

# 机械设计提纲

## 1. 齿轮传动

齿轮传动的优点：工作可靠寿命长，瞬时传动比为常数，传动效率高，结构紧凑，功率速度适用范围广。

齿轮传动的缺点：制造需要专用机床设备成本高，精度低时振动噪声大，不适用于轴间距大的传动。

齿轮变位的目的：随着 $x$ 的改变，轮齿形状也改变，因而可使渐开线上的不同部分为工作齿廓，以改善啮合性质。

精度等级根据运动准确性、传动平稳性和载荷分布均匀性分为 1~12 级，1 级最高，12 级最低。

齿轮的失效一般是指轮齿的失效，大体分为轮齿折断和齿面损伤两类。

齿面损伤有齿面点蚀、胶合、磨粒磨损和塑性流动。

轮齿折断发生在受拉一侧齿根，可分为疲劳折断和过载折断，全齿折断和局部折断。疲劳折断是由多次重复的弯曲应力和应力集中造成的，过载折断是由短时过载或冲击载荷造成的。

轮齿折断防止措施：增大齿根过渡曲线半径，降低表面粗糙度值，减轻加工损伤，采用表面强化处理，增大轴和轴承刚度。

点蚀不可避免，润滑良好闭式传动常见。齿面交变的接触应力经多次反复，在节线附近靠近齿根部分的表面上造成的若干小片状剥落而形成麻点。

润滑油粘度越低，越容易渗入裂纹，点蚀扩展越快。

齿面点蚀发生在节线附近齿根一侧，原因：靠近节线附近啮合时，相对滑动速度低，难以形成油膜，摩擦力大，对于直齿轮传动，在节线附近只有一对齿啮合，轮齿受力最大，因此点蚀往往从节点发生，向其他区域蔓延。

新齿轮短期工作后出点的点蚀，继续工作不再发展或反而消失成为收敛性点蚀，其只发生在软齿面齿轮上。硬齿面齿轮不发生收敛性点蚀。

软齿轮跑合后，接触应力高于疲劳极限时，会继续扩展的点蚀成为扩展性点蚀。

开式齿轮不会点蚀，原因：磨粒磨损比疲劳磨损发展得快。

点蚀防止措施：提高齿面硬度，降低表面粗糙度，采用大的变位系数以增大综合曲率半径，采用高粘度润滑油，减小动载荷。

齿面胶合，高速重载常见。因滑动速度高而产生瞬时高温使得油膜破裂，造成齿面间的粘焊现象。低速重载时由于滑动速度低，不易形成油膜，也可能发生胶合，称冷胶合。

胶合防止措施：采用角度变位，减小模数和齿高以降低滑动速度，极压润滑油，抗胶合材料，适当硬度差，提高硬度，降低粗糙度。

磨粒磨损有两种，一是软齿与粗糙的硬齿啮合，由于相对滑动，软齿表面被划伤；二是外界硬屑落入啮合齿轮间。磨损后，正确齿形遭到破坏，齿厚减薄，后因强度不足而折断。

磨粒磨损防止措施：提高硬度，降低粗糙度，降低滑动系数，注意润滑油的清洁和定期更换，闭式传动，对于开始传动应特别注意清洁减少磨粒侵入。

齿面塑性流动，永久失效，伴随屈服。齿面较软，重载时在摩擦力作用下产生塑性流动，破坏正确的啮合关系。

塑性流动的防止措施：提高硬度，粘度大润滑油。

齿轮材料：锻钢，铸钢，铸铁，非金属。

硬齿面热处理：整体淬火，表面淬火，渗碳，渗氮，碳氮共渗。

软齿面热处理：大齿轮正火，小齿轮调质。

为保证大小齿轮寿命一致，小齿轮硬度应比大齿轮高数十个 HB。

轴向力判断原则：左旋用左手右旋用右手，主动轮，轴向力。

工况系数 $K_A$ ：动力机和原动机的特性，联轴器的缓冲性能等外部因素引起的动载荷。

动载系数 $K_V$ ：制造装配误差，受载后弹性变形导致不能正确啮合，瞬时传动比不能保持恒定，从动轮产生瞬时加速度，产生动载荷。制造精度高，圆周速度低，齿轮质量低，动载系数小。圆周速度越高，齿轮精度应越高。齿顶修缘可减小动载荷。

