

《机械设计》填空题

第一篇

1、设计机械零件时，选择材料主要应考虑三方面的问题，即 使用 要求、工艺 要求和 经济 要求。

2、由于合金钢主要是为了提高 强度，而不是为了提高 刚度。而且通常要进行适当的 热处理 才能得到充分利用。

3、零件刚度是指零件在载荷作用下抵抗 弹性变形 的能力。常用的提高零件刚度的措施有 采用抗弯曲或扭转变形强的剖面形状，减小跨距 等。

4、脆性材料制成的零件，在静应力下，通常取材料的 强度极限 为极限应力，失效形式为断裂；塑性材料制成的零件，在简单静应力作用下，通常取材料的 屈服极限 为极限应力，失效形式为塑性变形；而在变应力作用下，取材料的 疲劳极限 为极限应力，失效形式为疲劳断裂。

5、静止的面接触零件在外载荷作用下，接触表面将产生 挤压 应力，对于塑性材料的零件将产生表面 塑性变形 而破坏；而在点线接触零件，在外载荷作用下，接触处将产生 接触 应力，从而将引起零件的 疲劳点蚀 破坏。

6、二个零件相互接触的表面呈 点、线 接触，并具有一定的 相对滑动，这种接触面的强度称表面接触强度。如通用件中 齿轮 的工作表面。

7、按零件接触状态的不同，三种表面强度的区别是：接触强度的滑

动表面为点、线接触；挤压强度的静接触面为面接触；比压强度的滑动表面为面接触。

8、两零件高副接触时，其最大接触应力取决于材料弹性模量；接触点曲率半径及单位接触宽度载荷。

9、随时间变化的应力称为变应力，在变应力作用下，零件的损坏是疲劳断裂

10、变应力可归纳为 对称循环 变应力， 非对称循环 变应力和 脉动循环 变应力三种基本类型。在变应力中，循环特性 r 变化在 $+1 \sim -1$ 之间，当 $r = -1$ 时，此种变应力称为 对称循环变应力； $r = 0$ 时，称为 脉动循环变应力； $r = +1$ 时，即为 静 应力。

11、在每次应力变化中，周期、应力幅 和 平均应力 如果都相等则称为 稳定变应力，如其中之一不相等，则称为 非稳定变应力。

12、变应力的五个基本参数为 最大应力 σ_{\max} 、最小应力 σ_{\min} 、应力幅 σ_a 、平均应力 σ_m 、循环特性 r 。

13、脉动循环变应力的 $\sigma_{\min} = \underline{0}$ ； $\sigma_m = \sigma_a = \underline{\sigma_{\max}/2}$ ；循环特性 r 为 0。

14、当循环特性 $r = -1$ ，变应力为 对称循环；循环特性 $r = 0$ ，变应力为 脉动循环。

15、在变应力参数中，如以 σ_{\max} ， σ_{\min} 表示，平均应力 $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ ，应力幅 $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ ，循环特性 $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ 。

16、应力循环特性 $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ ，其中应力的取值是指 绝对值 的大小，但如有方向改变时，其比值要加 负 号，故 r 值总是在 $-1 \sim +1$ 之间。

17、用应力幅 σ_a 及平均应力 σ_m 作为纵横坐标的极限应力图，是表示材料不同的 循环特性 与不同的 疲劳极限 之间的关系。在纵坐标上为 对称循环应力，其循环特性为 -1 ，极限应力为 σ_{-1} ；在横坐标上为 静应力，其循环特性为 $+1$ ，塑性材料的极限应力为 σ_s 。

18、在变应力中，等效应力幅 $\sigma_{av} = (k_D) \sigma_{ax} + \psi \sigma_m$ ，式中的综合影响系数 (k_D) 是表示 表面状态；绝对尺寸，应力集中 对零件疲劳强度的影响；而 ψ

是把平均应力折合为 应力幅 的等效系数。

19、材料发生疲劳破坏时的应力循环次数 N 必 小于或等 于该材料的循环基数 N_0 ；由于 应力集中、绝对尺寸、及表面状态 等影响，零件的疲劳极限通常必小于其材料的疲劳极限。

20、影响零件疲劳强度的因素主要有：应力集中、绝对尺寸 和 表面状态。它们在变应力中，只对 应力幅 有影响。

21、在影响零件疲劳强度的因素中，绝对尺寸系数是考虑零件剖面的绝对尺寸愈大，使材料晶粒粗大，出现 缺陷 的概率愈大，而使疲劳极限下降，表面状态系数是考虑零件表面的 粗糙度 对疲劳强度的影响，而根据试验，以上两个系数及有效应力集中系数只对变应力中的 应力幅 有影响。

