机械设计基础学习效果测试题答案

1 .5 .2 参考答案

1 1 ( 1) 2 , 1

( 2) 面, 2 , 点线, 1

( 3) 两构件的等速重合点, 等速重合点, 绝对速度是否等于零

( 4) 转动副中心, 移动副法线的无穷远, 相切点

( 5) 15

1-5 **解**

1-6 **解**

1-7 **解**

1-8 **解**

1-9 **解**

1-10 **解**

1-11 **解**

1-12 **解**

1-13**解**要求轮 1与轮2的角速度之比，首先确定轮1、轮2和机架4三个构件的三个瞬心，即 ， 和 ，如图所示。则：  ，轮2与轮1的转向相反。

2 .5 .2 参考答案

2 1 ( 1) A ( 2) B ( 3) C

2 2 ( 1) 90°, 0°

( 2) 摇杆

( 3) θ= 180°

*K* - 1

*K* + 1

( 4) 机构从动件受力点受力方向和速度方向之间所夹的锐角, 传动性能越差 , 90- α

2 4 在连杆机构中, 当主动件等速运动, 而从动件作变速运动, 这就是急

回运动。急回运动的程度用行程速度变化系数来描述, 它定义为从动件回程速

度与工作速度之比, 其计算式为

*K* = *v*2 180°+ θ

*v*1 = 180°- θ。急回特性通常用以提高机械的工作效率, 如牛头刨床, 在进刀的时候速度慢, 以保证工件质量; 在回刀的时候速度快, 以节约时间。反过来, 在破碎矿石、焦炭等的破碎机中, 应利用其快进慢退特性, 使矿石有充足的下落时间, 以避免矿石因多次破碎而形成过粉碎。

2 7 作图步骤如下:

( 1) 求θ,θ= 180°

*K* – 1 1 .4 - 1

*K* + 1 = 180°×1 .4 + 1 = 30°; 并确定比例尺μ*l* 。

( 2) 作Rt△ *EC*1 *C*2 , 顶角∠ *E* = θ= 30°, *C*1 *C*2 = *H* = 50 mm。

( 3) 作Rt△ *EC*1 *C*2 的外接圆, 则圆周上任一点都可能成为曲柄中心。

( 4) 作一水平线, 与*C*1 *C*2 相距*e* = 20 mm, 交圆周于*A* 点。

( 5) 由图量得*AC*1 = 28 mm, *AC*2 = 70 mm。解得

曲柄长度: *l*1 = 1

2

( *AC*1 - *AC*2 ) = 1

2 × ( 70 - 28) = 21 mm

连杆长度: *l*2 = 1 1

2 ( *AC*1 + *AC*2 ) =2 × ( 70 + 28) = 49 mm

αmax 在点*C*1 , 由图量得αmax = 46°。

2 8作图步骤如下:

