① 机设卷子

$\sigma_{-1e}=\frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}$ $K_\sigma=(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\frac{1}{\beta_\sigma}-1)\frac{1}{\beta_q}$

一、选择题

1、零件的截面形状一定，当截面尺寸增大时，其疲劳极限值将随之________。

a.增高　b.不变　[✓ c.降低]

2、在两个被连接件中，当有一个被连接件较厚，且又经常拆卸时，宜选用________。

a.普通螺纹连接　b.铰制孔螺纹连接　c.螺钉连接　[✓ d.双头螺柱连接]

螺栓连接
双头螺柱连接
螺钉连接

$F_{max}=\frac{M L_{max}}{\sum_{i=1}^{z} L_i^2}$

紧定螺钉 [illegible]
双头螺柱 [illegible]

3、确定带传动的基本额定功率 P 的前提条件是 ______。

a.保证不打滑　b. 保证带不发生疲劳破坏
c.保证不打滑且不产生弹性滑动　[✓ d. 保证既不打滑也不发生疲劳破坏]

两平键圆周向180°，半圆键在同一母线上，楔键圆周向90°~120°

4、当采用两个半圆键作轴毂连接时，两键应________。

[✓ a.位于轴的同一母线上]　b.相隔 180°　c.相隔 120°　d.相隔 90°

5、在承受横向载荷的普通紧螺栓连接中，螺栓杆__________作用。

a.受切应力　[✓ b.受拉应力]　[✓ c.受扭转切应力和拉应力]
d.既可能只受切应力又可能只受拉应力

$F_0+\frac{C_b}{C_b+C_m}F$

6、预紧力为 F_0 的单个紧螺栓连接，受到轴向工作载荷 F 之后，螺栓杆受到的总载荷 F_2 ___<___ F_0+F。

a.大于　b.等于　[✓ c.小于]

二、判断题

1、选用普通平键时，键的截面尺寸 $b\times h$ 和键长 L 都是根据强度计算确定的。　（×）

2、V 带横截面中两工作面之间的夹角为 40°，所以带轮槽角也是 40°。　（×）

3、变应力是由变载荷产生，也可能由静载荷产生。　（√）

4、因普通带传动是摩擦传动，所以传动中会出现弹性滑动现象，但只要设计得合理，就可以避免弹性滑动。　（×）

三、填空题

$F_2=F_0+\frac{C_b}{C_b+C_m}F$

① 在承受轴向载荷的紧螺栓连接中，当预紧力 F_0 和轴向工作载荷 F 一定时，若降低螺栓的刚度 C_b，则螺栓中的总拉力将___↓___。

2、带传动正常工作时不能保证准确的传动比，是因为~~带传动的弹性滑动~~ · 带传动会出现弹性滑动

3、___楔___键连接既可用于传递转矩，又可承受单向的轴向载荷，但轴与轮毂的对中性较差。　双头螺柱　螺钉

4、在螺纹连接中，当两个被连接件之一太厚，不宜制成通孔采用普通螺栓连接时，往往可采用___双头螺柱___连接或___螺钉___连接。

5、同类型的普通 V 带与窄 V 带相比(如 A 型与 SPA 型，B 型与 SPB 型……)，___窄___V 带的承载能力要高得多。

6、螺纹连接防松按工作原理可分为___摩擦___和___机械___两类，弹簧垫圈防松属于___摩擦防松___。

四、问答题

连接螺纹　传动螺纹：矩形、梯形、锯齿形
摩：对顶螺母、弹性垫圈、自锁螺母，机：止动垫圈、开口销与六角槽螺母

1、　常用螺纹有哪几种类型?各用于什么场合?对连接螺纹和传动螺纹的要求有何不同?

连接：要求有自锁性
传动：效率高
串联钢丝

2、　用同一材料制成的机械零件和标准试件的疲劳极限通常是不相同的，试说明导致不相同的主要原因。

由于 $\sigma_{-1e}=\frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}$ K_σ 由疲劳极限的影响系数包括 [illegible]

3、　V 带传动中，在输入转速和带的型号不改变的情况下，若需要增大 V 带的传动比，可采取哪些措施?这些措施对 V 带传动的承载能力有何影响?为什么?