齿间载荷分布系数 $K_\alpha$ ：考虑同时啮合的各对齿轮齿间载荷分配不均匀。

齿向载荷分布系数 $K_\beta$ ：考虑轮齿沿接触线产生的载荷分布不均匀。轴的弯曲变形与扭转变形，轴承的弹性位移，制造安装误差导致齿轮副相互倾斜及轮齿扭曲。鼓形修整可减轻齿向载荷不均匀。

弹性系数 $Z_E$ ：弹性模量和泊松比对接触应力的影响。

重合度系数 $Z_\varepsilon$ ：重合度对单位齿宽载荷的影响。

节点区域系数 $Z_H$ ：节点处齿廓曲率对接触应力的影响。 $Z_H$ 与齿数无关，螺旋角增大， $Z_H$ 减小。

齿宽系数 $\psi_d = \frac{b}{d}$ ：对称布置时可取较大的 $\psi_d$ 。为便于装配和调整，小齿轮宽度加大 5~10mm，但计算时仍按照大齿轮齿宽计算。

$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_{Hlim}}$ ，其中 $Z_N$ 为接触疲劳强度计算的寿命系数，根据 $Z_N - N_L$ 图查出， $N_L =$

$60\gamma n t_h$ ， $\gamma$ 为齿轮每转一周，同一侧齿面的啮合次数， $t_h$ 为设计寿命。

齿形系数 $Y_{Fa}$ ：只取决于当量齿数和变位系数，与模数无关。

压力修正系数 $Y_{Sa}$ ：考虑齿根过渡曲线处的应力集中和除弯曲应力外其余应力对齿根应力的影响。

软齿面闭式传动，尺寸取决于接触疲劳强度，齿数宜取多些。齿数多的好处：增大重合度，提高传动平稳性，减小滑动系数，提高传动效率，减小毛坯外径齿轮重量，减小切削量延长刀具寿命减少工时。

硬齿面闭式传动、开式传动尺寸取决于轮齿弯曲疲劳强度，齿数不宜过多。

计算原则：闭式传动先按接触疲劳强度进行计算，求出 $d, b$ ，再校核弯曲疲劳强度。吃 ma 硬度很高的闭式传动也可按照弯曲疲劳强度确定模数，再校核接触疲劳强度。开式传动秩序进行弯曲疲劳强度计算求模数，为补偿磨粒磨损，模数增大10%~15%。对于有短时过载的齿轮还应进行静强度校核。

$v < 12\text{m/s}$ 时采用浸油润滑， $v > 12\text{m/s}$ 时喷油润滑。原因：速度过快油被离心力甩出，搅油温度升高，搅起油泥加速磨损，加速润滑油老化降低润滑油性能。 $v > 25\text{m/s}$ 喷嘴位于啮出边，便于及时冷却刚啮合过的齿。