( 1) 取μ*l* , 作*AD*, 使*lAD* = *l*4 = 135 mm。

( 2) 以点*A* 为圆心画圆, 半径为*l*1 = 45 mm。

( 3) 过点*D* 作圆的两条切线, 切点分别是*B*1 和*B*2 。

( 4) 则∠ *B*1 *DB*2 = φ就是导杆的摆角;极位夹角如图所示。由图量得

φ = θ= 40°, *K* =180°+ θ

180°- θ

=180°+ 40°

180°- 40° = 1 .57。

**题 2-4解 :**（ 1 ）由公式 ，并带入已知数据列方程有：



因此空回行程所需时间 ；

（ 2 ）因为曲柄空回行程用时 ，

转过的角度为 ，

因此其转速为： 转 / 分钟

**题 2-5**

**解 :**见图 2.20 ，作图步骤如下：

（ 1 ） 。

（ 2 ）取 ，选定 ，作 和 ，

。

（ 3 ）定另一机架位置： 角平

分线， 。

（ 4 ） ， 。 

杆即是曲柄，由图量得 曲柄长度： 

**题 2-6解：**见图 2.21 ，作图步骤如下：

（ 1 ）求 ， ，由此可知该机构没有急回特性。

（ 2 ）选定比例尺 ，作 ， 。（即摇杆的两极限位置）

（ 3 ）做 ， 与 交于 点。

（ 4 ）在图上量取 ， 和机架长度 。

曲柄长度： 

连杆长度： 

3 .6 .2 参考答案

3 1 ( 1) C (2 ) D (3 ) B ( 4) A ( 5) B ( 6) B, A

( 7) D (8) B (9) B

3-2**解**



图 3.12 题3-2解图

如图 3.12所示，以O为圆心作圆并与导路相切，此即为偏距圆。过D点作偏距圆的下切线，此线为

凸轮与从动件在D点接触时，导路的方向线。凸轮与从动件在D点接触时的压力角 如图所示。

3-3**解**：从动件在推程及回程段运动规律的位移、速度以及加速度方程分别为：

（ 1）推程：

　　　　　　　　　 0°≤  ≤ 150°

（ 2）回程：等加速段 　　　　　0°≤  ≤60 °

等减速段

　  　　　　　　　　　60°≤  ≤120 °

为了计算从动件速度和加速度，设  。 计算各分点的位移、速度以及加速度值如下：

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 总转角 | 0° | 15° | 30° | 45° | 60° | 75° | 90° | 105° |
| 位移 (mm) | 0 | 0.734 | 2.865 | 6.183 | 10.365 | 15 | 19.635 | 23.817 |
| 速度 (mm/s) | 0 | 19.416 | 36.931 | 50.832 | 59.757 | 62.832 | 59.757 | 50.832 |
| 加速度（ mm/s 2 ） | 65.797 | 62.577 | 53.231 | 38.675 | 20.333 | 0 | -20.333 | -38.675 |
| 总转角 | 120° | 135° | 150° | 165° | 180° | 195° | 210° | 225° |
| 位移 (mm) | 27.135 | 29.266 | 30 | 30 | 30 | 29.066 | 26.250 | 21.563 |
| 速度 (mm/s) | 36.932 | 19.416 | 0 | 0 | 0 | -25 | -50 | -75 |
| 加速度（ mm/s 2 ） | -53.231 | -62.577 | -65.797 | 0 | -83.333 | -83.333 | -83.333 | -83.333 |
| 总转角 | 240° | 255° | 270° | 285° | 300° | 315° | 330° | 345° |
| 位移 (mm) | 15 | 8.438 | 3.75 | 0.938 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 速度 (mm/s) | -100 | -75 | -50 | -25 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 加速度（ mm/s 2 ） | -83.333 | -83.333 | 83.333 | 83.333 | 83.333 | 0 | 0 | 0 |

根据上表 作图如下（注：为了图形大小协调，将位移曲线沿纵轴放大了 5倍。）：



图 3-13 题3-3解图

3-4 **解**：



图 3-14 题3-4图

根据 3-3题解作图如图3-15所示。根据(3.1)式可知，  取最大，同时s 2 取最小时，凸轮

机构的压力角最大。从图3-15可知，这点可能在推程段的开始处或在推程的中点处。由图量得在推程的

开始处凸轮机构的压力角最大，此时 ＜[ ]=30° 。



图 3-15 题3-4解图

**3-5**解：从动件在推程及回程段运动规律的位移方程为：

1.推程： 　　　　0°≤ ≤ 120°

2.回程： 　　　　0°≤ ≤120 °

计算各分点的位移值如下：

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 总转角（ °） | 0 | 15 | 30 | 45 | 60 | 75 | 90 | 105 |
| 位移（ mm） | 0 | 0.761 | 2.929 | 6.173 | 10 | 13.827 | 17.071 | 19.239 |
| 总转角（ °） | 120 | 135 | 150 | 165 | 180 | 195 | 210 | 225 |
| 位移（ mm） | 20 | 20 | 20 | 19.239 | 17.071 | 13.827 | 10 | 6.173 |
| 总转角（ °） | 240 | 255 | 270 | 285 | 300 | 315 | 330 | 345 |
| 位移（ mm） | 2.929 | 0.761 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |



