

全国硕士研究生招生考试模拟

考试科目： 机械设计基础

考生注意事项

1. 答题前，考生在试题册指定位置上填写考生编号和考生姓名；在答题卡指定位置上填 写报考单位、考生姓名和考生编号，并涂写考生编号信息点。
2. 考生须把试题册上的“试卷条形码”黏贴条取下，黏贴在答题卡的“试卷条形码 黏贴 位置”框中，不按规定黏贴条形码而影响评卷结果的，责任由考生自负。
3. 选择题的答案必须涂写在答题纸和相应题号的选项上，非选择题的答案必须书写在答 题卡指定位置的边框区域内，超出答题区域书写的答案无效；在草稿纸、试题册 上答 题无效。
4. 填 (书) 写部分必须使用黑色字迹签字笔书写，字迹工整、笔迹清楚。
5. 考试结束，将答题纸和试题册按规定交回。

(以下信息考生必须认真填写)

考生编号													
考生姓名													

一、选择题 (40分)

1. 在应力变化中, 如果周期、应力幅和平均应力有一个变化, 则称为 ()
A. 稳定变应力
B. 非稳定变应力
C. 非对称循环变应力
D. 脉动循环变应力
2. 受轴向变载荷的螺栓联接中, 已知预紧力 $Q_p=6000N$, 工作载荷 $F_{min}=0$, $F_{max}=2000N$, 螺栓和被联接件的刚度相等, 则在最大工作载荷下, 剩余预紧力为 ()
A. 2000N
B. 4000N
C. 5000N
D. 8000N
3. 花键联接与平键联接相比较, () 的观点是错误的
A. 承载能力较大
B. 对中性和导向性都比较好
C. 对轴的削弱比较严重
D. 可采用磨削加工提高联接质量
4. 减小链传动的运动不均匀性, 减轻冲击及动载荷, 通常采用 (), 并限制链轮极限转速。
A. 较小的链节距和较多的链轮齿数
B. 较小的链节距和较少的链轮齿数
C. 较大的链节距和较多的链轮齿数
D. 链节数取偶数
5. 链传动设计中, 一般链轮的最多齿数限制为 $z_{max}=150$, 是为了 ()。
A. 减小链传动的不均匀性
B. 限制传动比
C. 防止过早脱链
D. 保证链轮轮齿的强度
6. 在下面的各种方法中, () 不能提高齿轮传动的齿面接触疲劳强度
A. 直径d不变而增大模数
B. 改善材料
C. 增大齿宽b
D. 增大齿数以增大d
7. 在紧螺栓联接中, 螺栓所受的切应力是由 () 产生的。
A. 横向力
B. 拧紧力矩
C. 螺纹力矩
D. 预紧力
8. 为了降低齿向载荷分布系数, 应该 ()。
A. 降低粗糙度
B. 增大端面重合度
C. 增大齿轮宽度
D. 提高轴系刚度

9. 在蜗杆传动设计中, 蜗杆头数 z 取多一些, 则()。
A. 有利于提高传动效率 B. 有利于提高蜗杆的刚度
C. 有利于蜗杆加工 D. 有利于提高轴承的传动能力
10. 两轴对中性较差, 且载荷伴有振动和冲击的情况下, 宜选用()联轴器。
A. 刚性凸缘 B. 滑块 C. 弹性套柱销 D. 齿轮
11. 压缩和拉伸弹簧刚度和什么没有关系。()
A. 有效圈数 B. 旋绕比
C. 弹簧材料 D. 作用载荷
12. 渐开线斜齿圆柱齿轮的当量齿数公式为()。
A. $Z_v = Z/\cos^3 \beta$; B. $Z_v = Z/\cos \beta$ C. $Z_v = Z/\cos \delta$ D. $Z = Z_v/\cos \delta$
13. 在凸轮机构的从动件选用等速运动规律时, 其从动件的运动()
A. 将产生刚性冲击 B. 将产生柔性冲击
C. 没有冲击 D. 既有刚性冲击又有柔性冲击
14. 渐开线外啮合直齿圆柱齿轮机构中的啮合线与()相切。
A. 分度圆 B. 节圆 C. 基圆 D. 齿顶圆
15. 机构中的压力角与传动角互为()。
A. 补角 B. 余角 C. 直角 D. 180°
16. 对于结构尺寸为 $D/b > 5$ 的不平衡刚性转子, 需进行()。
A. 静平衡 B. 动平衡 C. 不用平衡 D. 视具体情况而定
17. 当平面四杆机构中的运动副都是()时, 就称之为铰链四杆机构; 它是其他多杆机构的基础。
A. 移动副
B. 高副
C. 回转副
D. 低副
18. 标准直齿圆柱齿轮的重合度取值范围正常情况下为()。
A. $\varepsilon_\alpha < 1$ B. $\varepsilon_\alpha = 1$
C. $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ D. $\varepsilon_\alpha > 2$