功率损失：搅油损失，轴承摩擦损失，啮合摩擦损失。

结构设计：腹板式，轮辐式。

## 2. 蜗杆传动

特点：传动比大，运行平稳无噪声，导程角小于当量摩擦角时自锁，效率低，摩擦磨损严重，为了减摩耐磨，齿圈常由青铜制造，成本高。

分类：硬面蜗杆和软面蜗杆，圆柱/环面/锥蜗杆传动。

普通圆柱蜗杆：阿基米德蜗杆（磨削困难），延伸渐开线蜗杆（磨削也困难），渐开线蜗杆，锥面包络蜗杆。

蜗杆车或铣，蜗轮滚刀范成法。

失效只发生在轮齿上，轮齿折断，点蚀，磨粒磨损，胶合。蜗杆只发生刚度不足。

蜗杆材料：合金钢/碳钢。

蜗轮材料：铸锡青铜（高速），铸铝青铜，铸铝黄铜，铸铁（轻载不重要）。时效热处理。

蜗轮结构：拼铸式，压配式，螺栓连接式。

标准模数：蜗杆轴向模数等于蜗轮端面模数。

分度圆直径的标准化的目的：减少蜗轮滚刀的个数和滚刀标准化。

头数选择原则：高传动比、高速，头数大。传递较大扭矩，头数小。自锁，头数=1。

蜗轮齿数由传动比和蜗杆头数决定。两个限制：避免跟切>17，避免单齿啮合不平稳，避免蜗杆跨距过大。

导程角大效率高，头数多，车削困难。导程角小效率低易自锁。

蜗杆变位目的：凑中心距/传动比，提高承载能力/传动效率。

蜗杆不变，只有蜗轮变位。

避免胶合和磨损，使用粘度大的润滑油。

散热：合理设计箱体结构，增大散热面积，风扇，油池循环水管，喷油冷却。

提高蜗杆传动性能：蜗轮轮齿挖窝，开设人工油涵，蜗轮偏位安装，采用新型蜗杆传动。

### 3. 带传动

带传动的优点：缓和载荷冲击；运行平稳无噪声；制造安装精度不严格；过载时打滑，防止其他零件损坏；中心距大。

带传动的缺点：弹性滑动和打滑，效率降低，传动比不稳定；轮廓尺寸、轴上载荷大；带寿命短。

带的分类：平带，V带，多楔带，同步带。

V带应用最广，已实现标准化。

V带的分类：普通/宽/窄V带。

V带的结构：顶胶，底胶，包布，承载层。

V带楔角都是40°，弯曲时，楔角减小。

为保证胶带和带轮工作面良好接触，带轮沟槽应适当减小。

为防止掉带，大带轮轮缘有中心凸度。

带轮三部分：轮缘，轮毂，腹板/轮辐。

$$\text{带长 } L = \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a}$$

$$\text{包角 } \alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60$$

最大应力发生在紧边进入小带轮处，最小应力发生在松边上。

带传动工作拉力为紧边拉力和松边拉力之差。

弹性滑动原因：紧边和松边所受拉力不等。后果：从动轮圆周速度小于主动轮；降低效率；带磨损；带温度升高。弹性滑动不能避免。

打滑是由于过载引起的带在带轮上的全面滑动，总在小带轮先开始，因为包角小。

提高带传动的工作能力：增大摩擦系数（楔形增压原理），增大包角，尽量靠近最佳速度，高强度带材料，新型带传动。

带型号的选择根据计算功率，小带轮转速。

小带轮直径的选择根据带的型号，带轮越小弯曲应力越大，引起疲劳损坏。

中心距过大：载荷变化引起颤动。中心距过小：加速疲劳损坏；包角过小。

张紧力过小：摩擦力小容易打滑。张紧力过大：带寿命低，轴和轴承受力大。

从动轮直径比主动轮大，带绕过大带轮时的弯曲应力较绕过小带轮时小，传动能力提高。

带传动的失效：疲劳破坏和打滑。

张紧的原因：由于传动带的材料不是完全弹性体，因而带在工作一段时间后会发形伸长使得张紧力降低。

张紧装置分为自动/定期张紧两类。

。

## 4. 链传动

链传动的优点：没有滑动，比带传动紧凑；不需要很大张紧力，轴上载荷小；效率高；环境温湿度大；轴间距大。

链传动的缺点：只能用于平行轴；瞬时速度不均匀；高速时不如带平稳；不宜载荷变化很大和急促反向；噪声；成本比带高。

分类：套筒链，套筒滚子链，成型链，齿型链。

多排链不超过 3~4 排，排数增加导致各排受力不均增加。

滚子链链轮，三弧一直线， $d = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}}$ 。

链传动的不均匀性，节距越大，齿数越少，越不均匀。只有当两链轮齿数相等，紧边长度恰好为节距的整数倍时，瞬时传动比才恒为定值。

冲击动能  $E_K = \frac{qp^3n^2}{c}$ ，减少冲击动能：小节距，限制极限转速。

链传动的失效形式：铰链原件由于疲劳强度不足而破坏；销轴磨损使链节距过度伸长而破坏正确啮合造成脱链；润滑不当、转速过高，销轴和套筒胶合破坏；经常启动反转制动，过载冲击破坏；低速重载，静强度破坏；轮齿磨损。

