

对心曲柄滑块机构的极位夹角为 0° 。

减小V带传动的小带轮包角会降低带的工作能力。

凸轮机构的从动件与凸轮之间发生刚性冲击的原因是因为从动件在起始和终止点速度有突变,使瞬时加速度趋于无穷大,从而产生理论值的惯性力。当凸轮顺时针转动时,采用适当的左偏置可以减小凸轮机构的推程压力角。

带传动的中心距过小会使带的寿命降低。

当凸轮机构的压力角过大时,机构易出现自锁现象。

带传动中的打滑总是在小轮上开始的。

斜齿圆柱齿轮强度是按其法面齿形计算的。

棘轮机构和槽轮机构都是间歇运动结构。

平键与半圆键都是靠键的两侧面来传递载荷。

极位夹角可能为锐角也可能为钝角。

平面四杆机构有无急回特性取决于极位夹角是否大于零。

摆动导杆机构不能实现从动件作单向间歇运动的要求。

定轴轮系的传动比等于各对齿轮传动比的连乘积。

一对齿轮要正确啮合,它们的模数必须相等。

设计凸轮机构时若发现设计结果 $\alpha > [\alpha]$,可适当增大基圆半径。

同一模数和同一压力角,但不同齿数的两个齿轮,可以用一把齿轮刀具进行加工。

完成结构设计之后普通转轴应按 **弯扭合成** 强度条件校核轴的强度。

提高齿面抗点蚀能力: ①降低齿面粗糙度值 ②增加润滑油黏度 ③提高齿面硬度。(采用合适的热处理提高齿面韧性不可少)

尖底偏置直动从动件盘形凸轮的轮廓线与工作廓线一致。

V带传动的打滑: ①可避免 ②多发生在小带轮上 ③造成带的严重磨损。(与带传动一样)

提高轮齿抗折断能力: ①增大齿根过渡圆角半径 ②增大轴及支承的刚度 ③采用合适的热处理,提高轮齿韧性。(提高齿面硬度 X)

凸轮机构中,基圆半径是指凸轮的转动中心到理论轮廓线上的最小半径。

V带传动的弹性滑动: ①不可避免 ②引起带传动的瞬时传动比不准确 ③降低传动效率 ④增加带的磨损

圆锥齿轮机构是空间齿轮机构

普通平键连接在选定尺寸后,主要是验算其挤压强度。

链传动的合理链长应取链节距长度的偶数倍。

N208只能承受径向载荷。

弹性柱销联轴器能补偿两轴的相对位移的相对位移以及可缓冲、吸振。

传动轴、心轴、转轴是根据轴的受载情况对轴进行分类的。(轴不转)

平键连接能传递的最大扭矩为T,现要传递的扭矩为1.5T,不改变键所在轴的直径和轮毂长度,则应安装一对平键。

V带在减速传动过程中,带的最大应力在V带轮上小带轮处。

半圆键连接工艺性好,安装方便。

一对圆柱齿轮,在确定大小齿轮的齿宽时,通常把小齿轮的齿宽做得比大齿轮宽一些,为便拆装,保证接触线长度。

偏心轮机构是由铰链四杆机构通过扩大转动副演化而来的。

两个齿轮的材料齿宽、齿数相同,模数越大,弯曲强度承载能力越大。

同时承受径向载荷及轴向载荷的高速支点选用角接触球轴承较合理。

偏置曲柄滑块机构有急回特性,对心曲柄滑块机构、转动导杆机构、双曲柄机构没有急回特性。

凸缘联轴器是一种刚性联轴器。

代号为7310AC与30210的轴承能够很好的承受径向载荷及轴向载荷的综合作用。

双自由度机构中只有2个原动件。

某尖底直动对心盘形凸轮机构中,若凸轮转速增大1倍,从动件的最大位移将不变。

设计键连接时,键的截面尺寸通常根据轴的直径按标准选择。

角接触球轴承能很好地承受载荷与单向轴向载荷的综合作用。

整转副(铰链四杆机构)存在:最短杆+最长杆 ≤ 其余两杆长度之和 (组成该整转副的两杆中必有一杆为最短杆)