图 3-20 题3-7解图

4 .5 .2 参考答案

4 1 ( 1) D (2) C (3 ) D (4 ) D ( 5) A ( 6) B

( 7) A (8) A (9) D (10 ) C

4 2 ( 1) 压力角α是指单个齿轮渐开线齿廓上某一点的线速度方向与该

点法线方向所夹的锐角。渐开线齿廓上各点的压力角的大小是不相等的。啮合

角α′是指一对齿轮啮合传动时, 啮合线与两节圆公切线之间所夹的锐角, 其值

等于渐开线齿廓在节圆上的压力角, 由于节圆大小随中心距变化而变化, 故两

轮的啮合角也随中心距的变化而变化。只有当两齿轮按标准中心距安装时, 节

圆才与分度圆重合, 啮合角才等于分度圆上的压力角。

( 2) 对于一对标准渐开线齿轮, 若实际中心距大于标准中心距时, 两齿轮的

节圆分别大于两轮的分度圆, 两分度圆分离, 但这时此齿轮传动仍然能保证定

传动比传动, 即*i* = ω1/ ω2 = *r*b2/ *r*b1 。这一特性称为渐开线齿轮传动的可分性,

它对渐开线齿轮的加工、安装带来方便。但此时, 传动有撞击和噪声。

4 3 ( 1) 能, 因用正常齿制渐开线标准齿轮时的标准中心*a* = 43 mm, 小

于实际中心距*a*′= 45 mm, 所以侧隙较大, 传动不连续, 有噪声。

( 2) 能。

( 3) β= 17 .15°。

4 4 ( 1) 20 , 44; 160 mm, 352 mm。

( 2) 小齿轮1 的基圆大于根圆;大齿轮的基圆小于根圆。

4 5 由 *r*1′+ *r*2′= *a*′及*r*2′/ *r*1′= *i* 得

*r*1′= 53 mm, *r*2′= 159 mm

4 6 *i* = 4; *a* = 127 mm; *z*v1 = 18 .96 ≈ 19 ; *z*v2 = 75 .86 ≈ 76

5 .5 .2 参考答案

5 1 ( 1) 定轴轮系, 周转轮系, 回转轴线位置固定的齿轮, 回转轴线绕其

他齿轮旋转的齿轮, 支撑行星轮的构件

( 2) 反转原理, - ω*H* , 行星架, 定轴轮系

( 3) 改变轮系中轮子的方向

( 4) 转化轮系, *iH*

*jk* =

*nH*

*j*

*nH*

*k*

=

*nj* - *nH*

*nk* - *nH*

; 原周转轮系, *ijk* =

*nj*

*nk*

**5-5解：**这是一个周转轮系，其中齿轮 1、3为中心轮，齿轮2、2′为行星轮，构件 为行星架。

则有： 

∵ ， 

∴ 

∴ 

传动比 为10，构件 与 的转向相同。



图 5.9 　　　　　　　　　　　　　　　　　　　图5.10

**5-6解：**这是一个周转轮系，其中齿轮 1为中心轮，齿轮2为行星轮，构件 为行星架。

则有： 

∵ ， ， 

∵ 

∴ 

∴ 

**5-12解：**这是一个混合轮系。其中齿轮 4、5、6和构件 组成周转轮系，其中齿轮4、6为中心轮

，齿轮5为行星轮， 是行星架。齿轮1、2、3组成定轴轮系。

在周转轮系中： （1）

在定轴轮系中： （2）

又因为： ， （3）

联立（ 1）、（2）、（3）式可得： 

即齿轮 1 和构件 的转向相反。

**5-13解：**这是一个混合轮系。齿轮 1、2、3、4组成周转轮系，其中齿轮1、3为中心轮，齿轮2为

行星轮，齿轮4是行星架。齿轮4、5组成定轴轮系。

在周转轮系中： ， ∴  （1）

在图 5.17中，当车身绕瞬时回转中心 转动时，左右两轮走过的弧长与它们至  点的距离

成正比，即：（2）

联立（ 1）、（2）两式得到： ， （3）

在定轴轮系中： 

则当： 时， 

代入（ 3）式，可知汽车左右轮子的速度分别为

， 

**5-14解：**这是一个混合轮系。齿轮 3、4、4′、5和行星架 组成周转轮系，其中齿轮3、5为中

心轮，齿轮4、4′为行星轮。齿轮1、2组成定轴轮系。