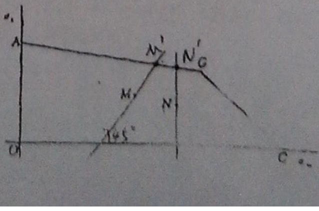
增大从动轮直径 d_2 由 $\sigma_b\doteq E\frac{h}{d}$，增大 d 减小 σ_b，但同时 [illegible]

五、分析题

1、零件等寿命疲劳曲线如图所示。请画出以下两种零件中变应力的极限应力点。

(1)紧螺栓连接中，外加轴向工作载荷为脉动循环，M 点为螺栓危险截

① [illegible] $r=C$　$\sigma_{min}=C$
② [illegible] $\sigma_m=C$
③ [illegible]



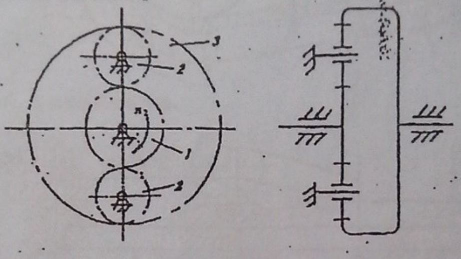
面的工作应力点：

(2)在平衡位置上下振动的弹簧，工作应力点为 N 点。 $\sigma_m = C$

2、在图示定轴轮系中，已知齿轮 1 主动，输入转速 n_1=500r/min，齿数 z_1=30，z_2=25，工作寿命 L_h=2000 h，若齿轮 1 转向不变，试确定：

(1)各齿轮的接触应力和弯曲应力的应力比 r 值；

(2)齿轮 2 的接触应力和弯曲应力的循环次数 N_2。



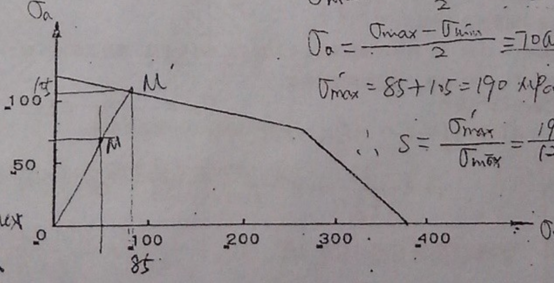
3、下图是某零件的极限应力线图。此零件的工作应力σ_{max}=120 MPa，σ_{min}= -20 MPa，属于 r=c 的情况。试求出此零件的安全系数 S。

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 50\ MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 70\ MPa$$

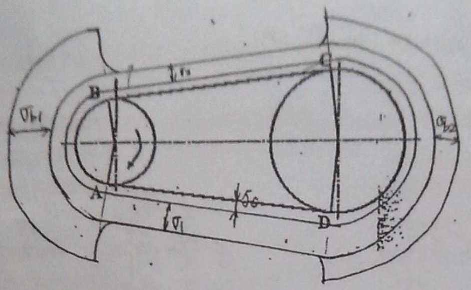
$$\sigma'_{max} = 85 + 105 = 190\ MPa \quad \sigma_{max} = 120\ MPa$$

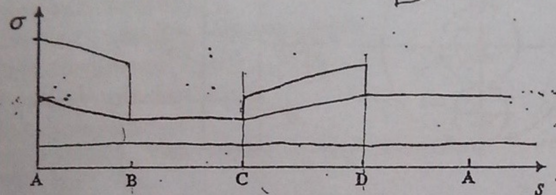
$$\therefore S = \frac{\sigma'_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{190}{120} = 1.58$$



$$Q_m' = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2}$$

4、在$\sigma - s$ 图中画出带的应力分布图，标明各应力名称，并指出最大应力所在何处。





$$\sigma_p = \frac{2T\times10^3}{kld} \leq [\sigma_p]$$

$k = \frac{h}{2} = 4$

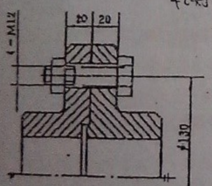
$l = L - b = 50 - 10 = 40$

$d = 35$

六、计算题

1、凸缘联轴器用一圆头普通平键与轴相连接，已知键的尺寸为 $b\times h\times L=10\times8\times50$(单位均为 mm)，轴的直径 d=35mm，键连接的许用挤压应力[σ_p]=100MPa，试求该连接所允许传递的转矩。

