

思考题与习题参考答案

第2章 机械零件强度与刚度设计

2-1 机械零件疲劳强度的计算方法有哪两种？其计算准则各是什么？

答：(1)安全--寿命设计，在规定的工作时间内不允许出现疲劳裂纹

(2)破损--安全设计,允许零件存在裂纹并缓慢扩展，但需保证在规定的时间内仍能安全可靠地工作

2-2 机械零件在变应力条件下工作发生疲劳断裂而失效的过程怎样？

答：疲劳断裂过程与静强度断裂不同，其发生可分为三个阶段：第一阶段为裂纹的萌生阶段。在变应力作用下导致材料出现微裂纹，然后在晶内和晶界扩展，通常肉眼状态下无法观察到初始裂纹的萌生，裂纹主要萌生于应力较大处。第二阶段为微裂纹扩展为宏观裂纹。在扩展过程中因应力循环作用产生的纵向脊分隔形成垄沟纹特征，随着裂纹的不断扩展形成如图 2-2 所示的河流状或贝纹状花样特征。第三阶段为瞬时断裂阶段。当裂纹扩展导致材料剩余截面无法承受所施加的应力时，发生瞬间快速断裂。

2-3 什么是应力循环基数？一般碳钢和高硬度合金钢的循环基数是多少？

答：循环基数是指在疲劳试验曲线上对应于接触强度极限的应力循环次数。一般碳钢取 $N_0=10^7$ ，合金钢取 $N_0=25 \times 10^7$ 。

2-4 按疲劳曲线($\sigma-N$)设计零件时，适用的条件是什么？当循环次数 $N < 10^4$ 时，($\sigma-N$)曲线是否适用？为什么？在这种情况下应如何处理？

答:在循环特征 r 下的变应力,经过 N 次循环后，材料不发生破坏。不适用。因为疲劳极限较高,接近屈服极限,几乎与循环次数的变化无关。一般可按照静应力强度计算。

2-5 影响机械零件疲劳强度的主要因素有哪些？提高机械零件疲劳强度的措施有哪些？答： 1) 应力集中， 零件尺寸， 表面状态， 环境介质， 加载顺序和频率。 2)降低应力集中的影响； 选用疲劳强度高的材料或规定能够提高材料疲劳强度的热处理方法及强化工艺，提高零件的表面质量；尽可能的减小或消除零件表面可能发生的初始裂纹的尺寸。

2-6 机械零件受载时在什么地方产生应力集中？应力集中与材料的强度有什么关系？

答:零件受载时,在几何形状突然变化处要产生应力集中;降低应力集中,可以提高零件的疲劳强度。

2-7 怎样区分变应力是稳定的还是非稳定的？怎样进行在稳定变应力下的零件强度计算？怎样进行在规律性非稳定变应力下的零件强度计算？

1)按每次循环中平均应力 σ_m ,应力幅 σ_a 和周期来进行区分。在每次循环中,平均应力 σ_m 、应力幅 σ_a 和周期都不随时间 t 变化的变应力称为稳定变应力;在每次循环中,平均应力 σ_m 、应力幅 σ_a 和周期中有一项随时间 t 变化的变应力称为非稳定变应力。

2)稳定变应力下零件的强度计算:首先求出零件危险截面上最大(小)应力 $\sigma_{\max}(\sigma_{\min})$,进而求出平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a ,在零件的极限应力图上确定一个工作点,再根据应力变化规律求出安全系数,使求出的安全系数大于等于许用安全系数。

3)在规律性非稳定变应力下零件的强度计算:先将非稳定变应力折算成单一的与其总寿命损伤率相等的等效稳定变应力(简称等效应力) σ_v ,然后再按稳定变应力进行疲劳强度计算。

2-8 在极限应力简图上,对各种加载情况(即 r =常数、 σ_m =常数、 $\sigma_{\min}$ =常数)如何判断零件是首先产生疲劳破坏还是首先产生塑性变形破坏?

答:连接原点与拐点,工作点在疲劳安全区先发生疲劳破坏,在塑性安全区,先发生塑性变形破坏,连线上方为疲劳安全区,下方为塑性安全区。

2-9 一钢制轴类零件的危险剖面承受 $\sigma_{\max}=200\text{ MPa}$, $\sigma_{\min}=100\text{ MPa}$, 综合影响系数 $K_\sigma=2$, 材料的 $\sigma_s=400\text{ MPa}$, $\sigma_{-1}=250\text{ MPa}$, $\sigma_0=400\text{ MPa}$ 。试: 1) 画出材料的简化极限应力线图, 并判定零件的破坏形式。2) 试用图解法和安全系数法计算 $r=\text{const}$ 时该零件的安全系数。

1)材料的简化极限应力线图:

根据题意可得点 A'和点 C 的坐标分别为:

点 A'(0, σ_{-1}), 即(0, 250);点 C(σ_s , 0), 即(400, 0), 如图 1 所示。点 D'($\sigma_0/2$, $\sigma_0/2$), 即 D'(400/2, 400/2)。按比例绘制该材料的疲劳弯曲极限应力线图, 如图 1 所示 A'C'C。

2)零件的简化极限应力线图:

根据题意可得各点坐标如下:

点 A(0, σ_{-1}/K_σ), 即(0, 125);点 C(σ_s , 0), 即(400, 0);点 D($\sigma_0/2$, $\sigma_0/2K_\sigma$), 即(200, 100), 按比例作图, 如图 1 所示 AGC。

3)标出工作点并判定零件的破坏形式:零件危险截面上的平均应力 $\sigma_m=(\sigma_{\max}+\sigma_{\min})/2=150\text{ MPa}$, 应力幅 $\sigma_a=(\sigma_{\max}-\sigma_{\min})/2=50\text{ MPa}$ 。

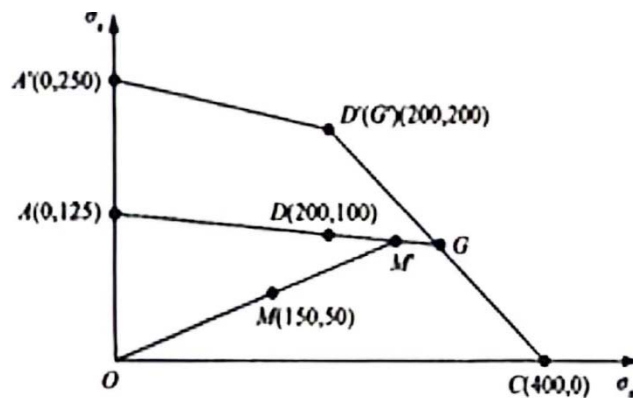


图 1 简化极限应力线图

标出工作应力点 $M(\sigma_m, \sigma_a)$ ，即 $M(150, 50)$ ，如图 1 所示。该零件按照 $r=C$ 的应力变化规律进行计算，如图 1 所示。此时 M 点的极限应力为疲劳极限，也就是说，工作应力为 M 点时，可能发生的是疲劳失效。

$$4) \text{图解法: } S_\sigma = \frac{\sigma'_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma'_m + \sigma'_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{OM'}{OM} = 1.8$$

$$5) \text{安全系数法: } \psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = 0.25, S_{\sigma a} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = 1.8$$