19.为了提高蜗杆传动的效率,在润滑良好的条件下,最有效的措施是采用()。

- A.单头蜗杆
- B.多头蜗杆
- C.大直径系数的蜗杆
- D.提高蜗杆转速

20.周转轮系中,只有一个()时的轮系称为行星轮系。

- A.主动件运动
- B.从动件运动
- C.太阳轮运动
- D.转臂运动

二、简答题(30分,每题6分)

1.说明螺栓连接、螺钉连接的结构特点及其应用上的不同之处。

2.简述带传动的优点。

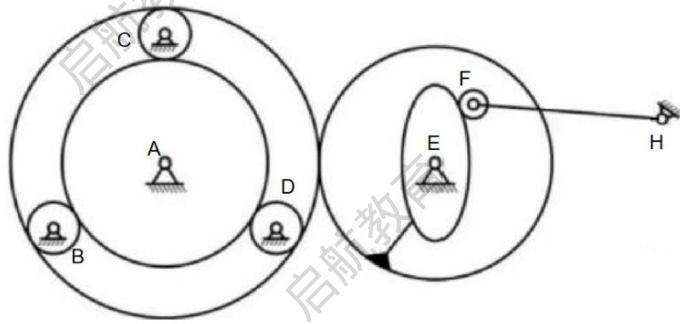
3.齿向载荷分布系数 K_β 的物理意义是什么?改善齿向载荷分布不均匀状况的措施有哪些?

4.说明螺纹连接的基本类型及应用。

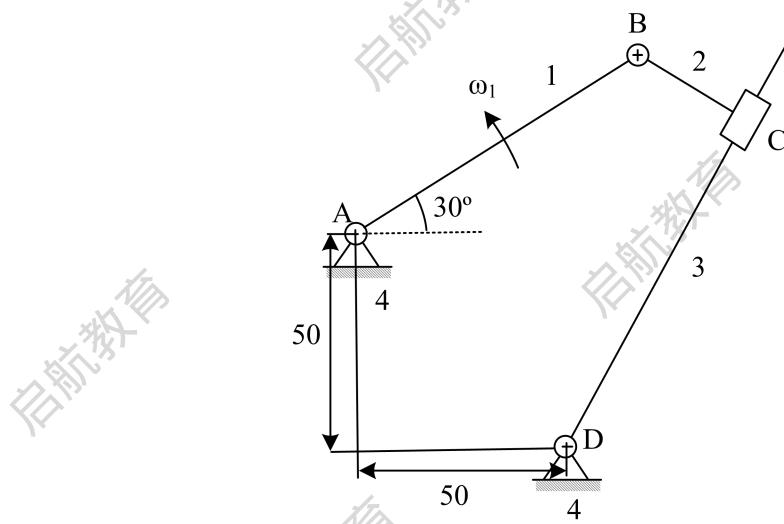
5.轴上零件的轴向固定方法主要有哪些种类?各有什么特点?(指出四种以上)

三、计算题(80分)

1.求解下列结构的自由度,有局部自由度、虚约束、复合铰链则需要说明(20分)



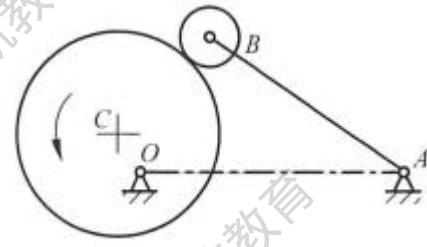
2. 下图所示的运动简图中, $L_{AB} = 80\text{mm}$, $L_{BC} = 30\text{mm}$, $\omega_1 = 10\text{rad/s}$, 其他尺寸如图, 求 ω_3 , ϵ_3 。 (20分)