图示凸缘联轴器，允许传递的最大转矩 T= 630N · m，两半联轴器采用 4 个 M12 的普通螺栓连接，接触面摩擦系数 f=0.12，防滑系数 K_s=1.2，螺栓材料的许用应力［σ］=210MPa，试校核其连接强度。



予满足力矩所需F_0

$fF_0r_1 + fF_0r_2 + \cdots + fF_0r_4 \geq K_sT$

$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma]$

$F_0 \geq \frac{K_sT}{f\sum_{i=1}^{4}r_i} = \frac{1.2\times630\times10^3}{0.12\times4\times\frac{130}{2}} = 24.23\,kN$

由螺栓危险截面拉伸强度：$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} = \frac{1.3\times24.23\times10^3}{\frac{\pi}{4}\times12^2} = 278\,MPa > [$

故该螺栓的连接强度不够

3

2、某机械结构如图所示，一滑轨用 4 个 M12(d_1=10.1mm)的普通螺栓固定在两立柱上，滑块的最大行程为 300mm，若螺栓材料的屈服极限 σ_s=320MPa，螺纹连接的安全系数 S=4，接合面摩擦系数 f=0.2，防滑系数 K_s=1.2。试确定滑块上所允许承受的最大载荷 F。

横向力作用：$fF_{01}z\cdot i \geq k_sF_\Sigma \Rightarrow F_{01} \geq \frac{k_sF}{fz} = \frac{1.2F}{0.2\times4} = 1.5F$.

扭矩作用：$T = 150F$

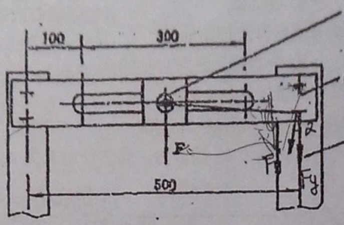
则所需预紧力：$F_{02} \geq \frac{K_sT_1}{f\sum_{i=1}^{4}r_i} = 0.9F$

则所需总预紧力为 $F_0 = F_{01} + F_{02} = 2.4F$

⇒ 转矩和横向力时把预紧力相加.

由螺栓强度：$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} \Rightarrow F \leq \frac{\pi d_1^2\cdot\sigma_s}{12.48S} = 2053.3N$

$\therefore F_{max} = 2053.3N$



~~$\begin{cases} F_y = \frac{F}{4} = 0.25F \\ F_y' = \frac{K_s T}{\sum r_i} = 0.18F \end{cases}$~~

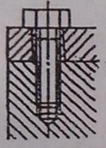
~~合成 $F_{\Sigma y} = F_y + F_y' = 0.43F$~~

~~则 $F_0 \geq \frac{K_s F_{\Sigma y}}{f} = 2.58F$~~

~~$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$~~

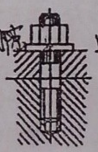
~~$F \leq \frac{0.234\sigma_s d_1^2}{S} = 1910N.$~~

七、试指出下列图中的错误结构，并画出正确的结构图。



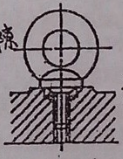
a.螺钉

上板有间隙



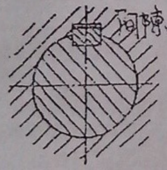
b.双头螺柱连接

上板有间隙



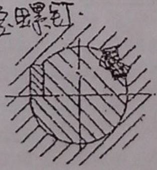
沉孔

c.吊环螺钉连接



间隙，有紧定螺钉

d.平键连接



注意两键方向，每个键只能承担一个转向。

e.传送双向转矩的切向键连接

键的上表面和轮毂的键槽底面间应有间隙.

一、选择题

1. 机器在运转时，两轴随时结合或者分离，应采用（　　）。

a. 联轴器　　[✓ b. 离合器]　　c. 制动器

2. 在带传动中，当小轮包角 α<120° 时，所采取的有效措施是（　　）。

a. 减小中心距　　[✓ b. 增大中心距]　　c. 中心距不变增大传动比

3. 设计链传动时，链节数最好取为偶数，其目的是（　　）。

a. 提高链条强度　　b. 改善传动平稳性　　[✓ c. 避免过渡链节]

