

第一部分 基本概念自测题

三、判断题(正确的在括号内填“√”，错误的填“×”)

第一章 总论

- 1、构件是机械中独立制造单元。 (F)
- 2、两构件通过点或线接触组成的运动副为低副。 (F)
- 3、常见的平面运动副有回转副、移动副和滚滑副。 (T)
- 4、运动副是两构件之间具有相对运动的联接。 (F)
- 5、两构件用平面高副联接时相对约束为1。 (T)
- 6、两构件用平面低副联接时相对自由度为1。 (T)
- 7、机械运动简图是用来表示机械结构的简单图形。 (F)
- 8、将构件用运动副联接成具有确定运动的机构的条件是自由度数为1。
(F)
- 9、由于虚约束在计算机构自由度时应将其去掉，故设计机构时应尽量避免出现虚约束。 (F)
- 10、有四个构件汇交，并有回转副存在则必定存在复合铰链。 (F)
- 11、在同一个机构中，计算自由度时机架只有1个。 (T)
- 12、在一个确定运动的机构中原动件只能有1个。 (F)
- 13、刚度是指机件受载时抵抗塑性变形的能力。 (F)
- 14、机件刚度准则可表述为弹性变形量不超过许用变形量。 (T)
- 15、碳钢随着含碳量的增加，其可焊性越来越好。 (F)
- 16、采用国家标准的机械零件的优点是可以外购，无需设计制造。 (F)
- 17、钢制机件采用热处理办法来提高其刚度非常有效。 (F)
- 18、使机件具有良好的工艺性，应合理选择毛坯，结构简单合理、规定适当的制造精度和表面粗糙度。 (T)

第二章 联接

- 1、在机械制造中广泛采用的是右旋螺纹。 (T)
- 2、三角形螺纹比梯形螺纹效率高、自锁性差。 (F)
- 3、普通细牙螺纹比粗牙螺纹效率高、自锁性差。 (F)
- 4、受相同横向工作载荷的联接采用铰制孔用螺栓联接通常直径比采用普通紧螺栓联接可小一些。 (T)
- 5、铰制孔用螺栓联接的尺寸精度要求较高，不适合用于受轴向工作载荷的螺栓联接。 (T)
- 6、双头螺柱联接不适用于被联接件厚度大、且需经常装拆的联接。 (F)
- 7、螺纹联接需要防松是因为联接螺纹不符合自锁条件且 $\lambda \leq p_v$ 。 (F)
- 8、松螺栓联接只宜承受静载荷。 (T)
- 9、受静载拉伸螺栓的损坏多为螺纹部分的塑性变形和断裂，受变载拉伸螺栓的损坏多为栓杆部分有应力集中处的疲劳断裂。 (T)
- 10、紧螺栓联接在按拉伸强度计算时，将拉伸载荷增加到原来的1.3倍，这是考虑螺纹应力集中的影响。 (F)
- 11、螺栓强度等级为6.8级，则该螺栓材料的最小屈服极限近似为680N / mm²。
(F)
- 12、使用开口销和单耳止动垫片等元件进行防松时具有能在任意角度上防松的优

点。 (F)

13、受轴向工作载荷的紧螺栓联接残余预紧力必须大于零。 (T)

14、控制预紧力的紧螺栓联接许用拉应力 $[\sigma]$ 比不控制预紧力的要低。
(F)

15、平键是利用键的侧面来传递载荷的，定心性能较楔键好。 (T)

16、导向平键是利用键的上面与轮毂之间的动配合关系进行导向的。
(F)

17、楔键在安装时要楔紧，故定心性能好。 (F)

18、平键的剖面尺寸是按轴的直径选择的，如强度校核发现不行，则应加大轴的直径以便加大键的剖面尺寸。 (F)

19、渐开线花键的键齿是渐开线齿形，靠内外齿的啮合传动进行工作。
(F)

20、矩形花键联接的定心方式有按小径、齿宽和大径等三种，目前国家标准规定为小径定心。 (T)

21、同一键联接采用两个平键时应180°布置，采用两个楔键时应120°布置。
(T)

22、销联接只能用于固定联接件间的相对位置，不能用来传递载荷。 (F)

23、对接焊缝用来联接同一平面内的焊件，填角焊缝主要用来联接不同平面上的焊件。 (T)

24、铁碳合金焊接件随含碳量增加可焊性也增加。 (F)

25、铆钉材料须有高的塑性和不可淬性。 (T)

26、铆钉联接件承受横向载荷，靠铆钉与孔壁接触挤压阻止联接件相对滑移。
(F)

27、粘接接头的设计应尽量使胶层受剪，避免受到扯离或剥离。 (T)

28、采用过盈联接的轴和毂，即使载荷很大或有严重冲击也不可键配合使用。
(F)

第三章 带传动

1、带传动由于工作中存在打滑，造成转速比不能保持准确。 (F)