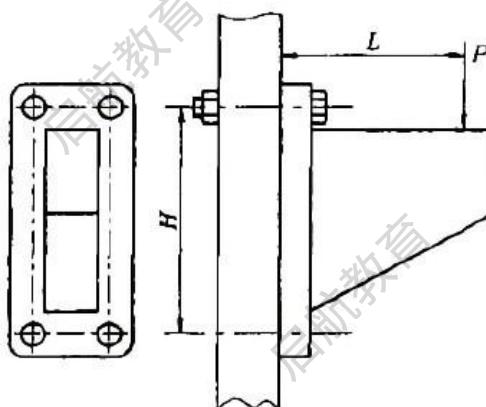
3. 如图所示已知一偏心圆盘 $R = 40\text{mm}$, 滚子半径 $r_r = 10\text{mm}$, $l_{OA} = 90\text{mm}$, $l_{AB} = 70\text{mm}$, 转轴 O 到圆盘中心 C 的距离 $l_{OC} = 20\text{mm}$, 圆盘逆时针方向回转。

(1) 标出凸轮机构在图示位置时的压力 α , 画出基圆, 求基圆半径 r_0 ;

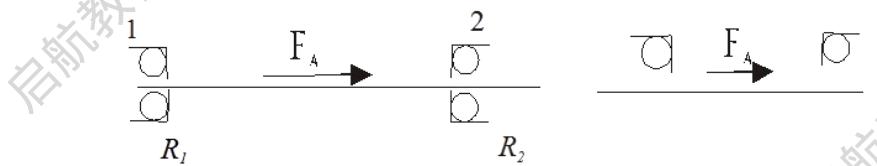
(2) 作出推杆由最下位置摆到图示位置时, 推杆摆过的角度 φ 及相应的凸轮转角 δ 。



4. 图示支架用4个普通螺栓与立柱相联接。已知载荷 $P=12000N$, $L=150mm$, $H=160mm$, 接合面摩擦系数 $f=0.15$, 螺栓材料的许用应力 $[\sigma] = 180N/mm^2$, 被联接件刚度 $C_m = 3C_b$, C_b 为螺栓刚度。取防滑系数 $K=1.2$, 求所需螺栓小径 d_1 (接合面工作能力不能验算) (15分)



5. 一对70000AC型角接触球轴承背对背反安装在图4所示轴系中，轴承1的径向载荷 $R_1=2000N$ ，轴承2的径向载荷 $R_2=4000N$ ，轴上作用的轴向外载荷 $F_A=800N$ ，轴承附加轴向力 S 的计算式为 $S=0.68R$ 。求轴承1和轴承2的轴向载荷 A_1 和 A_2 。（15分）



答案

一、选择题

1~10: BCCACACDAC

11~20: DAACBACCBC

二、简单题

1.答案: 螺栓连接, 这种连接孔壁上不制作螺纹, 所以结构简单, 装拆方便, 通孔加工精度要求低, 应用在被联接件不太厚, 在被连接件上开通口插入螺栓后, 在螺栓的另一端拧上螺母, 螺钉连接的主要特点为螺栓或螺钉直接拧入被连接件的螺纹孔中, 不用螺母在结构上比双头螺栓连接更简单, 紧凑, 应用于被连接件之一太厚, 不宜制成通孔, 且不需经常装拆的。

2.答案: (1) 适用于中心距较大的场合; (2) 带具有良好的挠性, 可缓和冲击、吸收振动。
(3) 过载时带与带轮会出现打滑, 过载保护其他零件; (4) 结构简单, 成本低廉。

3.答案: (1) 齿向载荷分布系数 K_p 是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对轮齿应力影响的系数。 (2) 为了改善齿向载荷分布不均匀状况, 可以提高轴轴承与支座的刚度, 合理选择轮齿的宽度, 将轮齿制成鼓形等。

4.答案: 螺栓连接、双头螺柱连接、螺钉连接、紧定螺钉连接。螺栓连接用于被连接件不厚、通孔且经常拆卸的场合; 双头螺柱连接用于被连接件之一较厚、盲孔且经常拆卸的场合; 螺钉连接用于被连接件之一较厚、盲孔且不经常拆卸的场合。