第 3 章 摩擦、磨损和润滑

3-1 何谓摩擦、磨损和润滑？它们之间的相互关联如何？

答：摩擦-相对运动的物体表面间的相互阻碍作用现象；磨损-由于摩擦而造成的物体表面材料的损失或转移；润滑-减轻摩擦和磨损所应采取的措施。关联：运动副之间的摩擦将导致零件表面材料逐渐丧失或迁徙，即形成磨损，如今常通过润滑来控制摩擦、磨损，提高机器效率，减少能量损失，降低材料消耗，保证工作的可靠性。

3-2 按摩擦面间的润滑状况，滑动摩擦可分哪几种？

答：根据摩擦面间存在润滑剂的情况，滑动摩擦分为干摩擦、边界摩擦（边界润滑）、流体摩擦（流体润滑）及混合摩擦（混合润滑）。

3-3 根据磨损机理的不同，磨损通常分为哪几种类型？它们各有什么主要特点？

答：根据机理不同，磨损常分为磨粒磨损、黏附磨损、疲劳磨损、流体磨粒磨损、流体侵蚀磨损、机械化学磨损、微动磨损等。

磨粒磨损：在摩擦过程中，由于硬颗粒或摩擦副表面的硬微凸体对固体表面挤压和沿表

面运动所引起的损失或材料流失。

黏附磨损：摩擦表面的轮廓峰在互相作用的各点处发生“冷焊”后，在相对滑动时，材料从一个表面迁移到另一个表面，便形成了黏附磨损。

疲劳磨损：指由于摩擦表面材料微体积在重复变形时疲劳破坏而引起的机械磨损。

流体磨粒磨损：流体磨粒磨损是指由流动的液体或气体中所夹带的硬质物体或硬质颗粒作用引起的机械磨损。

流体侵蚀磨损：流体侵蚀磨损是指由液流或气流的冲蚀作用引起的机械磨损。

机械化学磨损：机械化学磨损是指由机械作用及材料与环境的化学作用或电化学作用共同引起的磨损

微动磨损：微动磨损是一种甚隐蔽的，由黏附磨损、磨粒磨损、机械化学磨损和疲劳磨损共同形成的复合磨损形式。

3-4 机械零件的磨损过程分为哪三个阶段？

答：磨损过程分为：磨合阶段、稳定磨损阶段、剧烈磨损阶段。

3-5 润滑剂的作用是什么？常用润滑剂有哪几种？

答：作用：在摩擦面间加入润滑剂不终可以减少摩擦，减轻磨损，保护零件不遭锈蚀，而且在采用循环润滑时还能起到散热降温的作用。由于液体的不可压缩性，润滑油膜还具有缓冲、吸振的能力。使用膏状的润滑脂，既可防止内部的润滑剂外泄，又可阻止外部杂质侵入，避免加剧零件的磨损，起到密封作用。

润滑剂可分为气体、液体、半固体和固体 4 种基本类型。在液体润滑剂中应用最广泛的是润滑油，包括矿物油、动植物油、合成油和各種乳剂。半固体润滑剂主要是指各种润滑脂，它是润滑油和稠化剂的稳定混合物。固体润滑剂是任何可以形成固体膜以减小摩擦阻力的物质，如石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯等。任何气体都可作为气体润滑剂，其中用得最多的是空气，它主要用在气体轴承中。

3-6 润滑油的主要性能指标有哪些？润滑脂的主要性能指标有哪些？在润滑油和润滑脂中加入添加剂的作用是什么？

答：润滑油的主要指标包括黏度（动力粘度、运动黏度、条件黏度）、润滑性（油性）、极压性、闪点、凝点与倾点、氧化稳定性。润滑脂的主要质量指标包括：锥（针）入度（或稠度）、滴点。添加剂的作用如下：1）提高润滑剂的油性、极压性等，使其在极端工作条件下具有更有效的工作能力；2）推迟润滑剂的老化变质，延长其正常使用寿命；3）改善润滑剂的物理性能，如降低凝点、消除泡沫、提高黏度、改进其黏-温特性等。

第4章 现代设计技术

4-1 现代设计方法的定义是什么？和传统设计方法有什么区别？

现代设计技术是传统设计方法的一种新发展，是以产品的整个生命周期为研究对象，以满足产品的质量、性能、时间、成本等综合效益为目的，多学科、多专业交叉融合、多手段应用、多过程并行的一门综合性的技术科学。

和传统设计方法的区别主要是：相比于传统的设计方法，它是传统设计技术的延伸和发展，涉及到多学科交叉融合与多种设计技术综合，使用数字化与虚拟化的设计手段，且设计过程实现了智能化与并行化。

4-2 现代设计方法的特征是什么？分别简述这些特征。

1. 传统设计技术的延伸和发展
2. 多学科交叉融合与多种设计技术综合
3. 设计手段的数字化与虚拟化
4. 设计过程的智能化与并行化

这些特征的简述见 4.1.2 部分。

4-3 表示机械结构可靠性的指标有哪些？他们的定义是什么？

常用的可靠性指标包括：可靠度、失效概率、故障率、平均维修时间、维修率等。其中失效概率、可靠度、维修率在工程设计中最常用。

可靠度是产品在规定的时间内、规定的条件下完成规定功能的概率。

失效概率是指产品在规定的条件下、规定的时间内发生失效的概率，也称为不可靠度，是评估产品可靠性的主要指标之一。

维修率是指产品在使用过程中需要维护的频率或维护时间占总运行时间的百分比。

4-4 计算机辅助设计的软件有哪些？请列举几个，并简述其功能。

ANSYS 是一款具有多种用途的有限元计算软件，其计算主要涉及到固体力学，流体力学，电力，电磁场，温度场以及碰撞等问题，被广泛应用在各个行业。

ABAQUS 是一套功能强大的工程模拟的有限元软件，可以分析复杂的固体力学结构力学系统，特别是能够驾驭非常庞大复杂的问题和模拟高度非线性问题。

SolidWorks 是一种实现三维建模的软件，功能强大，组件繁多，易学易用，操作方便，能够建立各种复杂的大型模型，帮助设计人员进行设计。

4-5 什么是优化设计的三要素？简述优化设计的流程

优化设计的三要素是设计变量，约束条件，目标函数。

优化设计的流程是：1 设计对象分析；2 数学模型建立；3 优化算法选择；4 优化程序编写；5 优化结果分析。

4-6 反求设计与传统设计方法的区别是什么？

传统的正向设计的基本流程是市场调研、需求分析、原理验证、方案设计、技术设计与验证、产品功能与性能分析、图纸与技术文件的形成、试制样机、实际验证的过程，并且不断优化，直到满足最初的设计需求获得新的产品。因此，传统的正向设计是通过人类的创造性思维设计产品的过程。

反求设计是通过对已有的产品或技术（反求样本）进行分析研究，掌握其功能原理、零部件的材料、形状结构、尺寸、设计参数等关键技术指标，再运用现代设计理论与技术，对原有产品进行仿造设计、改进设计或创新设计的过程，是对现有产品的逆向设计。其目的主要是通过通过对已有产品技术的消化和吸收、改进和创新，设计出性能更优、成本更低、功能更全的新产品。