在周转轮系中：

（1）

在定轴轮系中： （2）

又因为： ， ， （3）

依题意，指针 转一圈即 （4）

此时轮子走了一公里，即 （5）

联立（ 1）、（2）、（3）、（4）、（5）可求得 



图 5.18　　　　　　　　　　 图5.19

**5-15解：**这个起重机系统可以分解为 3个轮系：由齿轮3′、4组成的定轴轮系；由蜗轮蜗杆1′和5

组成的定轴轮系；以及由齿轮1、2、2′、3和构件 组成的周转轮系，其中齿轮1、3是中心轮，齿

轮4、2′为行星轮，构件 是行星架。

一般工作情况时由于蜗杆 5不动，因此蜗轮也不动，即 （1）

在周转轮系中： （2）

在定轴齿轮轮系中： （3）

又因为： ， ， （4）

联立式（ 1）、（2）、（3）、（4）可解得： 。

当慢速吊重时，电机刹住，即 ，此时是平面定轴轮系，故有：



10 .5 .2 参考答案

10 1

 (1 ) C ( 2) D ( 3) C (4 ) D (5 ) C ( 6) B(7 ) C ( 8) C

10 2

 (1) 大径, 管子的公称通径

( 2) 6 .6°

( 3) 螺母与螺栓的变形有差异

第10 章联 接 241

( 4) 轴的直径

( 5) 两侧面, 上下楔紧面

**10-5解**查教材表9-1得 Q235的屈服极限　　，

查教材表 10-6得，当控制预紧力时，取安全系数 

由许用应力　　 

查教材表 10-1得 的小径 

由公式　 　得

预紧力　　 

由题图可知 ，螺钉个数 ，取可靠性系数 

牵曳力　　 

**10-6解**此联接是利用旋转中间零件使两端螺杆受到拉伸 ,故螺杆受到拉扭组合变形。

查教材表 9-1得，拉杆材料Q275的屈服极限　　，

取安全系数 ，拉杆材料的许用应力　　 

所需拉杆最小直径　　 

查教材表 10-1，选用螺纹 （ ）。

**10-7解**查教材表 9-1得，螺栓35钢的屈服极限　，

查教材表 10-6、10-7得螺栓的许用应力　 

查教材表 10-1得， 的小径　 

螺栓所能承受的最大预紧力



所需的螺栓预紧拉力 　 

则施加于杠杆端部作用力 的最大值



**10-15解**（ 1）初选螺纹直径



查手册，选取梯形螺纹 GB5796-86，选取公称直径 ，中径 ，小径 ，

螺距。

（ 2）验证其自锁性

　螺纹升角　 

　当量摩擦角　 ，所以满足自锁条件。

（ 3）校核其耐磨性

设 螺栓与螺母参加接触的螺纹圈数 ，

则 螺母的高度 ， ，处于1.2～2.5的许可范围内。

螺纹的工作高度 

则螺纹接触处的压强



查教材表 10-8，钢对青铜许用压强 ，合适。

（ 4）校核螺杆强度

取 ，则所需扭矩



则危险截面处的强度



对于 45 钢正火，其许用应力 ，故合适。

（ 5）校核螺杆的稳定性

压力机的螺母端为固定端，另一端为铰支端，故取 ，螺杆危险截面的惯性半径 ，螺杆的最大工作长度 ，则螺杆的长细比 ，

不会失稳。

（ 6）校核螺纹牙强度

对于梯形螺纹 



对于青铜螺母 ，合适。

（ 7 ）确定手轮的直径

由 得



11 .5 .2 参考答案

11 1

 (1 ) D (2 ) C ( 3) C (4 ) C, A (5) C (6 ) C(7 ) B

11 2

(1) 齿根部分靠近节线处

( 2) 大30 ～ 50

( 3) 模数, 齿数*z*, 当量齿数*z*v

11 3

(1) 齿轮的主要结构形式有: 齿轮轴式、实心式、腹板式、轮辐式和组合式等。齿轮与轴分开制造的主要原因:① 分开制造有利于各零件的选材, 节约材料; ② 分开制造有利于根据不同需要, 采取不同的热处理方法;③ 齿轮的失效多发生在轮齿, 齿轮失效后, 只更换齿轮, 可降低损失。