4. 某减速器中的一对直齿圆柱齿轮传动，小齿轮材料为 45 钢调质，大齿轮材料为 45 钢正火，润滑状况良好，设计时应选择（　　）公式。

软齿面：齿面设计，齿根校核。
硬齿面：齿根设计，齿面校核。

a. $\sigma_H = 2.5Z_E\sqrt{\frac{KF_1}{bd_1}\frac{u\pm1}{u}} \le [\sigma_H]$　　[✓ b. $d_1 \ge 2.32\sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d}\frac{u\pm1}{u}\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$]

校核

c. $\sigma_F = \frac{2KT_1Y_{Fa}Y_{Sa}}{\phi_d m^3 z_1^2} \le [\sigma_F]$ 齿根　　d. $m \ge \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2}\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$ 齿根强度设计算公式（齿根）

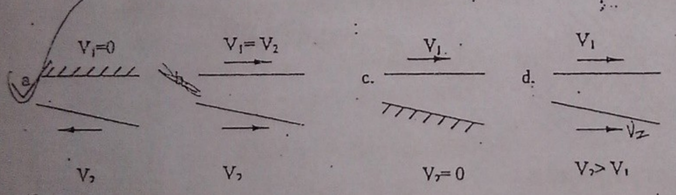
5. 在高速重载的链传动中应选用（　　）较好。　　ε_β 极限值

a. 大节距的单排链　　[✓ b. 小节距的多排链]

6. 当斜齿圆柱齿轮传动的螺旋角β为下列哪种情况时，重合度最大。（　　）

a. 8°　　b. 10°　　[✓ c. 12°]

7. 下列图示滑动轴承油楔，哪一种情况可能形成动压润滑？（　　）



(d) 若 $V_1>V_2$ 则同样可以形成油楔。

8. 一般参数的闭式软齿面齿轮传动最可能出现的失效形式是__c__，开式齿轮传动最可能出现的失效形式是__b a__

a.轮齿折断　　b.齿面磨损

c.齿面疲劳点蚀　　d.齿面胶合

9. 在圆柱齿轮传动中，通常使小齿轮齿宽大于大齿轮齿宽，其目的是__C__。

a.提高小齿轮齿面接触疲劳强度　　b. 提高小齿轮齿根弯曲疲劳强度

[✓ c.补偿制造和安装误差，保证沿全齿宽接触]

10. 开式齿轮传动的计算准则是__b__。

a. 只按齿面接触疲劳强度设计

[✓ b. 只按轮齿弯曲疲劳强度设计] ✓

c. 先按轮齿弯曲疲劳强度设计，再按齿面接触疲劳强度校核

d. 先按齿面接触疲劳强度设计，再按轮齿弯曲疲劳强度校核

$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

$F_r = \frac{F_t \tan\alpha_n}{\cos\beta}$

$F_a = F_t \cdot \tan\beta$

11. 当斜齿圆柱齿轮的螺旋角β等于__c__时，产生的轴向力较大。

a. 10°　　b. 8°　　[✓ c. 12°]

12. 阿基米德蜗杆传动，在其中间平面内蜗杆具有__& a__齿廓。

a. 直线齿廓　　b. 圆弧　　[✓ c. 阿基米德螺旋线]

13. 计算蜗杆传动的传动比时，公式__C__是错误。

$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

$F_r = \frac{F_t \tan\alpha_n}{\cos\beta}$

$F_a = F_t \cdot \tan\beta$

$i=\frac{z_2}{z_1}=~~\frac{d_2}{d_1}~~$

$\frac{mz_1}{mz_2}$ $d_1=mz_1$ $d_2=mz_2$

a) $i=\frac{n_1}{n_2}$ b) $i=\frac{Z_2}{Z_1}$ c) $i=\frac{d_2}{d_1}$.