第 5 章 螺纹连接

5-1 常用螺纹的主要类型有哪些？其主要用途是什么？

答：螺纹连接的主要类型有螺栓连接、双头螺柱连接、螺钉连接和紧定螺钉连接等。螺栓连接：被连接件的孔不需切制螺纹，使用时不受被连接件材料的限制，适用于两被连接件都不太厚的场合。双头螺柱连接适用于被连接件之一比较厚，需经常装拆或结构上受到限制不能采用螺栓连接的场合。螺钉连接不用螺母，其用途和双头螺柱连接相似，但由于经常装拆易使螺纹孔损坏，可能导致被连接件报废，故不适用于需经常装拆的场合。紧定螺钉连接是利用拧入零件螺纹孔中的螺钉末端压紧另一零件的表面或顶入相应的凹坑中，以固定两零件之间的相对位置，并可传递不大的力或转矩，多应用于薄壁件连接。

5-2 为什么连接螺纹多用三角形螺纹，而传动螺纹多用梯形螺纹、矩形螺纹和锯齿形螺纹？

答：因为连接螺纹主要考虑的是连接的牢固性和可靠性。三角形螺纹因其牙型为等边三角形，具有较大的自锁性能和较高的牙根强度，适合用于连接，能够提供稳定的连接和支撑。

传动螺纹则更注重传动效率和耐磨性。梯形螺纹、矩形螺纹和锯齿形螺纹因其特定的牙型和角度设计，具有较高的传动效率和耐磨性，适合用于传递动力和运动。

5-3 螺纹升角 φ 的大小，对螺纹副的自锁性和效率有何影响？试简述之。

答：螺纹升角 φ 的大小对螺纹副的自锁性和效率有着直接的影响。较小的螺纹升角有利

于提高自锁性，但可能会降低传动效率；而较大的螺纹升角虽然能提高传动效率，但可能会降低自锁性。因此，在设计和选择螺纹副时，应根据具体的应用场景和需求来平衡这两个因素。

5-4 螺纹防松的目的是什么？按防松原理不同，防松的方法可以分为哪几类？请分别举例说明。

答：防松的根本问题是防止螺纹副在受载时发生相对转动。根据防松原理的不同，防松方法可分为三类：摩擦防松、机械防松和破坏螺纹副运动关系防松。摩擦防松简单方便，机械防松可靠，两者可联合使用。破坏螺纹副防松多用于很少拆卸或不拆卸的连接中。

摩擦防松：对顶螺母、弹簧垫圈、自锁螺母等。

机械防松：六角开槽螺母和开口销、止动垫片、串联钢丝等。

破坏螺纹副运动关系防松：冲点、涂黏合剂等。

5-5 受拉紧螺栓连接中，螺栓的强度计算公式 $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}}$ 中的系数“1.3”是考虑什么因素而引入的？

答：系数“1.3”在螺栓强度计算公式中考虑的是螺纹部分所受扭矩的影响。

这个系数是为了确保螺栓在受到扭矩作用时，其强度能够满足设计要求。在紧螺栓连接的计算中，考虑到螺纹部分在实际应用中可能会受到扭矩的作用，这个系数是对这种实际工作情况的一种安全补偿。通过引入这个系数，可以确保螺栓在设计允许的拉伸应力范围内，即使考虑到扭矩的影响，也能保证螺栓的安全性和可靠性。这种做法是为了防止螺栓在受到扭矩时发生意外松动或断裂，从而确保整个结构的稳定性和安全性。

5-6 受横向载荷的螺栓组连接，如用受剪螺栓组连接，不预紧是否可以？如用受拉螺栓连接，是否需要预紧，为什么？

答：受横向载荷的螺栓组连接，无论是受剪螺栓组连接还是受拉螺栓连接，都需要预紧。

对于受剪螺栓组连接，其螺栓杆上承受被连接件的剪切和挤压作用。横向载荷靠螺栓杆受剪切和螺栓杆与孔壁接触表面的挤压传递。这种情况下，预紧力是确保连接件之间紧密接触的关键，通过预紧力产生的摩擦力来抵抗剪切和挤压力，保证连接的稳定性和安全性。因此，不预紧是不可以的，否则无法有效传递载荷，可能导致连接失效。

对于受拉螺栓连接，虽然螺栓主要受预紧力的作用，横向载荷靠预紧力在接合面间产生的摩擦力传递。这种情况下，虽然螺栓主要承受拉力，但预紧力的存在同样重要，它确保了接合面间所产生的最大摩擦力必须大于或等于横向载荷，从而防止连接件在横向载荷作用下

分离。因此，预紧力的施加也是必要的，不预紧的情况下无法保证连接的可靠性和安全性。

5-7 如图 5-37 所示为某机构上的拉杆端部采用普通螺纹连接。已知拉杆所受最大载荷 $F = 16 \text{ kN}$ ，载荷很少变动。螺钉和拉杆材料为 Q235 钢，屈服极限 $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$ ，试确定拉杆螺纹的最小直径(安全系数可取 $S = 1.6$)。

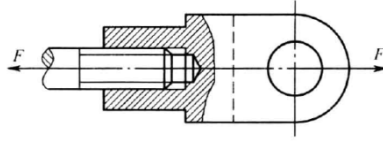


图 5-37 题 5-7 图

解：该题为普通螺栓松连接问题

$$\text{许用拉应力} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{240}{1.6} = 150 \text{ MPa}$$

$$\text{拉杆螺纹的小径} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 16000}{\pi \times 150}} = 11.654 \text{ mm}$$

5-8 如图 5-38 所示螺栓连接中，采用两个 M16(小径 $d_1 = 13.835 \text{ mm}$ ，中径 $d_2 = 14.701 \text{ mm}$) 的受拉螺栓，螺栓材料为 45 钢， $\sigma_s = 640 \text{ MPa}$ ，连接时不严格控制预紧力(取安全系数 $S = 4$)，被连接件接合面间的摩擦系数 $\mu_s = 0.2$ 。若考虑摩擦传力的可靠性系数 $K_s = 1.2$ ，试计算该连接允许传递的静载荷 F_R 。

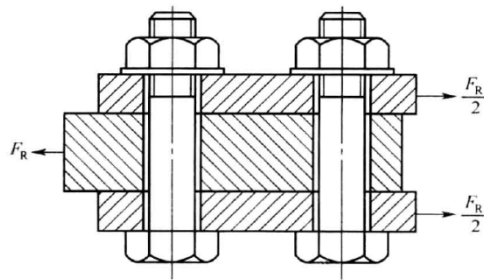


图 5-38 题 5-8 图

解：该螺栓组连接采用普通受拉螺栓，承受横向载荷，满足不滑移条件。因此参考公式为式 (5-14) 和式 (5-31)。

$$\text{许用拉应力} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{640}{4} = 160 \text{ MPa}$$