曲柄存在:最短杆为连架杆或机架

双摇杆机构 { 最短杆+最长杆 ≤ 其余两杆长度之和 / 最短杆+最长杆 > 其余两杆长度之和 } 最短杆的相对杆为机架

杆

互

系

- 曲柄摇杆机构 { 最短杆 + 最长杆 < 其余两杆长度之和
最短杆为连架杆
- 双曲柄机构 { 最短杆 + 最长杆 < 其余两杆长度之和
最短杆为机架

轮系

基圆半径 $r_b = R - e (+R_T)$
 $a = R + e (+R_T)$

行程 $h = \sqrt{a^2 - e^2} - \sqrt{r_b^2 - e^2}$

$\beta = \arccos \frac{r_b^2 + a^2 - h^2}{2r_b a}$

行程角 $\delta_0 = 180^\circ + \beta$

齿系

啮合角 $\alpha' = \alpha$ (标准安装)

直径 $d = mz$

节圆半径 (标准安装) $r' = r = \frac{d}{2} = \frac{r_b}{\cos \alpha} = \frac{mz \cos \alpha}{2 \cos \alpha'}$

基圆半径 $r_b = r \cos \alpha$

齿顶圆直径: $d_a = d + 2h_a$

曲率半径 (标准安装) $\rho' = r' \cdot \sin \alpha' = r \sin \alpha = \frac{d \sin \alpha}{2} = \frac{mz \sin \alpha}{2}$

实际中心距 $a' = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$

中心距 $a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$

两节圆半径 $r_1' = \frac{1}{1 + i_2} a'$ $r_2' = \frac{i_2}{1 + i_2} a'$

$h_a = h_a^* \cdot m$

顶隙 $c = c^* \cdot m$

实际齿顶间隙 $c' = c + (a' - a) = c^* \cdot m + (a' - a)$

$a \cdot \cos \alpha = a' \cdot \cos \alpha'$

实际中心距 $a' = r_1' + r_2'$

基圆齿距 $p_b =$

带系

速度 $v = \pi d n$ (注意单位)

有效圆力 $F = \frac{P}{v}$ (注意摩擦系数)

紧边拉力 $F_1 = F \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1}$ (包角不是°的形式)

松边拉力 $F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1}$

传动所需的初拉力 $F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$

$n_1 d_1 = n_2 d_2$

包角 $\alpha = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ rad}$
↓ 中心距

$$F_1 = \frac{F}{4}$$

$$F_2 = \frac{F \cdot L}{2.15 \cdot a}$$

最大合力 $F_{max} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \theta_{min}}$

所需螺栓拉力 $F_0 = \frac{CF_{max}}{f}$

强度计算: 小径 $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$
↓ 许用拉应力

螺

螺线角: $\varphi = \arctan \frac{nP}{\pi d_2}$
螺线个数=1 → 螺距
 ↓ 小径

螺栓所受的总拉力 $F_a = F_E + F_R$
轴向拉伸载荷 ↓ 轴向工作载荷 ↓ 残余预紧力

强度计算: $\sigma_s = \frac{4 \times 1.3 F_a}{\pi d_1^2} > < = [\sigma]$
↓ 小径 ↓ 总拉力 ↓ 许用应力

许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$
屈服极限 ↓ 安全系数

允许的最大预紧力 $F_{0max} = \frac{[\sigma] \pi d_1^2}{4 \times 1.3}$
↑ 螺线角 ↓ 小径

最大牵引力 $R_{max} = \frac{n F_{0max} \cdot m \cdot f}{C}$
螺栓个数 最大预紧力 接合面数目 接合面摩擦系数 ↓ 可靠性系数