( 2) 在保证中心距不变和不产生根切的条件下, 可减少齿数, 增大模数。

( 3) 确定齿数时, 应注意:① 齿数不能少于最少齿数, 以免发生根切;② 两齿轮齿数尽量互质, 以提高轮齿受载的均匀性;③ 闭式软齿面齿轮传动时, 齿数尽可能选多些, 而开式齿轮传动和闭式硬齿面齿轮传动, 齿数不易过多。确定模数时, 闭式软齿面齿轮传动在满足弯曲强度的前提下, 应尽量取小值, 开式齿轮传动和闭式硬齿面齿轮传动中, 模数应能满足弯曲强度。根据强度条件计算出的模数一定要标准化。

( 4) 斜齿圆柱齿轮传动应放在高速级。因为斜齿圆柱齿轮轮齿是逐渐进入啮合和退出啮合, 传动比较平稳, 适合于高速传动, 同时, 高速传递扭矩小, 斜齿轮产生的轴向力也较小, 有利于轴承等其他轴系零件的设计。

11 4 本题中的两对齿轮除齿数和模数不同外, 其他参数均相同, 此时,齿轮的接触强度主要取决于其中心距, 中心距大的, 其接触强度就高。第一对齿轮传动的中心距*a*A = *m*A ( *z*A1 + *z*A2 )/ 2 = 81 mm, 第二对齿轮传动的中心距*a*B = *m*B ( *z*B1 + *z*B2 )/ 2 = 105 mm, 故第二对齿轮的接触强度高。从此角度也可判断出, 当第一对齿轮的齿面接触强度合格时, 第二对齿轮的接触强度也必然合格。

12 .5 .2 参考答案

12 1 (1) A (2) C ( 3) B ( 4) C (5 ) B (6 ) D

12 2 (1) 在蜗杆传动中, 当蜗杆导程角γ小于啮合齿面间的当量摩擦角ρ′时, 机构具有自锁性, 这样的蜗杆蜗轮传动, 只能由蜗杆做主动件。只有当导程角γ大于啮合齿面间的当量摩擦角ρ′时, 才可以用蜗轮做主动件。

( 2) 蜗杆传动的特点见12 .1 .2 节; 蜗杆分度圆直径标准化原因见12 .1 .3节;蜗杆传动中标准模数和标准压力角在中间平面所对应的蜗轮蜗杆的分度圆上。