设每个受拉普通螺栓所需的预紧力为 F' ，则有

$$zF'\mu_s m \geq K_s F_R$$

因此

$$F_R \leq \frac{zF' \mu_s m}{K_s} = \frac{2 \times 0.2 \times 2F'}{1.2} = \frac{2}{3} F'$$

又由强度条件可知

$$F' \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma]}{4 \times 1.3} = \frac{\pi \times 13.835^2 \times 160}{4 \times 1.3} = 18502 \text{ N}$$

综上所述可得： $F_R \leq 12334.7 \text{ N}$ 。

5-9 如图 5-39 所示油缸，油压 $p = 3 \text{ MPa}$ ，缸径 $D=160 \text{ mm}$ ，螺栓数量 $z=8$ ，螺栓材料许用应力 $[\sigma] = 150 \text{ MPa}$ ，取残余预紧力为工作拉力的 1.5 倍，试计算螺栓最小直径。

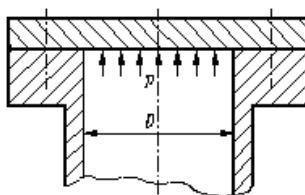


图 5-39 题 5-9 图

解：

$$\text{螺栓工作拉力 } F = p \cdot \pi D^2 / (4z) = 3 \times \pi \times 160^2 / 32 = 7540 \text{ N}$$

$$\text{残余预紧力 } F'' = 1.5F$$

$$\text{螺栓总拉力 } F_0 = F'' + F = 1.5F + F = 2.5F = 2.5 \times 7540 = 18850 \text{ N}$$

$$\text{螺栓小径 } d_1 \geq \sqrt{(4 \times 1.3 F_0) / (3.14 \times 150)} = 14.4 \text{ mm}$$

5-10 如图 5-40 所示的凸缘联轴器，用 4 个 M16 的受剪螺栓连接，受剪螺栓的直径为 $d_0 = 17 \text{ mm}$ ，螺栓长 65 mm，螺纹段长 28 mm。螺栓材料为 Q235 钢，屈服极限 $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$ ，联轴器材料为 HT250，强度极限 $\sigma_B = 250 \text{ MPa}$ 。联轴器传递转矩 $T = 2000 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，载荷较平稳，试校核螺纹连接强度。

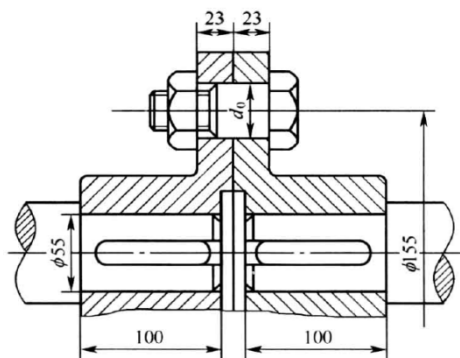


图 5-40 题 5-10 图

解：该题为受剪螺栓连接承受扭矩载荷问题

假设每个螺栓所受剪力为 F ，则有

$$zF \frac{D}{2} \geq T$$

$$F \geq \frac{2}{zD} T = \frac{2 \times 2000000}{4 \times 155} = 6452 \text{ N}$$

切应力

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_0^2} = \frac{6452}{\frac{\pi}{4} \times 17^2} = 28.42 \text{ MPa}$$

根据表 5-6 和表 5-7，受剪螺栓连接许用切应力

$$[\tau] = \frac{\sigma_s}{2.5} = \frac{240}{2.5} = 96 \text{ MPa}$$

因此 $\tau \leq [\tau]$ ，安全。

受剪螺栓连接的挤压面长度 $h = (65 - 28) - 23 = 14 \text{ mm}$

根据表 5-6 和表 5-7，有

对于铸铁，许用挤压应力 $[\sigma_p]_1 = \frac{\sigma_B}{2.5} = \frac{250}{2.5} = 100 \text{ MPa}$

对于钢，许用挤压应力 $[\sigma_p]_2 = \frac{\sigma_s}{1.5} = \frac{240}{1.5} = 160 \text{ MPa}$

受剪螺栓连接的挤压应力可求得

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 h} = \frac{6452}{17 \times 14} = 27.11 \text{ MPa}$$

因此， $\sigma_p \leq [\sigma_p]_1$ ，安全。

5-11 图 5-40 中的凸缘联轴器，若改用 M16(小径 $d_1 = 13.835 \text{ mm}$ ，中径 $d_2 = 14.701 \text{ mm}$) 的受拉螺栓连接，以摩擦力来传递转矩。接合面摩擦系数 $\mu_s = 0.15$ ，载荷较平稳，传递摩擦力可靠性系数(防滑系数) $K_s = 1.2$ 。螺栓材料为 45 钢，屈服极限 $\sigma_s = 480 \text{ MPa}$ ，安装

时不控制预紧力，取安全系数 $S = 4$ ，试确定所需螺栓数目 z 。

解：该题在 5-10 基础上修改，属于受拉普通螺栓连接承受扭矩载荷问题

$$\text{许用拉应力} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{480}{4} = 120 \text{ MPa}$$

假设每个螺栓所受剪力为 F ，则有

$$zF \frac{D}{2} \geq T$$

$$F \geq \frac{2}{zD} T = \frac{2 \times 2000000}{z \times 155} = \frac{25806.5}{z}$$

根据强度条件，有

$$F' \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma]}{4 \times 1.3} = \frac{\pi \times 13.835^2 \times 120}{4 \times 1.3} = 13869.7 \text{ N}$$

根据不滑移条件，有

$$zF' \mu_s m \geq K_s F$$

可求得

$$z \geq \frac{K_s F}{F' \mu_s m}$$

$$z \geq \sqrt{\frac{25806.5 K_s}{F' \mu_s m}} = \sqrt{\frac{25806.5 \times 1.2}{13869.7 \times 0.15 \times 1}} = 3.858$$

因此，所需螺栓数目为 4。

5-12 图 5-41 所示的两个普通螺栓组连接方案，已知：载荷 $F_\Sigma = 12000 \text{ N}$ ，尺寸 $l = 400 \text{ mm}$ ， $a = 100 \text{ mm}$ 。请分别比较两个方案中受力最大螺栓的横向力为多少？并分析比较哪种螺栓的布置方案合理。