总轴向工作载荷 $F_E = \frac{P \pi D^2}{4}$
缸内油压 内径

深沟球轴承

$F_{r1} = F_r \cdot \frac{r_2}{r_1 + r_2}$ ($F_r = F_v + F_h$)
轴上受的径向力

纹

轴承

$$P = P_{max} = f_p F_{r_{max}} \quad (F_1, F_2 \text{ 中大的一个})$$

↓
动载荷系数

角接触球轴承

$$F_s = a F_r$$

↓
常数

→ 轴向动载荷系数

$$P = f_p (X F_r + Y F_a)$$

↓
径向动载荷系数

圆锥滚子轴承

$$F'_i = \frac{F_{ri}}{2Y}$$

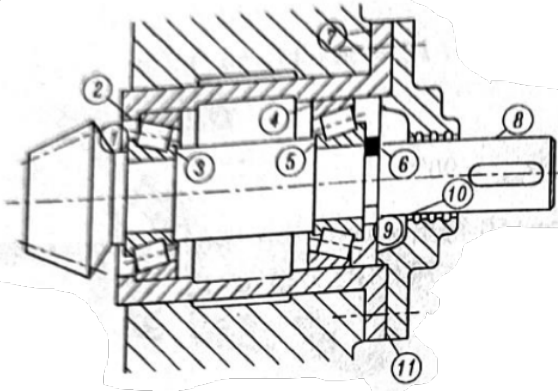
寿命指数

球轴承 $\epsilon = 3$ 滚子轴承 $\epsilon = \frac{10}{3}$

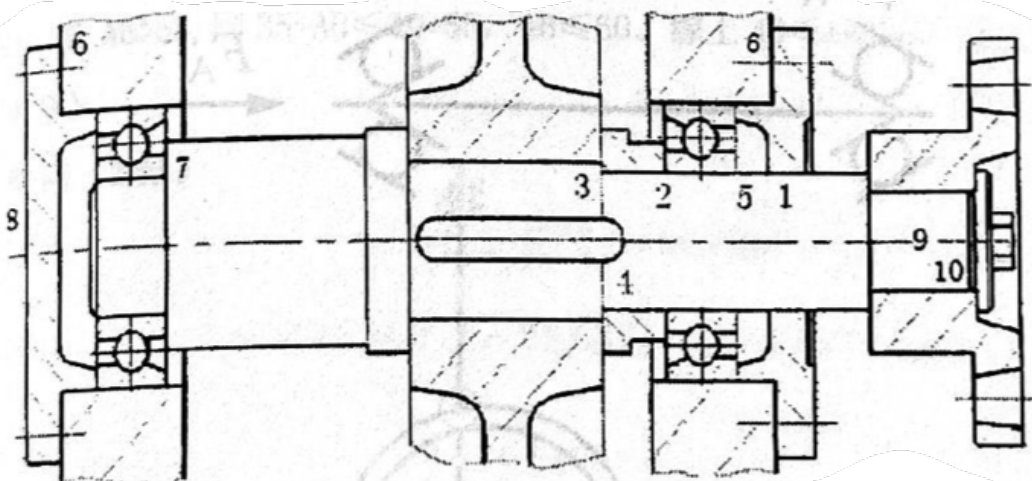
$$\text{寿命比 } \frac{L'_h}{L_h} = \frac{\left(\frac{C_r}{P}\right)^\epsilon}{\left(\frac{C'_r}{P'}\right)^\epsilon} = \left(\frac{C_r}{P} \cdot \frac{P'}{C'_r}\right)^\epsilon$$

$$\text{寿命 } L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_r C_r}{f_p P}\right)^\epsilon$$