小链轮齿数影响平稳性和使用寿命。

小链轮齿数过少：增加传动不均匀性和动载荷；增加链节间相对转角，增大功率消耗；增加铰链承压面压强，加剧磨损；增加圆周力，加速损坏。

链轮齿数太多缩减链的使用寿命，原因：销轴磨损加剧。

传动比过大，包角过小，啮合齿数少，加速轮齿磨损。

节距大，拉曳能力强，传动不均匀性，动载荷，噪声都增大。

承载能力足够，应选择小节距单排链；高速重载时，小节距多排链；载荷大、中心距小、传动比大，选小节距多排链；速度不太高，中心距大，传动比小，选大节距单排链。

根据计算功率和小链轮转速选择链节距。

两链轮回转平面应在同一垂直平面内，两链轮中心线最好是水平的，紧边最好布置在传动的上面。

链轮张紧的目的：防止垂度过大产生啮合不良和链条振动，也为了增大包角。

张紧轮应装在主动链轮的松边上，其分度圆直径最好与小链轮分度圆直径相同。

## 5. 轴

轴：支撑旋转的机械零件，传递运动和动力。

轴的分类：**转轴，心轴，传动轴**。曲轴，直轴，挠性轴。

轴的材料：碳素钢，合金钢。

轴的设计包括结构设计和工作能力设计。

轴的失效：断裂、塑性变形、过大弹性变形、共振。

轴由轴头、轴颈、轴身三部分组成。

轴上零件的轴向固定：轴肩与轴环、套筒、圆螺母、轴用弹性挡圈、紧钉螺钉、锁紧挡圈。

轴上零件的周向固定：平键、花键、成型、过盈。

**结构工艺性**：同一根轴上的圆角半径、键槽、越程槽、退刀槽的尺寸应各自相同。

$M_{ca} = \sqrt{M^2 + \alpha T^2}$ ， $\alpha$ 为折合系数，**考虑弯矩所产生的弯曲应力和转矩所产生的扭剪应力的性质不同**。