2、带传动不能用于易燃易爆的场合。 (T)

3、V带传动的效率比平带传动高。 (F)

4、强力层绳结构的V带比帘布结构的柔软。 (T)

5、与普通V带相配的V带轮轮槽楔角 ϕ 定为 40° 。 (F)

6、普通V带传动调整张紧力应改缝带长或采用金属接头。 (F)

7、V带传动比平带传动允许较大的传动比和较小的中心距，原因是其无接头。
(F)

8、一般带传动包角越大其所能传递的功率就越大。 (T)

9、由于带工作时存在弹性滑动，从动带轮的实际圆周速度小于主动带轮的圆周速度。
(T)

10、增加带的预紧力，可以避免带传动工作时弹性滑动。 (F)

11、水平放置的带传动其紧边应设置在上边。 (F)

12、带传动是摩擦传动，打滑是可以避免的。 (T)

13、在带的线速度一定时，增加带的长度可以提高带的疲劳寿命。 (T)

14、普通V带是外购件，具有固定长度系列，因而V带只能用于一定系列的中心距间传动。 (F)

15、同步带传动与普通V带传动相比主要优点是传动比准确且允许具有高的带速。
(T)

- 16、多楔带是平带和V带的组合结构，其楔形部分嵌入带轮的楔形槽内，靠楔面摩擦工作，且多楔带是无端的。 (T)
- 17、带绕过带轮时产生离心力，故带上由离心力引起的拉应力不是全带长分布而是在包角所对的区段内。 (F)
- 18、带的离心应力取决于单位长度的带质量、带的线速度和带的截面积三个因素。 (T)

第四章 链传动

- 1、链传动为啮合传动，和齿轮传动一样，理论上瞬时角速度之比为常数。 (F)
- 2、大链轮的转动半径较大，所受的冲击就一定比小链轮大。 (F)
- 3、链传动平均转速比恒定，瞬时角速度比波动。 (T)
- 4、一般链条的节数应为偶数，为便于磨合、减小磨损，链轮齿数也应为偶数。 (F)
- 5、链轮的齿数越大，链条磨损后节距增量就越小，越不易发生跳齿和脱链现象。 (F)
- 6、在一定转速下，要减轻链传动不均匀和动载荷，应减小链条节距，增大链轮齿数。 (T)
- 7、在链节距和小链轮齿数一定时，为了限制链传动的动载荷应限制小链轮的转速。 (T)
- 8、链条销轴与套筒间的磨损，导致链条节距减小。 (F)
- 9、链传动在工作中，链板受到的应力属于非对称循环变应力。 (T)

第五章 齿轮传动

- 1、为保证齿轮传动瞬时角速度比 ω_1 / ω_2 恒定，齿廓曲线必须采用渐开线。 (F)
- 2、齿廓啮合的基本定律是两齿轮齿廓过任意接触点的公法线必通过连心线上一个定点。 (T)
- 3、渐开线的形状决定于基圆的大小。 (T)
- 4、基圆越小，渐开线越弯曲。 (T)
- 5、渐开线直齿圆柱齿轮传动可看成其一对分度圆纯滚动。 (F)
- 6、渐开线齿轮传动啮合角等于分度圆压力角。 (F)
- 7、正常齿渐开线标准直齿外齿轮齿根圆有可能大于基圆。 (T)
- 8、斜齿圆柱齿轮的标准模数和压力角在法面上。 (T)
- 9、斜齿圆柱齿轮法面模数 m_n ，分度圆螺旋角 β ，齿数 z ，则分度圆直径 $d = m_n z \cos \beta$ (F)
- 10、斜齿圆柱齿轮分度圆螺旋角 β ，其法面压力角 α_n 和端压力角 α_t 的关系为 $\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta$ 。 (T)
- 11、斜齿圆柱齿轮传动的重合度大于相同端面模数的直齿圆柱齿轮的重合度。 (T)
- 12、斜齿圆柱齿轮不根切的最少齿数小于直齿圆柱齿轮的最少齿数。 (T)
- 13、斜齿圆柱齿轮的宽度和分度圆螺旋角越大，其重合度则越小。 (F)
- 14、两只斜齿圆柱齿轮只要法面模数相等、法面压力角相等，不论二者的分度圆螺旋角是否相等均能正确啮合。 (T)
- 15、斜齿圆柱齿轮分度圆螺旋角 β 过大，产生的轴向力很大，因此高速重载时可