( 3) 蜗杆传动在齿面间有较大的相对滑动速度, 所以发热较大。因为蜗杆传

动如果不及时散热, 会引起箱体内油温升高、润滑失效, 导致轮齿磨损加剧, 甚

至出现胶合, 因此设计时要进行热平衡计算, 要求箱体内油温和周围空气温度

之差不超过允许值。改善散热条件见12 .1 .6 节。

12 4 *d*1 = 150 mm, *d*a1 = 60 mm, *d*a2 = 160 mm, γ= 11 .3099°, *a* =100 mm。

12 7 Δ*t* = 53 .57℃ < [Δ*t*] = 60℃ , 满足要求。

13 .6 .2 参考答案

13 1 (1 ) B (2 ) C ( 3) B (4) D (5) A (6) C

(7 ) C

13 2 (1) 套筒和内链板, 销轴和外链板, 滚子和套筒

( 2) 链条铰链的胶合, 链条过载拉断, 滚子套筒的冲击疲劳破坏

( 3) 严重, 低

13 3 (1) *F* = *Ff* = *F*1 - *F*2 , 2 *F*0 = *F*1 + *F*2

( 2) ① 由于带具有弹性, 在传动中有拉力差。

② 只要带工作, 带轮两边就有拉力差, 不可避免引起带与轮面的弹性滑动。

③ 使从动轮圆周速度低于主动轮, 效率下降, 引起带磨损, 温度上升, 传动比不稳定。

( 3) 由于过载, 即需要传递的有效拉应力超过最大摩擦力所引起带的打滑。造成带的严重磨损, 严重时无法继续工作, 这是一种失效形式, 必须避免。

( 4) 带传动的主要失效形式是打滑和疲劳破坏, 因此其计算准则是:既要保证带在工作时不打滑, 又要保证带具有足够的疲劳强度。

( 5) 不合理。若带轮的表面加工得粗糙些以增大摩擦, 则带的磨损加剧, 带的寿命缩短。

( 6) 会导致所需带的根数不同。截面大者所需带根数少, 截面小者所需带根数多。因为带截面大者, 单根带传递的功率大。

( 7) 多排链的承载能力与排数成正比, 但由于精度的影响, 各排链承受的载荷不易均匀, 故排数过多反而不利。

( 8) 小链轮齿数*z*1 对链传动的平稳性和使用寿命有较大的影响。齿数少可减小外廓尺寸, 但齿数过少, 将会导致: ① 传动的不均匀性和动载荷增大;② 链条进入和退出啮合时, 链节间的相对转角增大, 使铰链的磨损加剧; ③ 链传递的圆周力增大, 从而加速了链条和链轮的磨损。而齿数过多, 则大链轮齿数将更多, 不仅增大了传动尺寸和重量, 而且当链磨损后容易产生跳齿和脱链现象。

( 9) 中心距过小, 链速不变时, 单位时间内链条绕转次数增多, 链条曲伸次数和应力循环次数增多, 因而加剧了链的磨损和疲劳。同时, 由于中心距小, 链条在小链轮上的包角变小, 在包角范围内, 每个轮齿所受的载荷增大, 且易出现跳齿和脱链现象; 中心距太大, 会引起从动边垂度过大, 传动时造成松边颤动。因此在设计时, 若中心距不受其他条件限制, 一般可取*a* = (30 ～ 50 ) *p*。

( 10 ) 滚子链传动速度一般分为低速( *v* < 0 .6 m/ s )、中速( *v* = 0 .6 ～8 m/ s ) 和高速( *v* > 8 m/ s ) 。对于中、高速链传动, 通常按额定功率曲线进行设计计算; 对于*v* < 0 .6 m/ s 的低速链传动, 按链的静强度进行设计计算。

13 6 (1) 从动轮齿数不变, 则主动小链轮齿数变为

*z*1′=*z*2 =  *z*2 *n*2

*i n*1

= 75 × 250

900

= 20 .8

取*z*1′= 21。小链轮的齿数从25 减少到21 , 齿形系数*Kz* 减小, 其他参数不变, 因此链传动所能传递的功率下降。

( 2) 从动大链轮齿数变为

*z*2′= *z*1 =  *z*1 *n*1

*i n*2

=25 × 900

250

= 90

大链轮的齿数从75 增加到90 , 其他参数不变, 因此链传动所能传递的功率不变。

14 .5 .2 参考答案

14 1 (1) B (2 ) A (3 ) C ( 4) D ( 5) B ( 6) D

14 4 43 .2 kW。

16 .5 .2 参考答案

16 1

(1) D (2 ) C ( 3) A ( 4) B ( 5) C

16 2

(1) 内圈, 外圈, 滚动体, 保持架

( 2) 0°≤ α≤ 45°

( 3) 轴向载荷

( 4) 90%

( 5) 轴承的内部轴向力得到平衡, 以免轴向窜动

( 6) 轴向载荷的影响

( 7) 温度变化较大的长轴

( 8) 温度变化不大的短轴

16 3

 (1) 深沟球轴承主要承受径向载荷, 同时也可承受一定的轴向载荷, 轴承的承载能力较低, 极限转速高, 价格较低。圆柱滚子轴承只能承受径向载荷, 不能承受轴向载荷, 承载能力较高, 极限转速低, 内外圈可分离, 价格较高。

( 2) 它们的共同点是既能承受径向载荷, 又能承受轴向载荷, 需成对使用,对称安装。不同点是圆锥滚子轴承比角接触球轴承的承载能力强, 极限转速较低, 内外圈可分离, 价格高。而角接触球轴承的极限转速较高, 内外圈不能分离, 价格较低。

( 3) 轴承的组合设计要解决的主要问题有:轴承的轴向固定、轴承组合的调整、轴承的配合、轴承的装拆、轴承的润滑、轴承的密封等。

( 4) 滚动轴承润滑的目的是减小摩擦和减轻磨损, 在滚动轴承接触处能形成油膜, 还能吸振、降低温度和噪声。润滑剂的选择可根据速度因素*dn* 确定。速度因素*dn* 值间接反映了轴颈的