轴的计算安全系数： $S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$ 。

轴的改进措施：**改进结构以降低应力集中；热处理，表面强化以加强强度；加大直径；改用较好的材料**。

工作转速低于一阶临界转速的轴为刚性轴，高于一阶临界转速称为挠性轴。

提高轴的强度：**合理布置轴上零件以减小载荷；改进轴的结构减小应力集中；改进轴上零件的结构以减小载荷；改进轴的表面质量以提高轴的疲劳强度**。

## 6. 滑动轴承

整体式：油杯螺纹孔，油孔，轴承座，轴套

剖分式：双头螺柱，剖分轴瓦，轴承盖，轴承座

分类：径向轴承、推力轴承；液体润滑、非液体润滑。

轴承座可分为：整体式，剖分式

轴瓦的失效：**过度磨损；由强度不足而产生的疲劳破坏；由于工艺原因出现的轴承衬脱落**。

轴瓦材料的要求：**疲劳强度、抗压强度、抗冲击强度、减摩性、耐磨性、抗胶合性、顺应性、嵌藏性、润滑油吸附能力、导热性**。

顺应性：轴承材料**补偿对中误差和顺应其他几何误差**的能力。

嵌藏性：轴承材料**嵌藏污物和外来微颗粒防止刮伤和磨损**的能力。

轴瓦材料：金属材料，多孔质金属材料，非金属材料。

轴承合金一般贴附在轴瓦上，适用于高速轴承。

轴承青铜适用于重载轴承。

多孔质金属材料，含油轴承，**自润滑作用**。

润滑油选择原则：

粘度大：压力大，有冲击，变载荷；加工面粗糙或未经跑合。

粘度小：滑动速度高容易形成油膜减小摩擦功耗；采用循环润滑、芯捻润滑或油垫润滑。

飞溅润滑应选用高品质润滑油，防止氧化。

低温工作选凝点低的润滑油。

润滑脂（轴颈速度小于2m/s）的选择原则：

潮湿环境，耐水性好。

低温高温，允许使用温度范围要求。

受载较大，锥入度小，低速重载，极压添加剂。

滑动速度高，锥入度大，机械安定性好。

油润滑：间歇式，连续式。

连续供油润滑：滴油润滑，油环润滑，浸油润滑，飞溅润滑，压力循环润滑。

润滑方式确定依据： $k = \sqrt{pv^3}$ 。

非液体润滑的计算： $p$ ， $pv$ ， $v$ 。

动压形成条件：**供油充足；润滑油有一定粘度；相对滑动速度大；收敛形间隙。**

油膜建立的三个阶段：轴的启动阶段；不稳定润滑阶段；液体动力润滑运行阶段。

$\delta$ 为半径间隙， $e$ 为偏心距。

降低间隙、提高粘度可以提高承载能力。

最小油膜厚度 $h_{min} = (1 - \varepsilon)\psi d/2$ 。许用最小油膜厚度： $[h_{min}] = k(R_{z1} + R_{z2})$

相对间隙 $\psi$ ，粘度 $\eta$ 的选择：速度高， $\psi$ 大， $\eta$ 小；载荷大， $\psi$ 小， $\eta$ 大。

宽颈比过大：**发热量增加，散热困难，轴颈轴瓦易干涉。**

## 7. 滚动轴承

滚动轴承优点：摩擦阻力小、效率高、启动容易、安装维护简便。

滚动轴承缺点：耐冲击性能差、高速重载时寿命低、噪声振动大。

滚动体分类：球、圆柱滚子、圆锥滚子、滚针、球面滚子和非对称球面滚子。

滚动轴承分类：向心，推力，向心推力。

调心球轴承	10000		深沟球轴承	60000	
调心滚子轴承	20000		角接触轴承	7000C	15°
				7000AC	25°
				7000B	40°
圆锥滚子轴承	30000	10°~18°	外圈无挡边的 圆柱滚子轴承	N0000	
	30000B	27°~30°			
推力球轴承	51000		内圈无挡边的 圆柱滚子轴承	NU0000	
双向推力球轴承	52000				

**/DB-背对背安装；/DF-面对面安装；/DT-串联安装。**

滚动轴承失效形式：疲劳点蚀，塑性变形，磨损，胶合。

轴承的寿命：轴承任一个套圈或滚动体材料首次出现点蚀之前，一个套圈相对于另一个套圈的转数或在一定转速下的工作时间。

额定工作寿命：一组在相同条件下运转的滚动轴承，10%发生点蚀而90%未发生点蚀破坏前的转数或一定转速下的工作小时数。记为 $L_{10}$ 或 $L_h$ 。

基本额定动载荷：基本额定寿命为 $10^6 r$ 时所能承受的载荷。向心轴承，向心推力轴承为 $C_r$ 径向载荷 $P$ （分量）；推力轴承 $C_a$ 轴向载荷。

滚动轴承的配置：**两端固定；一端固定一端游动；两端游动。**

滚动轴承配合的原则：回转套圈应选较紧配合，不回转套圈应选择较松配合，高速重载、温度高时应选较紧配合；经常拆卸或游动套圈应采用较松配合。

## 8. 螺纹连接

连接螺纹：普通螺纹，米制锥螺纹，管螺纹。

传动螺纹：矩形螺纹，梯形螺纹，锯齿形螺纹。

除矩形螺纹都已实现标准化。

单线三角螺纹自锁性能好，多线矩形螺纹传动效率高。

螺纹连接的主要类型：螺钉，螺栓，双头螺柱，紧钉螺钉。

螺纹传动的分类：滑动/滚动/静压。

螺柱螺栓螺钉的等级分 10 级。例：3.6 级，拉伸强度极限为 300MPa，屈服强度极限为  $300 \times 0.6 = 180\text{MPa}$ 。