5.答案: 轴向固定: 轴肩、轴环、轴套、轴端挡板、弹性档圈

轴肩、轴环、轴套固定可靠, 可以承受较大的轴向力; 弹性档圈固定可以承受较小的轴向力; 轴端挡板用于轴端零件的固定。

三、计算题

1.解

F 出为局部自由度, 机构当中B、D齿轮以及其引入的虚约束, A处为复合铰链。

活动构件数 $n=5$

低副数量 $P_l=5$

高副数量 $P_h=4$

根据自由度计算公式

可得

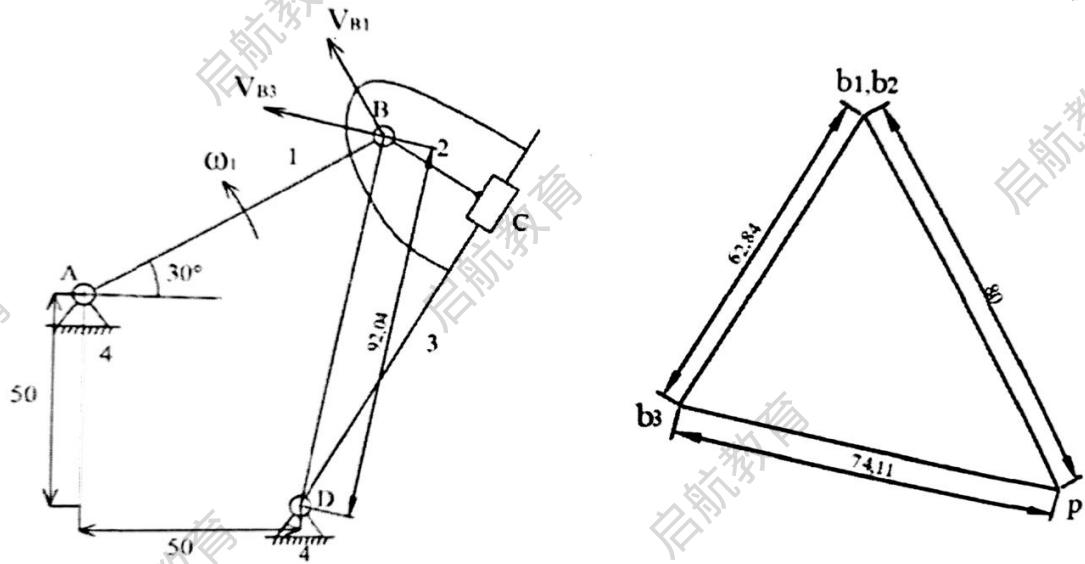
$$F = 3n - 2P_l - P_h = 3 \times 5 - 2 \times 5 - 4 = 1$$

2.解

$$v_{B1} = v_{B2}$$

$$\begin{array}{ccc} v_{B3} & = & v_{B2} + v_{B3B2} \\ \text{大小: ?} & & \omega_1 l_{AB} = 0.8 ? \\ \text{方向: } \perp BD & \perp AB & // CD \end{array}$$

取 $u = 0.01 \text{ m/s}$ 绘制速度矢量图, 如下:



则, 可以解得, $v_{B3} = 0.7411m/s$, $v_{B3B2} = 0.6284m/s$

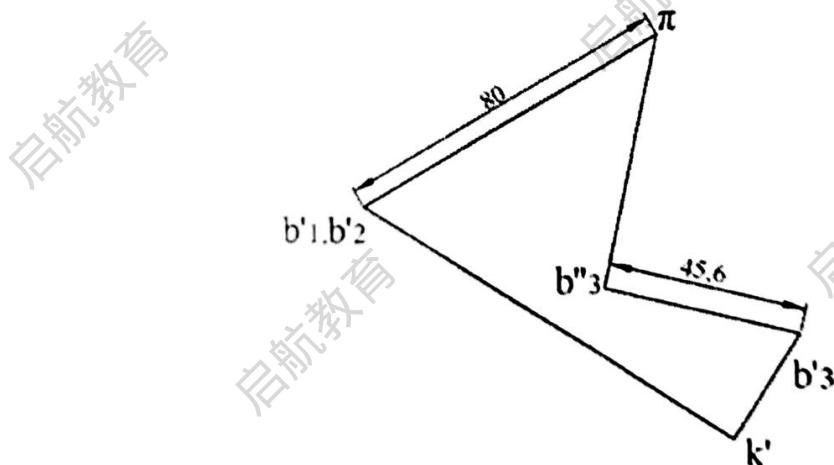
$$\omega_3 = v_{B3} / l_{BD} = 8.05 \text{ rad/s}$$

$$a_{B3}^n = \omega_3^2 l_{BD} = 5.96 \text{m/s}^2, \quad a_{B2}^n = \omega_1^2 l_{AB} = 8 \text{m/s}^2, \quad a_{B3B2}^k = 2\omega_3 v_{B3B2} = 10.11 \text{m/s}^2$$