22、金属材料的疲劳曲线有两种类型：一种是当循环次数 N 超过某一值 N_0 以后，曲线即趋向水平。另一种则曲线无水平部份，疲劳极限随 N 增加而下降。

22、普通碳钢的疲劳曲线有两个区域： $N \geq N_0$ 区为 无限寿命区， $N < N_0$ 区为 有限寿命区，在 无限寿命区 区疲劳极限是一个常数。

23、疲劳极限的定义是在 循环特性 r 一定时，应力循环 N 次后，材料 不发生疲劳破坏 时的 最大应力。当 N 为 N_0 时的疲劳极限叫做持久极限。

24、零件疲劳计算中，一定的循环特性 r 下，应力的实际循环总次数 N_i' 与相应应力下达到 疲劳 时的循环总次数 N_i 之比，叫作寿命损伤率。

零件在各应力作用下达达到 疲劳 极限时 $\sum_{i=1}^n \frac{M_i^2}{M^2}$ 寿命损伤率之和

应等于 1，这就是疲劳损伤积累假说。

25、材料疲劳损伤积累假说认为：大于 疲劳极限 的各实际工作应力每循环一次，就造成一次 寿命 损失，因此用各应力的实际总循环总次数 N_i' 与相应的达到疲劳时循环次数

N_i 之比表示的 寿命损伤率 在零件达到疲劳极限情况时,各应力下其值之和应等于 1。

26、材料的疲劳曲线是表示一定的 r 下,循环次数 N 与 疲劳极限 的关系;用平均应力 σ_m 作横坐标,应力幅 σ_a 为纵坐标表示的极限应力图,反映了不同的 r 下,具有不同的 极限应力。

27、最典型的四种磨损为: 粘着磨损; 接触疲劳磨损; 磨料磨损; 腐蚀磨损。

28、为了减轻粘着磨损可采取 合理选择材料、加添加剂、阻止摩擦表面的温度和压强 等措施。

29、点蚀的形成和润滑油的存在有密切关系,润滑油的粘度愈小,点蚀的发展愈 迅速;若没有润滑油,则接触处的主要破坏形式是 磨损。

30、将齿轮加工精度由 8 级改为 7 级,则齿轮强度设计中的动载荷系数数值将 减小。若齿轮的速度增加,则动载荷系数将 增大。

第二篇

1、紧螺栓联接的螺栓强度可按纯拉伸计算,其强度 条件式 $\frac{3F'}{\pi d_c^3} \leq [\sigma]$ 为 条件式,其中 1.3 是考虑 螺纹力矩的影响。

2、螺纹松脱的原因是 冲击振动、变载荷、温度变化等 防松装置根据工作原理不同可分为 利用摩擦防松、直接锁住、破坏螺纹时关系。

3、螺纹的牙型有 三角形, 矩形, 梯形, 锯齿形。常用的联接螺纹是 右旋单头,牙型为 三角形,公称直径是 外径,管

螺纹的公称直径是内径。根据用途分类，三角螺纹用于联接，矩形、梯形和锯齿形螺纹用于传动。

4、普通三角形螺纹与矩形螺纹比较，因具有较大的当量摩擦系数(或摩擦角)

因而效率低，自锁性好，所以主要用于联接。、矩形螺纹与三角形螺纹比较，因摩擦系数较小，而具有较高的效率，所以主要适用于传动。

5、在普通机械中，共同完成一个联接任务的一组联接螺栓，虽然受力不同，但材料与尺寸常相同，这主要上为了减少所用螺栓规格，提高联接结构工艺性。

6、联接件与螺母或螺栓头相接触的支承面均应平整，这是为了避免产生附加的弯曲应力。

7、为了提高受轴向变载荷螺栓联接的疲劳强度，可采用提高予紧力，减少螺栓的刚度，提高被联接件的刚度等措施。

8、由螺纹副效率公式 $\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}$ 可以看出，当 λ 一定时，三角形螺纹因 β 较大，效率就低，因而容易自锁，故适用于联接；而矩形螺纹与三角螺纹比较，因 β 较小效率就高，故适用于传动。

9、螺纹副自锁的条件为螺纹升角 $\lambda \leq$ 当量摩擦角 ρ_v ；单头螺纹比多头螺纹自锁性要好。

10、从螺纹使用要求上，联接螺纹要求有自锁性能，而传动螺纹要求有较高的效率。

11、受拉螺栓联接是依靠联接件间的摩擦力来承受外载荷；而受剪螺栓联接则依靠联接件孔壁和螺杆间受剪切和挤压来承受外载荷。

12、受旋转力矩的螺栓组联接中，采用受拉螺栓时，是靠螺母拧紧后被联接件接触面之间的摩擦力传递外载，而螺栓的受力就是拧紧后的轴向拉伸力。

13、受旋转力矩的螺栓组联接受力分析中，采用受拉螺栓时，假设各螺栓受有相同预紧力，故在接合面处的 摩擦力 相等，并集中在螺栓中心处；采用受剪螺栓时，假设各螺栓所受剪力与螺栓中心至底板的 旋转中心 的距离成正比。