螺母等级根据螺母高度分 2 类，为强度极限/100。

螺母材料：中碳钢。

拧紧的目的：增强连接的刚性，紧密性，防松能力。对于受拉螺栓可以提高疲劳强度；对于受剪螺栓可以增大摩擦力。

控制拧紧力使用测力矩扳手或定力矩扳手。紧螺栓连接不宜小于 M12~M16。

防松的本质：防止螺纹副相对转动。

防松的原理：摩擦，直接锁住，破坏螺纹副。

螺纹连接的失效：轴向静载时螺纹塑性变形和断裂；轴向动载时螺栓杆疲劳断裂；横向载荷铰制孔时螺栓被剪断、螺栓杆或孔壁被压溃。

强度计算中的  $1.3F_0$  是因为第四强度理论。

螺栓组分析假设：被连接件为刚体；各螺栓拉伸刚度、剪切刚度及预紧力都相同；螺栓应变没有超出弹性范围。

结构设计：几何形状轴对称；各螺栓受力均匀；螺栓排列合理间距边距；避免附加弯曲载荷。

提高螺栓连接强度：降低螺栓应力幅，均匀螺纹牙受力分配，减小附加应力和应力集中，选择适当的预紧力，采用合理的制造工艺。

降低螺栓应力幅的方法：减小螺栓刚度，增大被连接件的刚度，增大螺栓长度，减小螺栓杆直径或做成中空结构，在螺母下面安装弹性元件。

均匀螺纹牙受力分配方法：悬置螺母，内斜螺母，环槽螺母。

## 9. 轴毂连接

键是标准零件，分为平键，半圆键，切向键，楔键。

平键可分为普通平键，导向键，滑键。

圆头平键的键槽用指状铣刀加工，方头平键的键槽用盘状铣刀加工。

键的选择	平键	半圆键	切向键	楔键
载荷	大	小	大	小
定心精度	高	-	低	低
动静连接	滑键/导向平键	-	-	-
轴向固定	否	否	能	能
轴端	半圆平键	-	-	-

键的横截面尺寸根据轴径  $d$  选择，键的长度根据轮毂长度选择。

平键的失效：静联接轮毂表面被压溃，动联接过度磨损。

两平键应相隔  $180^\circ$ ，强度按 1.5 个键计算。

键的材料：中碳钢 (45)。

花键分类：矩形花键，渐开线花键。

矩形花键定心：小径定心，大径定心，宽度定心。

渐开线花键定心：齿形定心

45°花键用于直径小或薄壁零件。

花键连接的特点：齿数多，接触面积大，承载能力高；应力集中小，对轴削弱小；受力均匀；对中性好；导向性好，适合动联接。

销的分类：圆柱销，圆锥销，槽销，开口销。

## 10. 摩擦，磨损，润滑，密封

人们把研究有关摩擦、磨损、润滑的科学技术统称**摩擦学**。

滑动摩擦分为干摩擦，边界摩擦，流体摩擦和混合摩擦。

**现代粘着理论**是目前较为广泛接受的摩擦形成理论。

边界膜可分为**物理吸附膜，化学吸附膜，化学反应膜**。

磨损率：单位时间内的磨损量。

耐磨性：磨损过程中材料抵抗脱落的能力。

磨合期：按规程由轻至重缓慢加载，并注意油的清洁，防止杂物进入摩擦面而造成严重磨损，磨合阶段结束，润滑油应全部更新。

磨损的分类：粘着磨损，磨粒磨损，疲劳磨损，腐蚀磨损。

防止粘着磨损：**合理选择配对材料，选择异种金属，脆性材料抗粘着能力好，进行表面处理；限制摩擦表面温度；采用含油性和极压添加剂的润滑油；控制压强。**

防止磨粒磨损：**金属材料硬度比磨粒大 30%。**

防止疲劳磨损：**降低表面粗糙度提高润滑油粘度；合理选择接触面硬度。**

润滑剂的分类：气体，液体，固体，半固体。

润滑剂的作用：**降低摩擦，减轻磨损，防止锈蚀，降温散热。**油膜：**缓冲吸振。**润滑脂：**润滑密封。**

润滑油40℃时粘度的中心值作为润滑油的粘度等级。

温度升高润滑油粘度降低，压力增大粘度增大。

润滑性(油性)：油膜与金属表面的吸附能力。

**锥入度**是衡量润滑脂稠度的指标。

添加剂的作用：**提高油性，极压性；推迟润滑油老化变质，延迟寿命；改善物理性能。**

润滑方式：边界润滑，混合润滑，流体润滑。判断 $\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{z1} + R_{z2}}}$ ，临界值 1, 3。