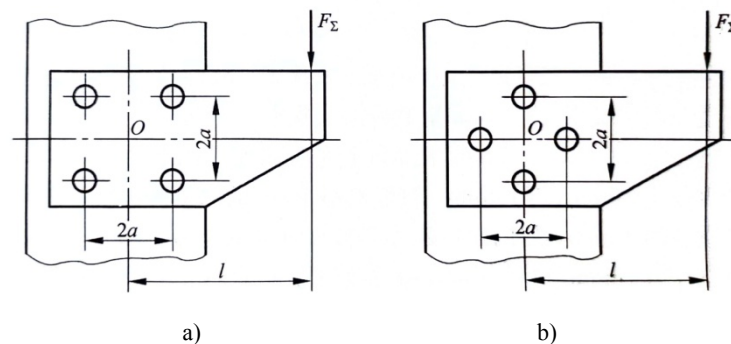


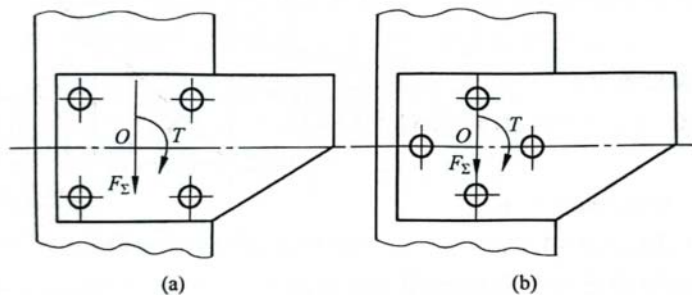
图 5-41 题 5-12 图

解：螺栓组连接受力分析

(1) 将载荷简化

将载荷 F_z 向螺栓组连接的接合面形心 O 点简化, 得一横向载荷 $F_z = 12\ 000\text{N}$ 和一旋

$$\text{转力矩 } T = F_z l = 12\ 000 \times 400 = 4.8 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{mm})$$



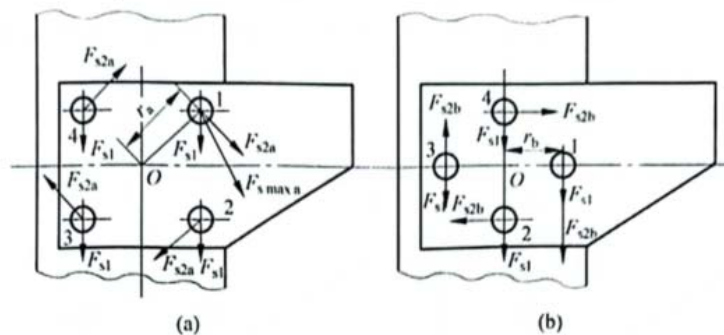
题 5-12 图 A

(2) 确定各个螺栓所受的横向载荷

在横向力 F_z 作用下, 各个螺栓所受的横向载荷 F_{s1} 大小相同, 与 F_z 同向。

$$F_{s1} = F_z / 4 = 12\ 000 / 4 = 3000 (\text{N})$$

而在旋转力矩 T 作用下, 由于各个螺栓中心至形心 O 点距离相等, 所以各个螺栓所受的横向载荷 F_{s2} 大小也相同, 但方向各垂直螺栓中心与形心 O 的连线 (题 462 图解 B)。



题 5-12 图

B

① 对于方案(a),各螺栓中心至形心 O 点的距离为

$$r_a = \sqrt{a^2 + a^2} = \sqrt{100^2 + 100^2} = 141.1(\text{mm})$$

所以
$$F_{s2a} = \frac{T}{4r_a} = \frac{4.8 \times 10^6}{4 \times 141.1} = 8487(\text{N})$$

由图解 B(a)可知,螺栓 1 和 2 所受两力的夹角 α 最小,故螺栓 1 和 2 所受横向载荷最大,即

$$\begin{aligned} F_{\text{maxa}} &= \sqrt{F_{s1}^2 + F_{s2a}^2 + 2F_{s1}F_{s2a}\cos\alpha} \\ &= \sqrt{3000^2 + 8487^2 + 2 \times 3000 \times 8487 \times \cos 45^\circ} \\ &= 10\,820(\text{N}) \end{aligned}$$

② 对于方案(b),各螺栓中心至形心 O 点的距离为

$$r_b = a = 100\text{mm}$$

所以
$$F_{s2b} = \frac{T}{4r_b} = \frac{4.8 \times 10^6}{4 \times 100} = 12\,000(\text{N})$$

由图解 B(b)可知,螺栓 1 所受横向载荷最大,即

$$F_{\text{maxb}} = F_{s1} + F_{s2b} = 3000 + 12\,000 = 15\,000(\text{N})$$

(3) 两种方案比较

在螺栓布置方案(a)中,受力最大的螺栓 1 和 2 所受的总横向载荷 $F_{\text{maxa}} = 10\,820\text{N}$;而在螺栓布置方案(b)中,受力最大的螺栓 1 所受的总横向载荷 $F_{\text{maxb}} = 15\,000\text{N}$ 。可以看出, $F_{\text{maxa}} < F_{\text{maxb}}$,因此方案(a)比较合理。

5-13 如图 5-42 所示为一固定在钢制立柱上的铸铁托架,已知载荷 $P = 5000\text{ N}$,其作用线与垂直线夹角 $\alpha = 30^\circ$,摩擦系数 $\mu_s = 0.12$,可靠性系数 $K_s = 1.2$,螺栓相对刚度 $\frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.2$,采用普通受拉螺栓连接。若挤压强度足够, $[\sigma] = 160\text{ MPa}$,请问选用 M16($d_1 = 13.835\text{ mm}$)普通螺栓,此连接是否可靠?

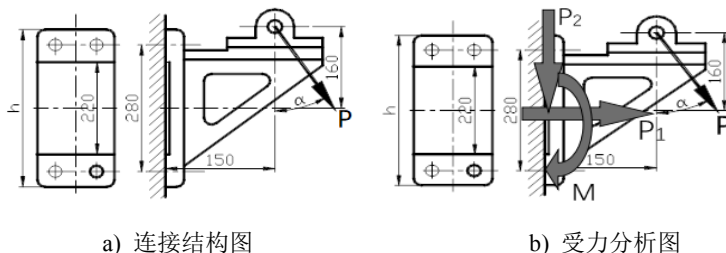


图 5-42 题 5-13 图

解: 进行螺栓组受力分析,将载荷 P 转化到螺栓组结合面上,如图 5-42 (b) 所示可以获得三个力(力矩),分别为 P_1 、 P_2 和 M 。对于螺栓组来讲, P_1 是轴向力, P_2 是横向力, M 为倾覆力矩。

$$P_1 = P \sin \alpha = 5000 \times \sin 30^\circ = 2500\text{ N}$$

$$P_2 = P \cos \alpha = 5000 \times \cos 30^\circ = 4330 \text{ N}$$

$$M = P_1 \times 160 + P_2 \times 150 = 1049500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(1) 在轴向力 P_1 作用下, 各螺栓所受到的轴向载荷为

$$F_1 = \frac{P_1}{z} = \frac{2500}{4} = 625 \text{ N}$$

(2) 在倾覆力矩 M 作用下, 最上面的螺栓受轴向力较大, 其所受载荷为

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{(L_1^2 + L_2^2 + \dots + L_z^2)} = \frac{1049500 \times 140}{4 \times 140^2} = 1874 \text{ N}$$

最上面的螺栓所受到的轴向工作载荷为

$$F = F_1 + F_{\max} = 625 + 1874 = 2499 \text{ N}$$

(3) 在横向力 P_2 作用下, 托架和立柱之间的结合面容易发生滑移, 根据不滑移条件, 可求得各螺栓的预紧力 F' 。可以理解为, 假设倾覆力矩 M 只改变压紧力的分布, 而各螺栓既承受轴向载荷, 又承受横向载荷时, 轴向载荷使螺栓的预紧力从 F' 降低为 F'' 。

有

$$F'' = F' - \frac{k_m}{k_b + k_m} F_1$$

$$\frac{k_m}{k_b + k_m} = 1 - \frac{k_b}{k_b + k_m} = 1 - 0.2 = 0.8$$

根据不滑移条件, F' 变为残余预紧力 F'' , 有

$$\mu_s m z F'' \geq K_s P_2$$

$m = 1$, $z = 4$, 代入可求得

$$F' = 11325 \text{ N}$$

综上所述, 最上面受力较大的螺栓, 其总拉力 F_0 为

$$F_0 = F' + \frac{k_b}{k_b + k_m} F = 11325 + 0.2 \times 2499 = 11824.8 \text{ N}$$

根据强度条件校核, 有

$$\sigma_{\max} = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4 \times 1.3F_0}{\pi d_1^2} = \frac{4 \times 1.3 \times 11824.8}{3.14 \times (13.835)^2} = 102.3 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 160 \text{ MPa}$$

因此, 螺栓满足强度要求, 此连接可靠。

第6章 轴毂连接

6-1 轴毂连接有哪些类型? 它们各自有何特点?