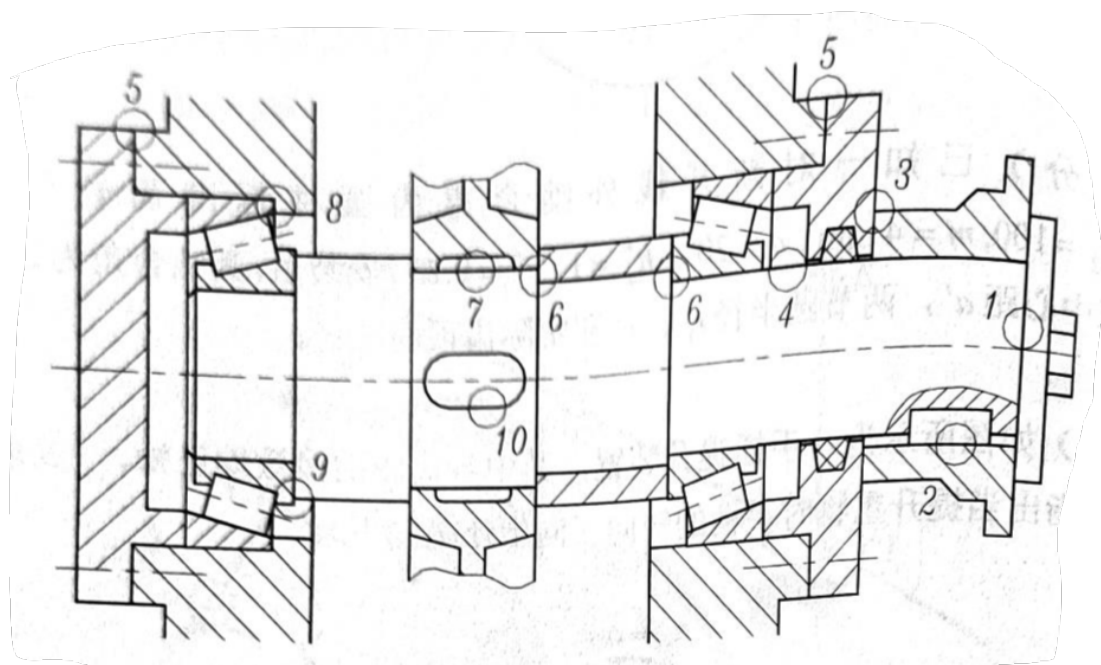
轴改错



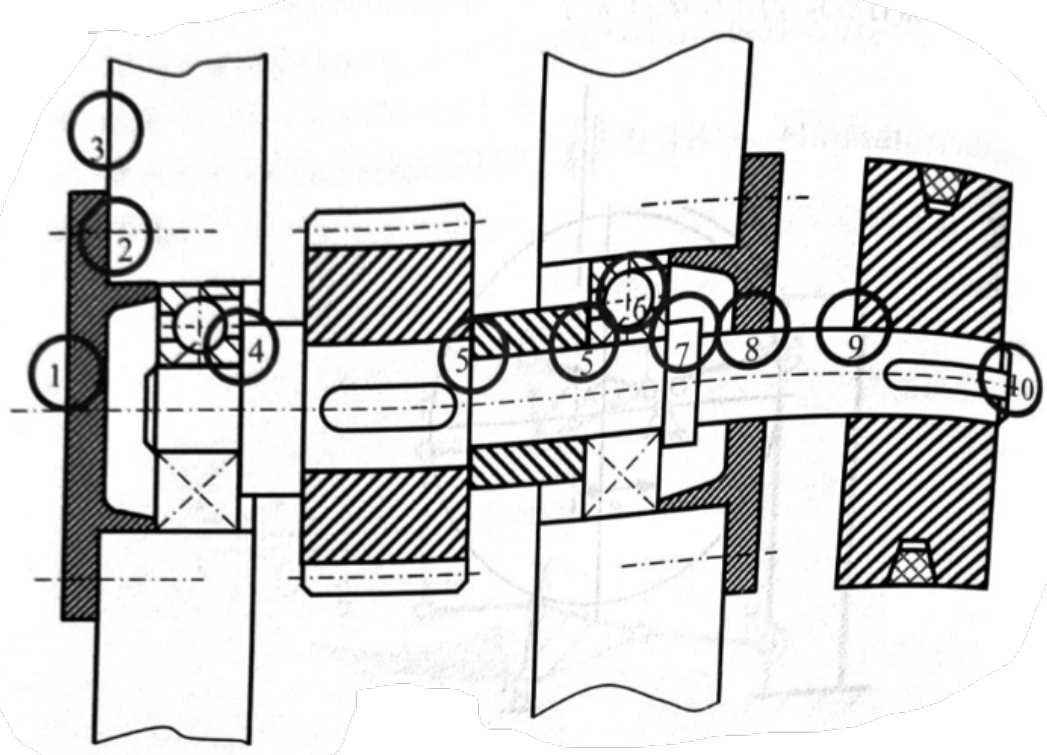
- 1) 缺挡油环; 2) 套杯左端凸肩内径太小, 拆卸外圈困难;
- 3) 轴颈太大, 内圈无法从右侧装入; 4) 两外圈间缺套筒, 右轴承外圈无轴向固定;
- 5) 轴径太大; 6) 弹性挡圈无法调整轴承间隙 (改为圆螺母调整); 7) 缺调整垫片;
- 8) 缺轴上配合零件的定位轴肩; 9) 间隙太大; 10) 精加工面过长, 应加工成阶梯轴; 11) 缺调整垫片。