流体润滑分为：流体动压润滑，流体静压润滑。

## 11. 疲劳

疲劳断面的特征：**光滑的疲劳发展区和粗糙的塑形断裂区；疲劳源为中心，同心弧状前沿线；自疲劳源向外放射的垄沟条纹。**

疲劳过程：**疲劳源的形成；疲劳裂纹发展直到断裂。**

钢的强度越高，对应力集中越敏感，合金钢对应力集中敏感。

尺寸越大，尺寸系数越小。

粗糙度越低，表面状态系数越高，强度越高，表面状态系数越低。

综合影响系数只对应力幅作用，寿命系数对应力幅和平均应力都作用。

线性疲劳积累假说：**零件受变应力作用发生裂纹到破坏的过程中，材料内部的损伤是逐渐积累的，每一次应力的作用都会使零件受到微量的损伤，这种损伤积累到一定程度达到疲劳极限后就会发生断裂。**

两种强度准则：**判断危险截面的最大应力是否小于许用应力；判断危险界面的事迹安全系数是否小于许用安全系数。**



安全系数的确定根据：载荷和应力的性质及计算准确程度；运行平稳程度；材料的性质和材质的均匀程度；零件的重要程度；工艺及探伤水平；环境是否具有腐蚀性。

安全系数的选择原则：在保证安全可靠的前提下，尽可能选择较小的安全系数。

常见的失效方式：整体断裂；塑性变形或过大的弹性变形；零件表面的破坏；不能满足工作条件所导致的失效。

提高强度的措施：合理布置零部件；采用等强度结构；减少载荷和应力集中；采用合理截面；对零件表面进行强化处理。

三种表面强度：挤压，接触，磨损。

表面接触强度：线接触 $\sigma_H \propto F^{1/2}$ ，点接触 $\sigma_H \propto F^{1/3}$ 。

表面磨损强度： $p$ ， $p_v$ ， $v$ 。

刚度：零件在载荷下抵抗弹性变形的能力。

刚度的影响：刚度不足影响正常工作；刚度不足增大加工误差；刚度的满足可以保证强度，自振频率取决于刚度；弹性元件应具有一定柔度。

不能通过改变材料提高刚度：同种金属弹性模量相差不大。

提高刚度：结构设计，预紧装配。

振动：零件周期性变形。

共振计算准则：零件固有共振频率与外来作用力的频率既不接近也不想等。

减轻振动：尽量采用对称结构；对转动零件进行平衡；采用阻尼作用消耗振动的能量；设置隔振零件。

## 12. 绪论

三化：标准化，系列化，通用化。

设计一个机器首先满足功能要求。

机械是机器和机构的统称。

机器三部分：动力机，传动装置，工作机。

零件是组成机械的不可拆单元；部件是若干个零件组成的功能单元。

机械零件分为通用零件和专用零件。

机械设计的方法：内插式设计，外推式设计，开发式设计。

机械设计过程：调查研究制定开发计划书；初步设计阶段；绘制装配图零部件图；样机试制和技术经济评价；产品定型投放市场。

机械零件设计过程：确定零件载荷；选择零件材料；确定零件尺寸；零件图绘制。

计算分两种：设计性计算，校核计算。

## 13. 机械结构常见错误及改正

### a) 转动件与静止件接触

- 轴与端盖接触
- 套筒与轴承外圈接触
- 联轴器与端盖接触

### b) 轴上零件未定位，未固定

- 齿轮/蜗轮宽度过大，套筒顶不住齿轮，应减小齿轮宽度
- 联轴器轴向未定位，应有台阶

- 联轴器周向未定位，应有键连接
- 弹簧挡圈多余，应删除
- 轴承内外圈未固定，易松动脱落
- 轴向力无法传递到机座上

#### **c) 加工工艺不合理**

- 联轴器孔应打通
- 箱体端面螺孔处应有台阶
- 轴上两键槽不在同一母线
- 键槽未开通
- 键顶面与毂应有间

#### **d) 装配工艺不合理**

- 轴肩/套筒过高，轴承无法拆卸
- 键过长，套筒无法装入
- 轴承拆装路径过长，应有台阶

#### **e) 无法调整**

- 端盖与箱体之间无垫片，无法调整轴承游隙
- 箱体与机座之间无垫片，无法调整轴系的轴向位置

#### **f) 润滑与密封的问题**

- 轴承处无挡油盘
- 端盖处无密封毡圈