ_d 的原则是：两齿轮均为硬齿面时， Φ_d 值取偏 小 值；精度高时，取偏 大 值；对称布置与悬臂布置取偏 大 值。

56. 大，载荷分布不均，小，大，大

57. 两级圆柱齿轮传动中，若一级为斜齿，另一级为直齿，试问斜齿圆柱齿轮应置于调整级还是低速级？为什么？若为直齿锥齿轮和圆柱齿轮所组成的两级传动，锥齿轮应置于调整级还是低速级？为什么？

解题要点：

(1) 在两级圆柱齿轮传动中，斜齿轮应置于高速级，主要因为高速级的转速高，用斜齿圆柱齿轮传动工作平衡，在精度等级相同时，允许传动的圆周速度较高；在忽略摩擦阻力影响时，高速级小齿轮的转矩是低速级小齿轮转矩的 $1/i$ (i 是高速级的传动比)，其轴向力小。

(2) 由锥齿轮和圆柱齿轮组成的两级传动中，锥齿轮一般应置于高速级，主要因为当传递功率一定时，低速级的转矩大，则齿轮的尺寸和模数也大，而锥齿轮的锥距 R 和模数 m 大时，则加工困难，或者加工成本大为提高。

58. 为什么轮齿的弯曲疲劳裂纹首先发生在齿根受拉伸一侧？

解题要点：

(1) 齿根弯曲疲劳强度计算时，将轮齿视为悬臂梁，受载荷后齿根处产生的弯曲应力最大。

(2) 齿根过渡圆角处尺寸发生急剧变化，又由于沿齿宽方向留下加工刀痕产生应力集中。

(3) 在反复变应力的作用下，由于齿轮材料对拉应力敏感，故疲劳裂纹首先发生在齿根受拉伸一侧。

59. 有一闭式齿轮传动，满载工作几个月后，发现硬度为 $200 \sim 240\text{HBS}$ 的齿轮工作表面上出现小的凹坑。试问：(1) 这是什么现象？(2) 如何判断该齿轮是否可以继续使用？(3) 应采取什么措施？

解题要点：

(1) 已开始产生齿面疲劳点蚀，但因“出现小的凹坑”，故属于早期点蚀。

(2) 若早期点蚀不再发展成破坏性点蚀，该齿轮仍可继续使用。

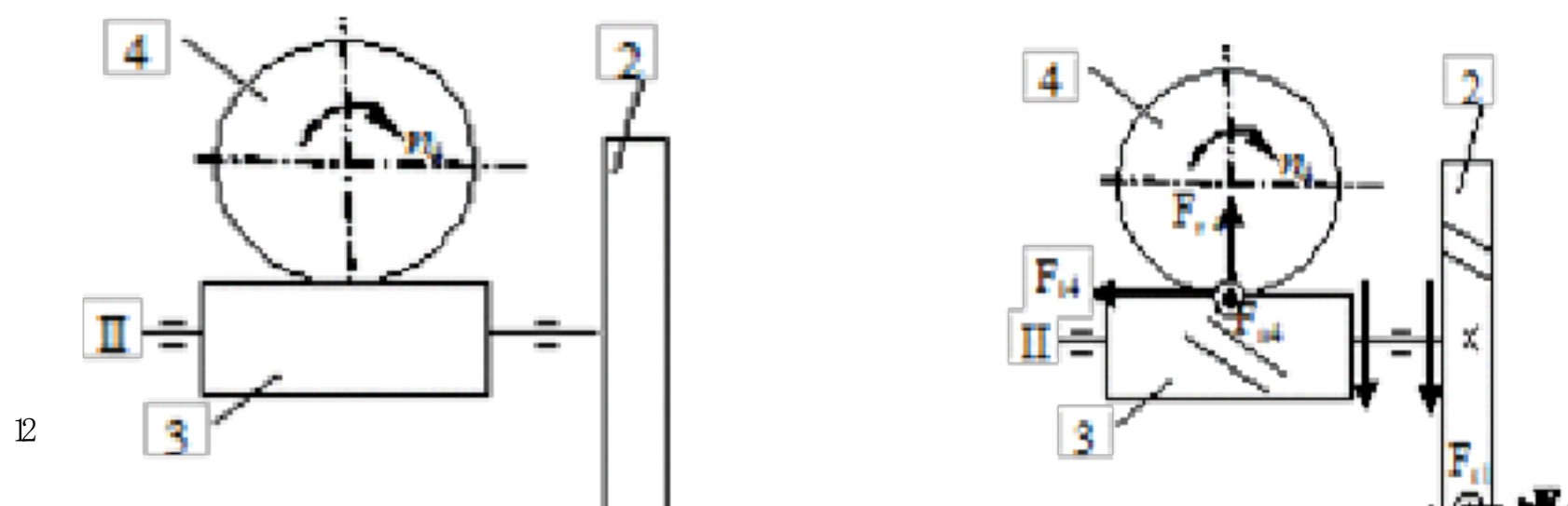
(3) 采用高粘度的润滑油或加极压添加剂于油中，均可提高齿轮的抗疲劳点蚀的能力。

1'. 图中所示斜齿圆柱齿轮传动—蜗杆传动组成的传动装置。动力由 I 轴输入，蜗轮 4 为右旋齿，试：

(1) 为使蜗轮 4 按图中 n_4 方向转动，确定蜗杆旋向，斜齿轮 1 的转动方向。

(2) 为使中间轴 II 所受的轴向力能抵消一部分，确定斜齿轮 1 和齿轮 2 的轮齿旋向。

(3) 在图中画出齿轮 1 和蜗轮 4 所受的各分力方向。



以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/407201032003006130>