答: 轴毂连接有键连接、花键连接、过盈连接、销连接等。

(1) 键连接：键连接是一种常见的轴毂连接方式，通过键实现轴和轴上零件间的周向固定以传递运动和转矩。

(2) 花键连接：由内花键和外花键组成，具有承载能力高、多齿传力、对轴、毂削弱小、对中性好、成本高等特点。

(3) 过盈连接：利用零件间的配合过盈来实现连接，结构简单，定心精度好，可承受转矩、轴向力或两者复合的载荷，承载能力高，在冲击振动载荷下也能较可靠的工作；缺点是结合面加工精度要求较高，装配不便。

(4) 销连接：主要用途是固定两个零件之间的相对位置。

6-2 键的主要功用是什么？键可以分哪几种类型？半圆键有何特点？常用于何处？楔键连接和切向键连接有何特点？常用于何处？

答：键是标准件，通常用来实现轴与轴上零件的周向固定，以传递转矩。有些类型的键还可以实现轴上零件的轴向固定或轴向移动。键连接可以分为平键连接、半圆键连接、楔键连接和切向键连接。

平键连接：结构简单，装拆方便，对中性好，应用广泛，但不能传递轴向力和进行轴向固定。

半圆键连接：定心性和工艺性好，装配方便，适用于锥形轴与轮毂的连接，但轴上键槽较深，对轴的强度削弱较大，适用于轻载的静连接。

楔键连接：能对轮毂起到单向轴向固定的作用或承受单向的轴向载荷，但在楔紧时破坏了轴与轮毂的对中性。

切向键连接：传递载荷大，但破坏轴上零件对中性，适用于对中精度要求不高、载荷大的重型机械中。

6-3 当同一轴段采用两个平键时，这两个键应如何布置？

答：当同一轴段采用两个平键时，这两个键应相隔 180° 布置。考虑到载荷在两个键上分布的不均匀性，双键连接的强度要按 1.5 个键计算。

6-4 花键连接有何特点，有几种类型？

答：花键连接由分布在轴上外表面的外花键和分布在孔内表面上的内花键构成。花键连接在工作中依靠多个键的工作面间的挤压传递转矩，花键连接比平键连接的承载能力强，对中性好，对轴的强度削弱小，主要用于定心精度要求高和载荷较大的静连接和动连接，如汽车和机床中需换挡的轴毂连接中。由于花键加工需要专门的设备和工具，因此花键连接成本较高。

其中，许用应力 $[\sigma_p]$ 可根据表 6-2 计算。

第7章 铆接、焊接和胶接

7-1 铆缝和铆钉分别有哪几种类型？

答：铆缝的类型按被连接件的位置不同分为搭接铆缝、单垫板对接铆缝和双垫板对接铆缝。依据铆钉排数不同又分为单排、双排和多排等形式。根据性能不同，铆缝的类型又可以分为强固铆缝、强密铆缝和紧密铆缝。铆钉有实心和空心两大类。

7-2 铆缝的损坏形式及铆缝设计应注意哪些问题？

答：铆缝受外载荷作用时可能的损坏形式一般包括铆钉被剪断、被连接件的孔壁被压溃和被连接件拉断等。铆接结构设计中应注意的问题包括：（1）铆接结构应具有良好的开敞性，为机械化铆接创造条件；（2）厚的、刚性大的零件应布置在外侧，铆钉镦头尽量布置在材料强度大或厚度大的零件一侧，铆钉镦头交替布置在被连接件的两面可以减少被连接件的变形；（3）同一结构上的铆钉种类一般不要超过两种；（4）冲孔铆接的承载能力比钻孔铆接的承载能力一般小约 20%，因此冲孔的方法只能用于不受力或受力较小的构件；（5）铆钉材料的强度高，或被连接件的材料较软时，或铆钉镦头可能损伤被连接件时，应在铆钉镦头处附加薄垫圈；（6）为避免因线膨胀系数不同而影响铆接强度，或因腐蚀介质接触而产生电化学腐蚀，铆钉材料一般应与被连接件相同。

7-3 焊缝的形式包括哪些类型？

答：电弧焊常用的焊缝形式主要包括对接焊缝、角焊缝和塞焊缝。

7-4 影响焊缝强度的因素包括哪些？

答：影响焊缝强度的主要因素包括焊接材料、焊接工艺和焊缝结构。

7-5 胶接的接头形式包括哪些？

答：常用的胶接接头形式主要包括对接、搭接、平接、角接、T 形接和套接等。

第8章 带传动

8-1 带传动的主要特点是什么？适用于什么场合？

答：带传动是一种带有中间挠性元件的传动，因此：（1）可吸收振动并缓和冲击，从而使传动平稳、噪声小；（2）过载时带将在带轮上打滑，实现过载保护作用；（3）适用于主、从动轴间中心距较大的传动；（4）结构简单，易制造，成本低廉。

但因为是摩擦传动，也有缺点：（1）带和带轮之间有相对滑动，带传动并不能保证准确的传动比，传动效率较低；（2）传动的外廓尺寸较大，在张紧时会产生较大的压轴力；（3）传动带的寿命一般较短，不宜用于高温、易燃、易爆的场合；（4）带在使用过程中需要张紧装置。

通常，带传动适用于传动比 $i \leq 7$ ，带速 $v = 5\text{m/s} \sim 25\text{m/s}$ ，中小功率电动机与工作机械之间的动力传递。

8-2 在相同条件下，V 带传动与平带传动的传动能力有何不同？为什么？如何提高带的传动能力？

答：在相同条件下，V 带能传递较大的功率；传递功率相同时，V 带传动的结构更为紧凑。

平带传动依靠带与平滑轮面之间的摩擦来传递动力，V 带传动通过带在带轮的 V 形槽中，依赖带与槽壁之间的摩擦力进行传动，根据槽面摩擦原理，在同样张紧力作用下，V 带的传动比平带产生更大的摩擦力。