① 轴与端盖直接接触，且端盖无密封；② 套筒高于右端轴承的内环；③ 套筒顶不住齿轮，或轴向定位不确定；④ 键槽过长；⑤ 轴精加工面过长，装配轴承不便，缺少非定位轴肩；⑥ 无垫片，无法调整轴承的游隙；且箱体端面的加工面与非加工面没有分开；⑦ 左端轴承处轴肩过高；⑧ 端盖无凹槽；⑨ 联轴器和轴缺键槽；⑩ 轴端挡圈与轴头应有间隙

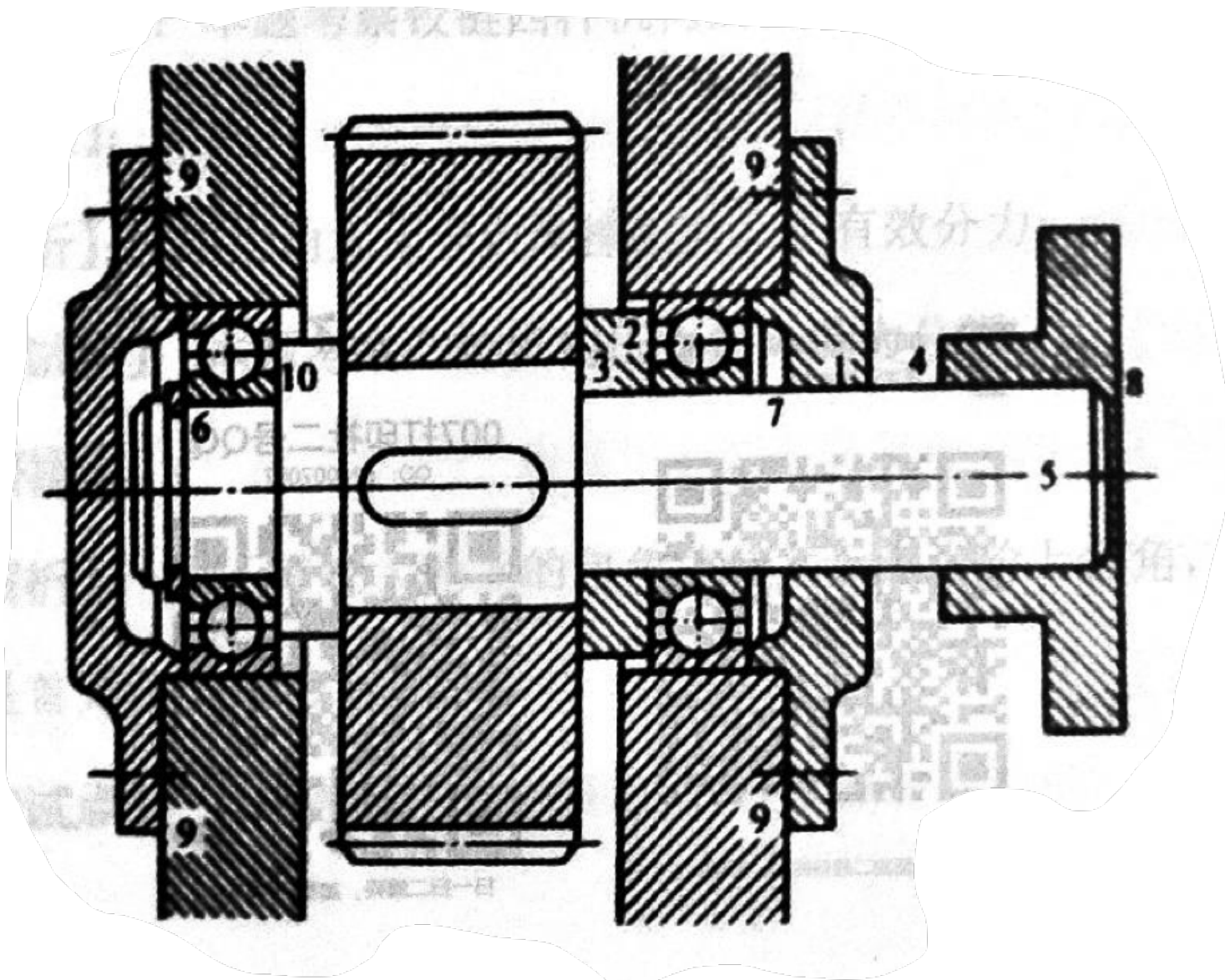


(1) 挡板与轴端应有间隙；(2) 平键顶部与轮槽间应有间隙；(3) 联轴器与端盖应不接触，轴应有定位台肩；(4) 此处应加工成阶梯轴；(5) 缺调整垫片；(6) 轴的台肩应在轴套内；(7) 轮毂挖槽太宽（此处轮毂不太宽，不必挖槽）；(8) 箱体台肩应去掉；(9) 轴台肩太高，不便于装拆；(10) 一个轴上的两个键槽应在同一轴线上。



- 1) 缺少凹坑，导致精加工面过大
- 2) 缺少垫片
- 3) 没有区分精加工面和非精加工面，应有凸台
- 4) 轴肩过高
- 5) 套筒过高
- 6) 轴承方向装错
- 7) 轴环的存在导致轴承无法安装