14. 工作时同时承受弯矩和扭矩作用的轴称______。

a.心轴 b.转轴 c.传动轴

15. 自行车的后轴属于 b ，中轴属于 b 。

a.心轴 b.转轴 c.传动轴

16. 轴的计算弯矩 $M=\sqrt{M2+(\alpha T)2}$ ，当轴的扭转剪应力为对称循环时应取α= c ，当轴的扭转剪应力为脉动循环时，应取α= b 0.6

$\alpha=1$ $\alpha=1$ $\alpha=0.6$

a.0.3 b. 0.6 c. 1.0

静应力. $\alpha=0.3$

脉动. $\alpha=0.6$

对称: $\alpha=1.0$

17. 主要承受径向载荷，转速较高的支承宜选用______。

a.调心滚子轴承 [illegible] b 圆锥滚子轴承

c.深沟球轴承✓ d.推力轴承 轴向载

18. 在安装、润滑、维护运转均正常的条件下，滚动轴承的主要失效形式是______。

a.胶合 b.塑性变形 c.磨损 d.疲劳点蚀 c

19. 下列联轴器中，属于弹性联轴器的是______。 塑性变形.

a.凸缘联轴器→刚性联轴器. b.尼龙柱销联轴器

c.齿轮联轴器 无弹性元件 → d.万向联轴器

深沟球轴承

20. 在下列四种向心滚动轴承中，____________型除可以承受径向载荷外，还能承受不大的双向轴向载荷。

(1)60000 (2)N0000 (3)NA0000 (4)50000

21. 在载荷比较平稳，冲击不大，但两轴轴线具有一定程度的相对偏移的情况下，两轴间通常宜选____________联轴器。

能补偿位移. 无缓冲吸振 有缓冲吸振、

(1)刚性 (2)无弹性元件的挠性 (3)有弹性元件的挠性 (4)安全

22. 采取____________的措施不能有效地改善轴的刚度。

(1)改用其它高强度钢材 (2)改变轴的直径 (3)改变轴的支承位置 (4)改变轴的结构

23. 在滑动轴承材料中，轴承合金通常只用于作为双金属或三金属轴瓦的表层材料。

(1)铸铁 (2)轴承合金 (3)铸造锡磷青铜 (4)铸造黄铜 轴承合金→轴承衬.

24. 齿轮强度计算中引入动载系数 Kv 是考虑了 ② 。

(1)外加于齿轮上的载荷状态，如载荷不均匀或有一定程度的冲击 如.使用系数

(2)齿轮制造和装配误差及啮合刚度的变化所引起齿轮传动的动载荷 原因: ①制造及装配的误差, ②啮合刚度的变化. 措施: ①提高制造精度. ②

(3)前面(1)与(2)两类因素的总和

25. 按弯扭合成强度条件计算轴的应力时，要引入系数α，这个α是考虑 ③. 减小齿轮直径降低圆周速度. ③齿顶修缘

(1)轴上有键槽而削弱轴的强度所引入的系数

(2)按第三强度理论合成正应力与切应力时的折合系数

(3)正应力与切应力的应力比不同而引入的系数

26. 滚动轴承与液体动力润滑滑动轴承比较，在高速运转条件下，滚动轴承的 ① 。

(1)噪声较大 (2)承受冲击载荷能力较高 (3)寿命较长

基本额定寿命: 一组在相同条件下运转的近于相同的轴承, 将其可靠度为90%时的寿命.

在载荷的作用下, 轴承的基本额定寿命恰好为10^6 r;

二. 填空题

1. 滚动轴承的基本额定动载荷 C，是指在该载荷作用下，轴承的 基本额定 寿命恰好为 10^6 r 。

2. 增加蜗杆头数，可以 增大 传动效率，但蜗杆头数过多，将会给 加工 带来困难。

3. 滚子链的铰链磨损后，链的实际节距变长，若链轮的磨损可忽略不计，这时链条在传动过程中易在 小 链轮上发生脱链。

4. 螺纹联接防松按工作原理可分为 摩擦防松 和 机械防松 两类，弹簧垫圈防松属于 摩擦防松 。

5. 在进行直齿圆锥齿轮传动的强度计算时，是按圆锥齿轮 齿宽中点 处的 当量齿轮 来建立该圆锥齿轮强度计算模型的。

P

6. 其它条件不变，若将作用在球轴承上的当量动载荷增加一倍，则该轴承的基本额定寿命将降至原

P

$\varepsilon=3$

$L_h=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon}$

轮齿啮合区位于单对齿啮合最高处的接触应力.
全部载荷作用于齿顶.