- 14、拧紧螺母时需要克服螺纹力矩和螺母支承面力矩。
- 15、螺纹联接拧紧的目的是增强联接的刚性、紧密性和防松能力。
- 16、在工作载荷予紧力不变条件下，为提高螺栓的疲劳强度应减小螺栓刚度，措施如适当增大螺栓长度、减小螺栓直径、中空螺栓。被联接件刚度增加。
- 17、为提高螺栓联接的疲劳强度，常设法减小应力幅，其措施减小螺栓刚度或增大被联接件刚度。但将使联接中剩余预紧力减少，故应同时增大联接的预紧力。
- 18、螺栓联接中，在一定外载荷和剩余预紧力不变的条件下，要提高螺栓疲劳强度，应减小螺栓刚度或增加被联接件刚度；但预紧力将加大，而螺栓总拉力不变。
- 19、在受预紧力和工作拉力的紧螺栓联接中，在预紧力不变时，在联接件间加刚性大的垫片，将使螺栓强度提高，联接的紧密性降低。
- 20、在受预紧力和工作拉力的紧螺栓联接中，螺栓所受总拉力等于工作载荷与剩余预紧力之和；也可等于一部分工作载荷与预紧力之和，这部分工作载荷的多少取决于螺栓和被联接件的刚度。
- 21、螺纹联接中，当被联接件之一厚度较大，并需经常拆卸的，可采用双头螺栓联接；而不需经常拆卸的，可采用螺钉联接。
- 22、与粗牙螺纹相比，在公称直径相同时，细牙螺纹的螺距小，牙细、内径和中径较大，故升角较小，因而较易满足自锁条件。
- 23、平键在静联接中的主要失效形式是挤压破坏和键的剪断。当单

键联接强度不够时，可采用双键相隔 180° 布置，其承载能力按单键时的 1.5 倍计算。原因是 两个平键所受的载荷分配不均匀。

24、平键联接常见的失效形式为压溃和磨损，故对静联接需作挤压强度计算；对动联接需作耐磨性计算。

25、普通平键联接中，接触工作面为二侧面，其接触表面的强度属挤压强度；但在键横断面的宽度方向，还有剪切强度问题。

26、普通平键的工作面为二侧面，键的上面与轮毂不接触，故轴与轮配合的对中性较好；键的断面尺寸决定于轴的直径，长度决定于被联接件的毂长。

27、普通平键是靠二侧面传递载荷；而楔键是靠上下面压紧而产生的摩擦力传递载荷，故联接的对中性较差。

28、半圆键的工作面是两侧面，当用两个半圆键时在轴上应在轴的同一母线上布置。

29、导向键的失效形式为磨损，通常作联接的耐磨性计算。

30、根据齿形不同，花键联接可分为三角形、矩形、梯形三种。

31、花键定心方式有外径定心，侧面定心和内径定心三种。

32、渐开线花键联接的定心方式有齿形定心、外径定心两种。

33、在矩形花键联接中，当毂孔表面硬度不高时，宜用外径定心；而当毂孔表面硬度较高时，宜用内径定心。

第三篇

1、机械零件的失效是指由于某些原因不能正常工作；螺栓联接，皮带传动二者最典型的失效形式分别是联接松动、塑变及断裂，打滑和疲劳断裂。

2、载荷系数 $K=K_A K_V K_\alpha K_\beta$ ，其中 K_α 是考虑 齿对间载荷分配不均匀 的影响； K_β 是考虑 载荷在齿面接触线上分布不均匀 的影响。