- 8) 没有密封圈，旋转件与非旋转件之间应有间隙
- 9) 带轮没有轴向定位
- 10) 缺少轴端挡圈



①轴与端盖接触；

②套筒与轴承外圈接触；

③套筒顶不住齿轮；

④联轴器没有轴向固定；

⑤联轴器无周向固定；

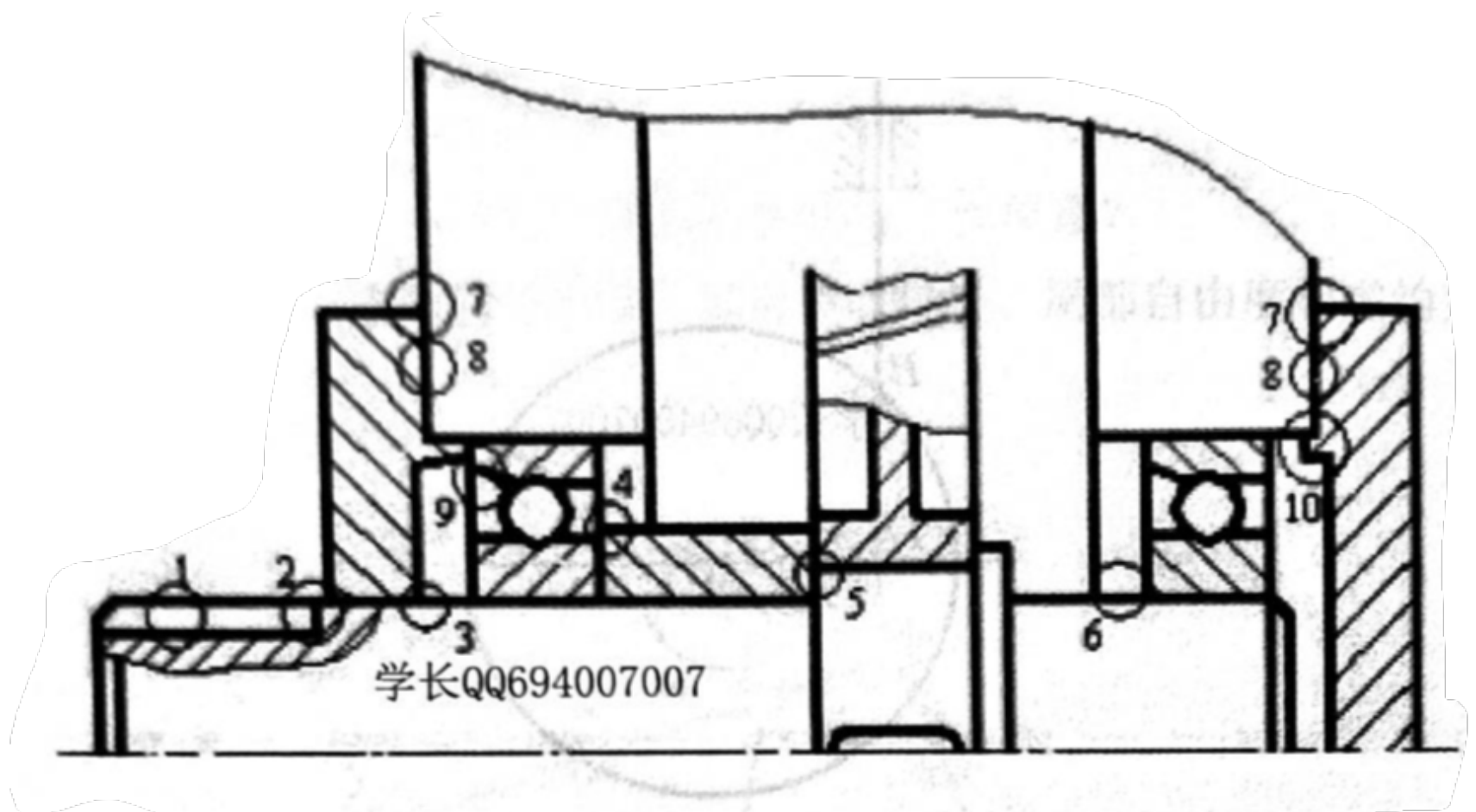
⑥卡圈无用；

⑦精加工面过长且装拆轴承不便；

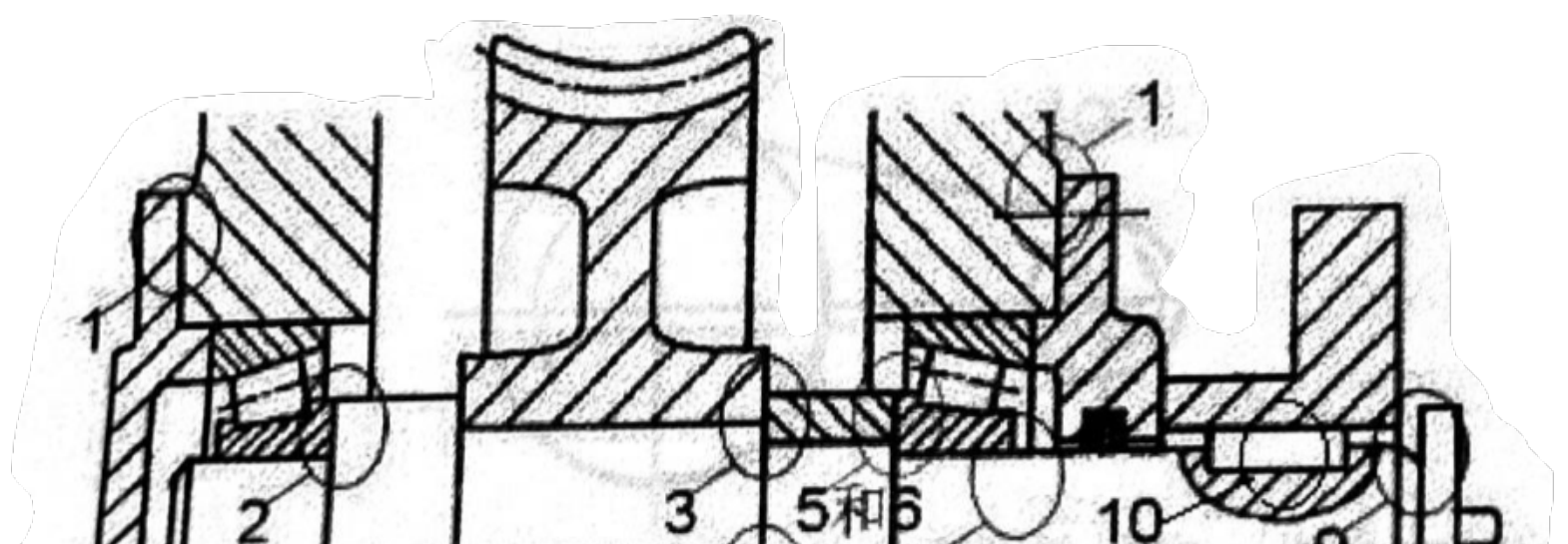
⑧联轴器未打通；