增大初拉力、增大包角、增大带与带轮间的摩擦因数可以提高带传动的工作能力。

8-3 带传动的主要失效形式是什么？设计准则是什么？

答：1. 带传动的主要失效形式：

- 1) 打滑 当需要传递的圆周力超过带与带轮接触面上摩擦力的极限值时，带在带轮上出现过载打滑。
- 2) 疲劳破坏 由于变应力的反复作用，运转一定时间后，带发生疲劳破坏。
- 3) 磨损 带和带轮之间的相对滑动，会引起疲劳磨损，降低初拉力和带的使用寿命。

2. 带传动的设计准则：在保证不打滑的条件下，具有一定的疲劳强度和寿命。

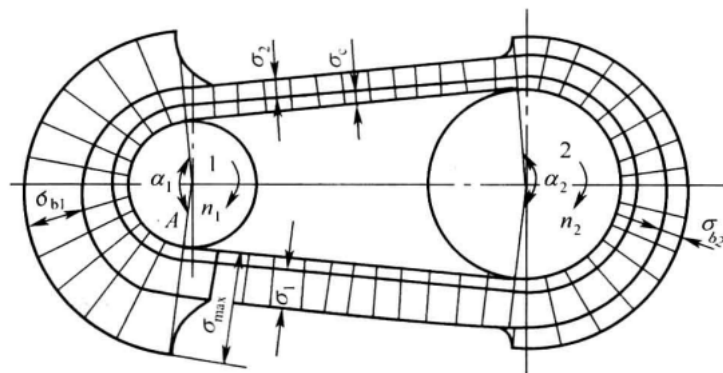
8-4 简述带传动产生弹性滑动的原因和不良后果。

答：传动带是弹性体，工作时由于带的紧边拉力和松边拉力不相等，其弹性变形也不相等，从而使得带与带轮之间产生微量的相对滑动现象，称为弹性滑动

弹性滑动是摩擦型带传动正常工作时不可避免的固有现象。弹性滑动造成带传动不能保证准确的传动比；造成传动效率下降；使得从动轮的圆周速度低于主动轮的圆周速度；同时引起带的磨损；使带工作面温度升高。

8-5 带传动工作中，带上所受应力有哪几种？如何分布？最大应力在何处？试作图表示其应力分布情况。

答：紧边、松边拉应力；离心拉应力；弯曲应力。带的最大应力发生在紧边进入小带轮处。



8-6 影响带传动传动能力的因素有哪些？

答：带的速度、初拉力、小带轮包角、带与带轮间的当量摩擦系数等

8-7 带传动张紧的目的是什么？有哪些常用的张紧方法？

答：传动带不是完全的弹性体，在张紧力作用下，工作一段时间后，将由于塑性变形和磨损而松弛，使得初拉力减小，传动能力下降。为保证带传动正常工作，应定期检查带的松弛程度，采用适当的张紧方法。带传动常用的张紧方法是调整中心距。若中心距不可调整时，可采用具有张紧轮的传动。

8-8 带传动中的打滑是怎么产生的？其对带传动有什么影响？

答：当带传动的有效拉力达到最大（临界）值时，如果工作载荷继续增大，则带与带轮间就会发生显著的相对滑动，这种现象称为打滑。打滑将使带严重磨损，从动轮转速急剧下降且不稳定，致使传动失效。打滑是过载引起的带在带轮上的全面滑动，故打滑是可以避免的。但是当带传动所传递的功率突然增大而超过设计功率时，打滑可以起到过载保护的作用。

8-9 已知：V 带传动所传递的功率 $P=7.5\text{kW}$ ，带速 $v=10\text{m/s}$ ，现测得初拉力 $F_0=1125\text{N}$ ，试求紧边拉力 F_1 和松边拉力 F_2 。

$$F_1 = F_0 + \frac{F_e}{2} = 1125 + \frac{750}{2} = 1500 \text{ N}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_e}{2} = 1125 - \frac{750}{2} = 750 \text{ N}$$

8-10 已知：V 带传递的实际功率 $P=7\text{kW}$ ，带速 $v=10\text{m/s}$ ，紧边拉力是松边拉力的两倍，试求有效圆周力 F_t 和紧边拉力 F_1 。

$$\text{解： } F_t = \frac{P}{v} = \frac{7500}{10} = 750 \text{ N}$$

$$P = F_t \cdot v$$

得到: $F_e = \frac{1000P}{v} = \frac{7000}{10} = 700 \text{ N}$

联立: $\begin{cases} F_e = F_1 - F_2 = 700 \\ F_1 = 2F_2 \end{cases}$

解得: $F_2 = 700 \text{ N}, \quad F_1 = 1400 \text{ N}$

8-11 已知带传动所能传递的最大功率 $P=6\text{kW}$, 主动轮直径 $d_{d1}=100\text{mm}$, 转速 $n_1=1460\text{r/min}$, 包角 $\alpha=150^\circ$, 带与带轮间的当量摩擦系数 $f=0.51$, 试求最大有效圆周力 F_t 、紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 和初拉力 F_0 。

解: 带速: $v = \frac{\pi n_1 d_{d1}}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 1460 \times 100}{60 \times 1000} = 7.64 \text{ m/s}$

小带轮包角: $\alpha_1 = 150^\circ = 150\pi/180 = 2.62 \text{ 弧度}$

有效圆周力: $F_t = 1000P/v = 6000/7.64 = 785.3 \text{ N}$

联立: $\begin{cases} \frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha_1 f} = e^{2.62 \times 0.51} = 3.80 \\ F_e = F_1 - F_2 = 785.3 \end{cases}$

解得: $F_2 = 280.5 \text{ N}; \quad F_1 = 1065.8 \text{ N}$

初拉力: $F_0 = (F_1 + F_2)/2 = (280.5 + 1065.8)/2 = 673.2 \text{ N}$

第9章 链传动

9-1 引起链传动速度不均匀的原因是什么? 其主要影响因素有哪些? 为什么一般情况下链传动的瞬时传动比不是恒定的? 那么在什么情况下能使其瞬时传动比恒定呢?

答: 1) 链传动速度不均匀的原因是链条围绕在链轮上形成了正多边形, 即产生了多边形效应。

2) 啮合过程中链节铰链在主动轮上的相位角 β 与链节铰链在从动轮上的相位角 γ 。

3) 链传动的瞬时传动比 $i_s = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta}$, 在传动过程中, γ 角和 β 角不是时时相等的,

因此瞬时传动比 i 随 β 角和 γ 角的变化而不断变化。

4) 要使瞬时传动比 i_s 在全部啮合过程中保持恒定, 必须使分度圆半径 $R_1 = R_2$, 即齿数 $z_1 = z_2$, 且传动的中心距 a 恰为节距 p 的整数倍, 这样 β 和 γ 角的变化才会时时相等, 则 i_s 恒为 1。

9-2 链传动为什么要张紧? 如图 9-16 所示的链传动, 轮 3 为张紧轮, 问小链轮 1 按什么方向旋转比较合理 (在图中标出)? 并说明原因。

答：1) 链传动张紧的目的，主要是为了避免在链条的垂直过大时产生啮合不良和链条的振动现象，同时也可以增大链条与链轮的啮合包角。当两轮轴心连线倾斜角大于 60° 时，通常应设有张紧装置。