求的 $\frac{1}{8}$ 。

7、渐开线圆柱齿轮的齿面接触应力在齿廓各处是不同的，在 轮齿啮合区位于单对齿啮合最高点 处的接触应力最大，但一般的计算以 全部载荷作用于齿顶 处的接触应力作为计算应力。

8、在承受轴向载荷的紧螺栓联接中，当预紧力 F_0 和轴向工作载荷 F 一定时，若降低螺栓的刚度 C_b，则螺栓中的总拉力将 降低 。

$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F$

9、在转轴的结构设计中，轴的最小直径 d_{min} 是按 扭转强度条件 初步确定的。

10、蜗杆传动的失效形式与齿轮传动的失效形式相类似，其中蜗杆传动最易发生 齿面胶合磨损 失效。

11、带传动正常工作时不能保证准确的传动比，是因为 带传动有弹性滑动 。

12、对于闭式软齿面齿轮传动，在传动尺寸不变并满足弯曲疲劳强度要求的前提下，齿数宜适当取多些。其目的是 齿数增多使模数减小、降低了齿高，降低齿面滑动速度，从而减小磨损及胶合危险，提高了齿面接触疲劳和抗胶合能力.

13、滑块联轴器属于 无弹性元件的挠性 联轴器。

14、滚子链传动中，限制链轮最少齿数的目的是 减弱多边形效应 。

15、相同系列和尺寸的球轴承与滚子轴承相比较， ~~球~~ 滚子 轴承的承载能力高， 球 轴承的极限转速高。

16、 楔 键联接既可用于传递转矩，又可承受单向的轴向载荷，但轴与轮毂的对中性较差。

三. V 带传动，传递功率 10kw，带速 V=10m/s，若知紧边拉力与松边拉力满足 $F_1 = 2F_2$，求紧边拉力及有效圆周力。

$P = \frac{F_e v}{1000} \Rightarrow F_e = \frac{1000P}{v} \Rightarrow F_e = F_1 - F_2$ ⊕ $F_1 = 2F_2 \Rightarrow F_1 = 2F_e$

$F_0 = F_1 - \frac{F_e}{2}$ 或 $F_0 = F_2 + \frac{F_e}{2}$

四. 图示螺栓联接中采用 M20 的螺栓，小径 d_1=17.294mm，其许用拉应力[σ]=160MPa，被联接件接合面间的摩擦系数 f=0.15；防滑系数 K_n=1.2，试计算该联接允许传递的静载荷 F.（14 分）

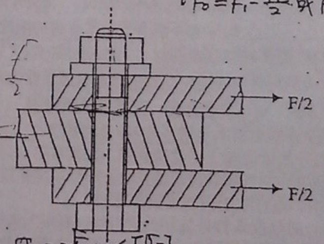
① $f F_0 \cdot z \cdot i \ge K_s \cdot F_\Sigma$

$F \le F_0 \cdot f z i / K_n = F_0 \cdot 0.15 \cdot 2 / 1.2 = \frac{F_0}{4}$

$\sigma_{ca} = 1.3F_0 / \frac{\pi}{4} d_1^2 = 1.3 \times 4F_0 / \pi \times 17.294^2 = 5.53 \times 10^{-3} F_0 \le 160$

$\therefore F_0 \le 28.9$ kN. $\therefore F \le 115.7$ kN.

② $\sigma_{ca} = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \le [\sigma]$



铰制孔：$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{min}} \le [\sigma_p]$.

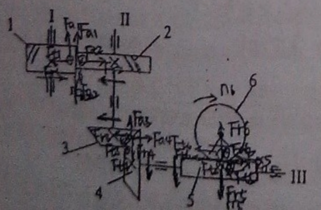
$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_0^2} \le [\tau]$.

五. 图示传动系统中，主动轮 1 转向如图示.

（1）在图中标出各轮的转动方向

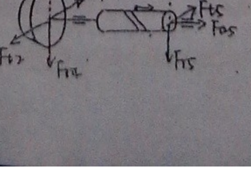
（2）为使 II 轴轴承所受的轴向力较小，试确定斜齿圆柱齿轮 1、2 的轮齿旋向

（3）画出 4、5 两轮的受力图

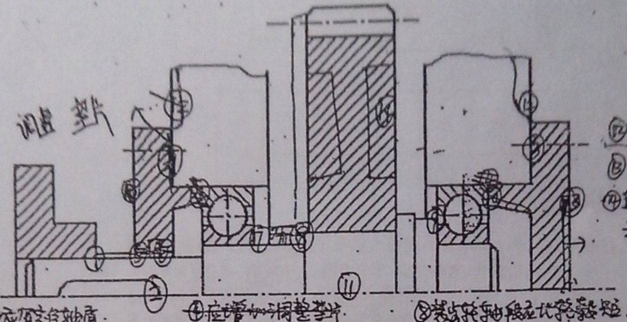


$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon$

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



六、结构改错题：分析图示结构设计是否合理，请将不合理之处编上序号，并说明错误原因及改正意见。



⑫ 箱体端盖连接处应剖开

⑬ 大齿轮端面应到凹槽面.