于是，有

$$\begin{array}{ccccccccc}
 a_{B3}^n & + & a_{B3}^t = & a_{B2}^n & + & a_{B3B2}^k & + & a_{B3B2}^r \\
 \text{大小: } 5.96 \text{m/s}^2 & & ? & 8 \text{m/s}^2 & & 10.11 \text{m/s}^2 & & ? \\
 \text{方向: } B \rightarrow D & & \perp BD & B \rightarrow A & & \perp v_{B3B2} & & // CD
 \end{array}$$

取 $u_a = 0.1 \text{m/s}^2/\text{mm}$ 绘制加速度矢量图, 如下

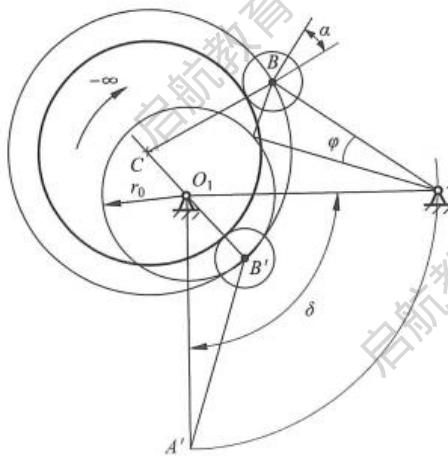


解得 $a_{B3}^t = 4.56m/s^2$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{B3}^t}{l_{BD}} = 49.54 rad/s^2$$

3.解：(1)图中BC方向代表着摆动杆受力方向，垂直于AB杆的方向为速度方向，所以两者之间的夹角为压力角 α 。

(2) 以A为圆心, AB为半径画圆与基圆交于一点, 该点与AB夹角为摆杆的摆动角 φ 如图所示。以 O_1 为圆心, 以 O_1A 为半径画弧, 以 B' 点为圆心, AB长为半径画弧, 两段圆弧的交点为 A' 点, 则 $\angle A' O_1 A$ 为凸轮转角 δ 如图所示。



4. 答:

1) 在力P的作用下, 螺栓组联接受到倾覆力矩M作用:

$$M = PL = 12000 \times 150 \times 10^{-3} = 1800 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

2) 在倾覆力矩M作用下, 上面两螺栓受到加载作用, 而下面两螺栓受到减载作用, 故上面螺栓受力较大, 所受拉力 F_{\max} :

$$\begin{aligned} F_{\max} &= \frac{M l_{\max}}{\sum_{i=1}^2 l_i^2} = \frac{M \times \frac{H}{2}}{4 \times \left(\frac{H}{2}\right)^2} = \frac{M}{2H} \\ &= \frac{1800}{2 \times 160 \times 10^{-3}} = 5625 \text{ N} \end{aligned}$$

即螺栓所受轴向工作载荷 $F = F_{\max} = 5625 \text{ N}$

3) 根据不滑移条件, 确定预紧力 Q_p 的大小, 在力P的作用下, 根据联接接合面不滑移条件 $f Q_p z_i \geq K P$ 有

$$Q_p \geq \frac{K P}{f z_i} = \frac{1.2 \times 12000}{0.15 \times 4 \times 1} = 24000 \text{ N}$$

取 $Q_p = 24000 \text{ N}$

(4) 螺栓所受的总拉力:

$$\begin{aligned} Q &= Q_p + \frac{C_b}{C_b + C_m} F = 24000 + \frac{C_b}{C_b + 3C_b} \times 5625 \\ &= 25406.25 \text{ N} \end{aligned}$$

(5) 螺栓危险截面的直径(螺纹小径 d_l)为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3Q}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 25406.25}{\pi \times 180}} = 15.285\text{mm}$$

5. 答

$$S_1 = 0.68R_1 = 0.68 \times 2000 = 1360N$$

$$S_2 = 0.68R_2 = 0.68 \times 4000 = 2720N$$

S1、S2方向见答案图

$$\therefore F_A + S_2 = 800 + 2720 = 3520N > S_1$$

\therefore 轴承1“压紧”， $A_1 = F_A + S_2 = 3520N$

轴承2“放松”， $A_2 = S_2 = 2720N$