圆周速度。当*dn* < (1 .5 ～ 2) × 105 mm·r/ min 时, 选用脂润滑;超过这一范围时宜采用油润滑。

 ( 5) 在轴承的组合设计中, 用于固定轴承内圈的轴肩高度应适当, 以便放下

拆卸工具的钩头。对于外圈, 通孔时应留出拆卸高度, 盲孔时在壳体上做出放置

拆卸螺钉的螺纹孔。

16 5 *C* = 55 .3 kN

机械制图理论知识练习题答案

1. B 2. C 3. A 4. D 5. B

6. C 7. A 8. A 9. B 10. B

11. D 12. C 13. B 14. B 15. B

16. B 17. A 18. B 19. B 20. B

21. A 22. C 23. D 24. C 25. D

26. B 27. C 28. A 29. C 30. D

 31. B 32. D 33. D 34. A 35. C

36. C 37. B 38. A 39. D 40. C

41. D 42. C 43. C 44. A 45. D

46. C 47. C 48. B 49. A 50. B

51. C 52. C 53. A 54. C 55. C

56. C 57. D 58. C 59. A 60. B

**作图题答案**

|  |
| --- |
| **一、点线面作图题** |
| 1．已知AB与CD相交，点B在H面内，点D距V面12mm，作出两直线的投影 | 2. 作一正平线MN距离V面10mm，且与AB、CD两直线相交。 | 3．作一正平线MN与AB、CD、EF三直线均相交。 |
|  |  |  |
| **二、立体截切题** |
| 1．已知立体的正面投影和侧面投影，完成其水平投影。 | 2．完成圆锥截切后的水平投影和侧面投影。 | 3．已知立体的正面投影和侧面投影， 完成其水平投影（虚线全部画出) |
|  |  | 总复习问题-1a |

|  |
| --- |
| **三、组合体补线题** |
| 1．补画出三个视图中的漏线。 | 2. 补画出三个视图中的漏线（虚线全部画出）。 | 3．补全视图中的漏线（虚线需全部画出 |
|  |  |  |
| **四、组合体补图题** |
| 1．根据主、左视图求作俯视图（虚线全部画出） | 2．补画左视图（虚线全部画出）。 | 3．根据已知两个视图，求作第三视图（虚线全部画出）。 |
|  |  |  |
| **五、尺寸标注题** |
| 1．注全图中的尺寸（不注数值，但要注写φ等符号) | 2. 注全图中的尺寸（不注数值，但要注写φ等符号) | 3．注全图中的尺寸（不注数值，但要注写φ等符号) |
|  |  |  |
| **六、螺纹画法与标注题** | 3．已知粗牙普通螺纹，大径20mm，螺距2.5mm，左旋，公差带代号6g7g，①在外螺纹图中标注螺纹尺寸，②将上面图中的外螺纹旋入内螺纹中，旋合长度为25mm，完成内外螺纹连接后的图形。 |
| 1．已知内螺纹为粗牙普通螺纹，大径为24mm，螺距3mm，左旋，中径顶径的公差带代号为6H，①完成内螺纹的主、左视图。②将该螺纹的尺寸标注在图中 | 2．找出下图中螺纹连接画法的错误，把正确画法画在指定位置。 |
|  |  |  |
| **七、表达方法题** |
| 1．想清立体的结构，把主视图改成半剖视图，画出取全剖的左视图。 | 2. 补画主视图（半剖）中的漏线，并画出取半剖的左视图。 | 3．将主视图改画成全剖视图（在原图上改画）,并补画A-A半剖视图。 |
|  |  |  |
| **八、读零件图题** |
| 一、读图，完成下列问题。1、完成A-A剖视图 | 二、读懂零件图，完成读图要求。 1、看懂零件，给俯视图填充剖面线。 2、注出图中遗漏的粗糙度符号：φ10、φ16孔的粗糙度Ra值各为3.2，主视图中尺寸43所指的两端面的粗糙度Ra值各为12.5。  |