⑭ 直径很大的齿轮为节省材料应制成腹板式.

① 联轴器应有定位轴肩.

② 联轴器安装键槽不应至端.

③ 凸台与端盖间应加~~调整垫片~~ 调整垫片.

~~④ 应增加调整垫片.~~

⑤ 端盖与轴之间应有间隙.

⑥ 应增挡油环.

⑦ 增加套筒顶住轴承内圈.

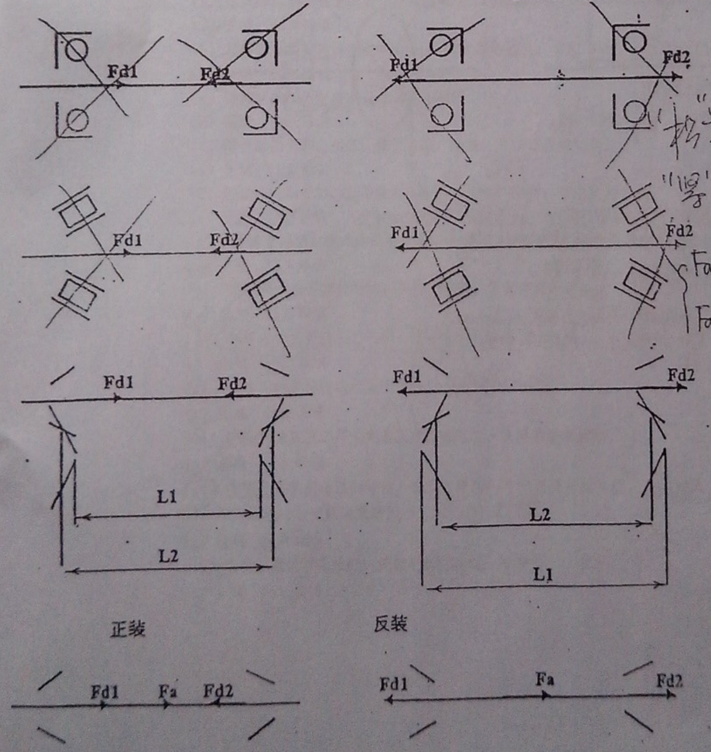
⑧ 装齿轮轴段应比轮毂短.

⑨ 定位轴肩应低于轴承内圈高度.

⑩ 端盖与轴承接触处厚度应小于外圈厚度.

⑪. 长键加宽轮间向定位下一个键槽.

七、滚动轴承的计算



正装

反装

"松"为派生轴向力.

"紧"为平衡计算力.

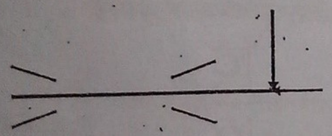
$$\begin{cases} F_{a1}=\max\{F_{d1}, F_{ae}\pm F_{d2}\} \\ F_{a2}=\max\{F_{d2}, F_{ae}\pm F_{d1}\} \end{cases}$$

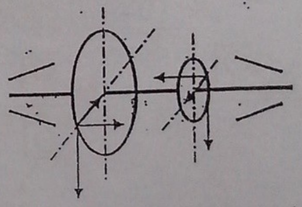
$$F_{a1} = \max\begin{cases}\vec{F}_{d1} \\ \vec{F}_{d2} + \vec{F}_{a}\end{cases}$$

$(=F_{d2} - F_{a})$

$$F_{a2} = \max\begin{cases}\vec{F}_{d2} \\ \vec{F}_{d1} + \vec{F}_{a}\end{cases}$$

$(=F_{d1} + F_{a})$





$F_{a1} = \max\{F_{d1},\ F_{ae} \pm F_{d2}\}.$

$F_{a2} = \max\{F_{d2},\ F_{ae} \pm F_{d1}\}.$