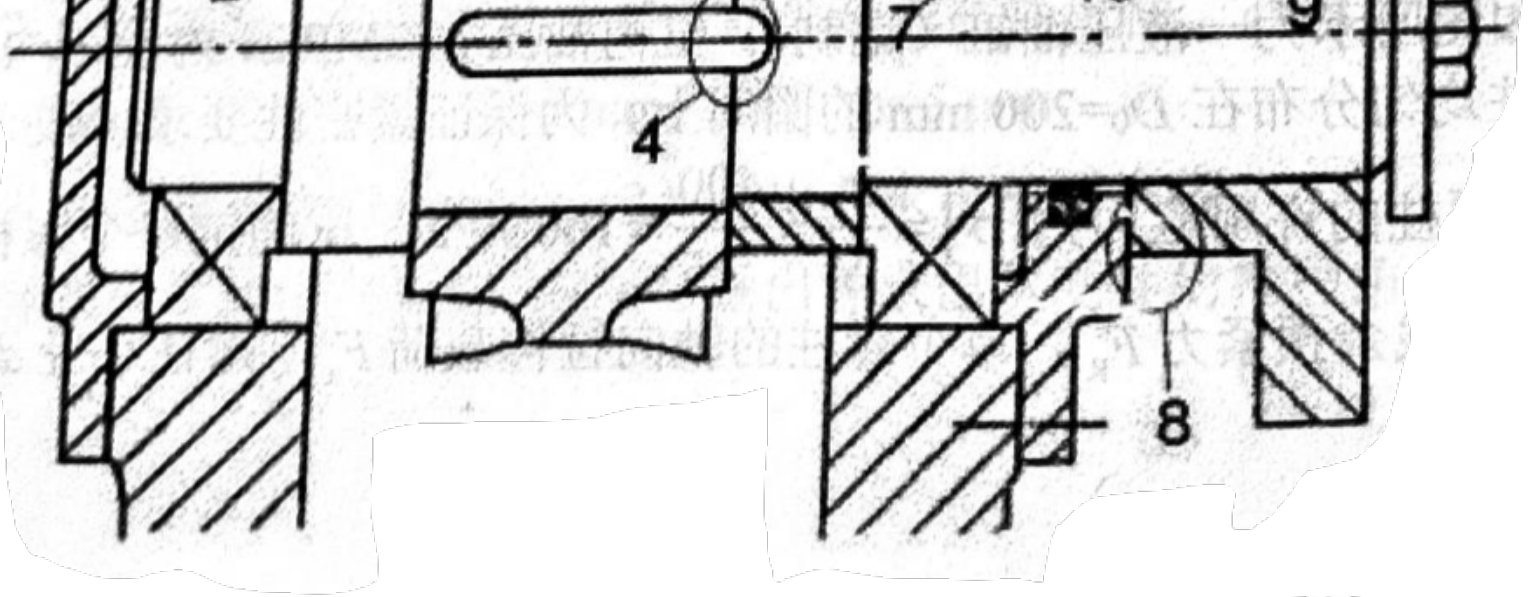
⑨箱体端面加工面与非加工面没有分开；

⑩轴肩过高，无法拆卸轴承；



1) 所在轴段的键槽与齿轮所在轴段键槽不在同一条母线上；2) 缺少定位轴肩；3) 没有密封，旋转件与非旋转件之间应有间隙；4) 套筒过高；5) 齿轮左侧轴向定位不明确；6) 滚动轴承左侧没有轴向定位；7) 没有区分精加工面和非精加工面；8) 缺少调整垫片；9) 轴承方向装错；10) 轴承盖没有顶到轴承外圈无法给轴承轴向定位。





1) 缺少调整垫片; 2) 轴肩高度太高, 无法拆卸轴承; 3) 齿轮轴段的长度太长, 右侧轴向定位不明确, 将轴缩短些; 4) 键太长; 5) 轴承向左有可能没有长, 右侧轴向定位不明确, 将轴缩短些; 6) 套筒右端外径的高度太高, 无法拆卸轴承; 7) 轴承装拆不方便, 加非定位轴肩; 8) 固定的轴承端盖和转动的半联轴器之间应该有一定的距离, 增加轴的长度并设置一定定位轴肩; 9) 联轴器轴段的长度太长, 让轴长度比联轴器毂长短一些; 10) 键与键槽底部应有间隙, 键槽与左侧键槽应在同一侧母线上。