3、齿轮动载荷系数的大小主要与下列因素有关：齿轮制造精度、圆周速度

、齿面硬度。

4、齿轮传动中的动载荷，主要是由轮齿制造时的误差和工作时轮齿的变形所引起。通常采用的齿顶修缘，可以有效地减小动载荷。

5、齿轮轮齿的齿顶修缘是减少动载荷的有效措施；齿向修形是减少齿宽上载荷不均的有效措施。

6、齿轮传动中动载荷系数随速度的增加而增加，随精度提高而减小。轮齿采用修缘方法可有效的减小动载荷。

7、齿轮传动的主要失效形式有轮齿折断、齿面点蚀、齿面的胶合、齿面的塑性变形、齿面的磨损。

8、开式齿轮传动，其主要失效形式为断齿和磨损，一般只进行弯曲强度计算。

9、齿轮传动中，由于齿面上滑动摩擦的方向在主动轮上是离开节点，而在从动轮上是指向节点，故点蚀通常发生在节线偏下部位，而胶合出现在节线上部位。

10、齿面点蚀通常发生在节线偏下部位，而胶合通常发生在节线上部位，齿面塑性变形（流动）出现在节线处。

11、齿轮齿面点蚀通常发生在轮齿节线偏下部位，胶合通常发生在节线上部位，磨损通常发生在小齿轮的齿根部位。

12、齿轮弯曲强度计算中的齿形系数 Y_F 只与齿形有关，而与模数无关（不随模数改变而变化。）；对标准齿轮， Y_F 的大小（只与轮齿齿数有关，且成反比）随齿数的增加而减小。

13、齿轮齿廓基本参数一定时，齿形决定于齿轮的齿数和变位系

数，齿形系数 Y_F 就随前者的增加而 减小，随后者的增加而 减小。

14、在闭式软齿面的齿轮传动中，轮齿的主要失效形式是点蚀，所以其设计准则是先按接触强度计算，再按弯曲强度验算。

15、根据齿轮设计准则，对闭式齿轮传动，当齿面硬度小于HB350时，应按齿面接触疲劳强度设计，按齿根弯曲疲劳强度校核，当齿面硬度大于HB350时，应按齿根弯曲疲劳强度设计。

16、齿轮强度计算目前主要有接触和弯曲二种方法。在闭式软齿面中一般先按接触计算，再按弯曲验算；在硬齿面中一般先按弯曲计算，再按接触验算。

17、一定扭矩下的齿轮传动中，作用在齿面的圆周力随啮合点变化而变化，法向力随啮合点变化而不变 ($\varepsilon=1$)。

18、对齿轮接触强度计算时，常假设法向力 F_n 作用于节点处；而在齿轮弯曲强度计算时，则假设全部载荷作用于一对齿上，且载荷作用于齿顶。

19、在齿轮接触疲劳强度计算时，通常假设把力作用在节点处，这是因为在该点一般为单齿啮合。

20、甲、乙两对直齿轮，已知甲对 $m=3$ ， $Z_1=20$ ， $Z_2=40$ ，乙对 $m=2$ ， $Z_1=40$ ， $Z_2=80$ ，其他条件完全相同，如不计齿数变化对各系数影响，在接触强度上甲对低于乙对，弯曲强度上甲对高于乙对。

21、为了减少齿轮在齿宽上载荷分布不均匀，应增加轴系刚度；在单齿非对称布置时，齿轮最好布置在远离扭矩作用端。

22 齿轮对材料要求是：齿面要硬，齿芯要韧。

23、齿轮及蜗轮的标准模数，对直齿圆柱齿轮为端面模数；对斜齿

圆柱齿轮为法面模数；对直齿圆锥齿轮为大端模数；对蜗轮为端面模数。而蜗杆传动中取蜗杆的轴面模数为标准模数。

24、直齿圆柱锥齿轮的标准模数为大端模数，直齿圆锥齿轮的强度计算是按齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮进行的。

25、斜齿圆柱齿轮传动的强度计算应按在节点处所作的法面当量直齿轮上进行；而直齿圆锥齿轮传动的计算则是在齿宽中点处所作的背锥展开所得的当量直齿轮上进行。

26、直齿圆锥齿轮中，大小齿轮的轴向力总是从小端指向大端，且一个轮齿的轴向力就是另一轮齿的径向力。

27、斜齿轮的螺旋角 β 愈大将引起轴向力增大，使轴承载荷增加一般 β 角在 $8^\circ \sim 15^\circ$ 之间。

28、斜齿轮弯曲应力计算公式 $\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m_n} Y_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_S$ 中的 Y_F ， Y_ε ， Y_β ， Y_S 分别反映了齿廓形状，重合度，螺旋角，齿根应力集中对轮齿弯曲应力的影响。

29、普通蜗杆传动的正确啮合条件是蜗杆轴面模数等于蜗轮端面模数、蜗杆的轴面压力角等于蜗轮端面压力角、蜗杆的导程角 λ 等于蜗轮螺旋角 β 。

30、蜗杆传动中，包含蜗杆轴线的蜗轮旋转平面就叫作主平面，对于阿基米德蜗杆传动，在该平面上就相当于一对齿轮与齿条的啮合。

31、阿基米德蜗杆传动在主平面上相当于直齿条与渐开线齿轮啮合，在主平面内模数和压力角为标准值。

32、普通蜗杆传动中，其主平面内，蜗杆的齿廓为直线，蜗轮的齿廓为渐开线，故在主平面内蜗杆与蜗轮的啮合可看成是齿条和

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/515022034112011124>