2) 小链轮按答图 1 所示的方向旋转比较合理。其原因是当小链轮按该图所示的方向旋转时，其松边在下，这样的结构比较合理；若松边在上，则可能有少数链节垂落到小链轮上产生链条卡住的现象。

9-3 链传动工作时，产生动载荷的原因有哪些？

答：动载荷产生的主要原因有：

- 1) 链条和从动链轮作周期性的变速运动。
- 2) 链条沿垂直方向的分速度 v_y 作周期性变化，使链条发生横向振动。
- 3) 链节与链轮啮合瞬间有一定的相对速度。

9-4 中心距 a 的大小，对链传动有何影响？

答：中心距小时：当链速不变，中心距小、链节数少的传动，在单位时间内同一链节的屈伸次数增多，因此会加速链的磨损。

中心距大时：

- 1) 中心距大，链较长，则链的弹性好，抗振能力较高，又因磨损较慢，所以链的使用寿命较长。
- 2) 若中心距太大，会发生松边上、下颤动现象，使传动运行不平稳。

9-5 当传递功率较大时，可用单排大节距链条，也可用多排小节距链条，此二者各有何特点，各适用于什么场合？

答：节距越大，承载能力就越高，但总体尺寸增大，多边形效应显著，振动、冲击和噪音也严重。小节距的多排链传递速度高、功率大，总体尺寸较小，缺点是各排链受载不均。

9-6 小链轮齿数 z_1 不允许过少，大链轮齿数 z_2 不允许过多，这是为什么？

答：小链轮齿数不能过少，太少后首先会根切，再者相对转角过大，会减少链寿命。此外进入和始出啮合时，轮齿受力过大，出现动载荷。大链轮齿数也不能太多，否则就会容易拖链，造成啮合不够准确。

9-7 链传动的失效形式有几种？设计链传动的主要依据是什么？

答：链传动的失效形式有以下几种。

- (1) 链节板由于疲劳强度不足而破坏；

- (2) 因铰链销轴磨损使链节距过度伸长，从而破坏正确啮合和造成脱链现象；
- (3) 润滑不当或转速过高时，销轴和套筒表面发生胶合破坏；
- (4) 经常起动、反转、制动的链传动，由于过载造成冲击破断；
- (5) 低速重载的链传动发生静拉断。

设计链传动的主要依据是：链轮齿数、中心距、链接数、链条型号、节距、链速和链长。

9-8 标出图 9-17 所示的链传动主动轮小链轮的转向，并说明原因。

- 1) 主动轮的转向应如答图 2 解所示(逆时针旋转)，这样紧边在上方，松边在下方。
- 2) 若松边在上时，可能有少数链节垂落到小链轮上或下方的链轮上，因而有咬链的危险。

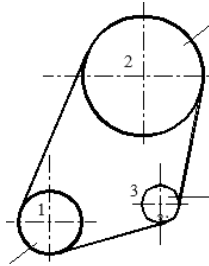


图 9-16 题 9-2 图

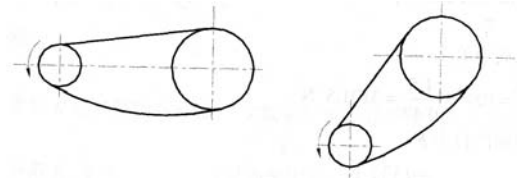


图 9-17 题 9-8 图

9-9 已知：单排滚子链传动，已知链节距 $p = 25.4\text{mm}$ ，小链轮分度圆直径 $d_1 = 170.47\text{mm}$ ，小链轮转速 $n_1 = 790\text{r/min}$ ，单位长度链条的质量 $q = 2.6\text{kg/m}$ 。试求小链轮齿数 z_1 和链所受的离心拉力 F_c 。

解：1) 计算小链轮齿数 z_1

$$\text{由公式 } d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

$$\text{得 } \sin \frac{180^\circ}{z_1} = \frac{p}{d_1} = \frac{25.4}{170.47} = 0.149$$

$$\text{所以 } \frac{180^\circ}{z_1} = 8.569^\circ \quad \text{则} \quad z_1 = \frac{180^\circ}{8.569^\circ} = 21$$

2) 计算链的离心拉力 F_c

①链速 v

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{21 \times 790 \times 25.4}{60 \times 1000} = 7.02\text{m/s}$$

②离心拉力 F_c

$$F_c = qv^2 = 2.6 \times 7.02^2 = 128.24\text{N} \approx 128\text{N}$$

9-10 已知：一双排滚子链传动，传递功率 $P=1.5\text{kW}$ ，传动中心距 $a=500\text{mm}$ ，链节距 $p=12.7\text{mm}$ ，单位长度链条的质量 $q=0.6\text{kg/m}$ ，主动链轮转速 $n_1=130\text{r/min}$ ，主动链轮齿数 $z_1=17$ ，工作情况系数 $K_A=1$ ，水平传动，静强度许用安全系数取 $S=7$ ，试校核此链传动的强度。

解：（1）计算链速 $v = \frac{z_1 p n}{60 \times 1000} = \frac{17 \times 12.7 \times 130}{60 \times 1000} = 0.47\text{m/s} < 0.6\text{m/s}$ 可知此传动为低速

链传动，应用 $S = \frac{Q \cdot n}{K_A \cdot F}$ 校核其静力强度。

（2）极限拉伸载荷 F_Q 由滚子链规格和主要参数表查 $p=12.7\text{mm}$ 的 08A 的链条，得

$$F_Q = 13.8\text{kN} \text{（单排）}。$$

（3）链的工作拉力 F

$$F = 1000P/v = 1000 \times 1.5/0.47 = 3191.49\text{N}$$

$$\text{故 } S = \frac{Q \cdot n}{K_A \cdot F} = \frac{13.8 \times 10^3 \times 2}{1 \times 3191.49} = 7.04, \text{ 静力强度满足要求。}$$

9-11 已知：传递功率 $P=20\text{kW}$ 。小链轮转速 $n_1=720\text{r/min}$ ，大链轮转速 $n_2=200\text{r/min}$ ，运输机载荷不够平稳。大链轮的分度圆直径最好不超过 700mm 。试设计驱动运输机的链传动。

解：1. 选择链轮齿数

设 $v=3\sim 8\text{m/s}$ ，参照表 9-6 取小链轮齿数 $z_1=21$ ；则大链轮的齿数

$$z_2 = iz_1 = \frac{n_1}{n_2} z_1 = \frac{720}{200} \times 21 = 75.6, \text{ 取 } z_2 = 76$$

2. 初定中心距，计算链节数

初定中心距 $a_0=40p$ ，计算链节数 L_p ：

$$\begin{aligned} L_p &= \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a_0} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \\ &= \frac{2 \times 40p}{p} + \frac{21 + 76}{2} + \frac{p}{40p} \left(\frac{76 - 21}{2\pi} \right)^2 \\ &= 130.42 \end{aligned}$$

取链节数 $L_p = 132$

3. 确定链条的节距

由表 9-3、9-5 以及图 9-12，查得工作情况系数 $K_A=1.3$ ：

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/317031120164010036>