- 采用人字齿轮， β 虽大但轴向力抵消。 (T)
- 16、直齿锥齿轮用来传递交错轴间的旋转运动。 (F)
- 17、直齿锥齿轮的标准模数和压力角在大端面上。 (T)
- 18、负变位齿轮分度圆齿槽宽小于标准齿轮的分度圆齿槽宽。 (F)
- 19、变位齿轮零传动即两只标准齿轮的传动。 (F)
- 20、变位齿轮负传动即两只负变位齿轮的传动。 (F)
- 21、变位齿轮正传动啮合角大于分度圆压力角。 (T)
- 22、标准齿轮不能与变位齿轮正确啮合。 (F)
- 23、斜齿圆柱齿轮传动调整中心距可采用改变分度圆螺旋角也可采用齿轮变位。 (T)
- 24、齿轮齿面的疲劳点蚀首先发生在节点附近齿顶表面。 (F)
- 25、软齿面齿轮的齿面硬度不超过350HBS。 (T)
- 26、一对传动齿轮，小齿轮一般应比大齿轮材料好，硬度高。 (T)
- 27、一对传动齿轮若大小齿轮选择相同的材料和硬度不利于提高齿面抗胶合能力。 (T)
- 28、闭式软齿面齿轮传动应以弯曲强度进行设计，以接触强度进行校核。 (F)
- 29、齿轮弯曲强度计算中，许用应力应选两齿轮中较小的许用弯曲应力。 (F)
- 30、选择齿轮精度主要取决于齿轮的圆周速度。 (T)
- 31、直齿锥齿轮强度计算时是以大端当量直齿圆柱齿轮为计算依据的。 (F)
- 32、齿根圆直径和轴头直径相近的应采用齿轮轴结构。 (T)
- 33、齿轮圆周速度大于12m / s的闭式传动不宜采用浸油润滑，而宜采用喷油润滑。 (T)
- 34、一对渐开线圆柱齿轮传动，当其他条件不变时，仅将齿轮传动所受载荷增为原载荷的4倍，其齿间接触应力亦将增为原应力的4倍。 (F)
- 35、两轴线垂直的直齿锥齿轮传动。两轮的径向力大小相等方向相反，两轮的轴向力小相等方向相反。 (F)

第六章 蜗杆传动

- 1、两轴线空间交错成 90° 的蜗杆传动中，蜗杆分度圆螺旋升角应与蜗轮分度圆螺旋角互为余角。 (F)
- 2、两轴线空间交错成 90° 的蜗杆传动中，蜗杆和蜗轮螺旋方向应相同。 (T)
- 3、蜗杆传动的主平面是指通过蜗轮轴线并垂直于蜗杆轴线的平面。 (F)
- 4、蜗杆的直径系数为蜗杆分度圆直径与蜗杆模数的比值，所以蜗杆分度圆直径越大，其直径系数也越大。 (F)
- 5、与齿轮传动相比，蜗杆传动的传动比大、结构紧凑、传动平稳，但效率较低，且齿面相对滑动大易发热磨损。 (T)
- 6、蜗杆传动一定反行程自锁。 (F)
- 7、蜗轮的转动方向完全取决于蜗杆的转动方向。 (F)
- 8、蜗杆传动的转速比 n_1 / n_2 等于其分度圆直径的反比 d_2 / d_1 。 (F)
- 9、蜗轮的齿顶圆直径并不是蜗轮的最大直径。 (T)
- 10、标准普通圆柱蜗杆传动的中心距是 $d = m(z_1 + z_2) / 2$ 。 (F)
- 11、标准普通圆柱蜗杆传动中蜗轮的齿根圆直径是 $d_{f2} = d_2 - 2.5m$ 。 (F)

- 12、两轴垂直交错的蜗杆传动、蜗杆的圆周力与蜗轮的轴向力相等相反，蜗杆的轴向力与蜗轮的圆周力相等相反。 (T)
- 13、蜗杆头数 z_1 、模数 m 和分度圆直径 d_1 确定以后，可以计算蜗杆分度圆柱上螺旋升角 $\lambda = \arctan(z_1 m / d_1)$ 。 (T)
- 14、选择蜗杆传动的润滑方法和润滑油的依据是蜗杆的圆周速度。 (F)
- 15、蜗杆的圆周速度为 v ，蜗杆分度圆柱螺旋升角为 λ ，则蜗杆齿面啮合处相对滑动速度 $v_s = v / \cos \lambda$ 。 (T)
- 16、蜗杆传动的强度计算主要是进行蜗轮齿面的接触强度计算。 (T)
- 17、对连续工作的闭式蜗杆传动设计计算除强度计算外还须进行热平衡计算。 (T)
- 18、变位蜗杆传动中应是蜗杆变位，而蜗轮不变位。 (F)
- 19、蜗轮常用较贵重的青铜材料制造是因为青铜抗胶合和耐磨、减摩性能好。 (T)
- 20、在蜗杆传动中，作用在蜗杆上的圆周力 F_{t1} 、径向力 F_{r1} 、轴向力 F_{a1} ，通常是轴向力 F_{a1} 为最大。 (T)
- 21、在标准蜗杆传动中，当蜗杆头数 z_1 一定时，若增大蜗杆直径系数 q ，将使传动效率提高。 (F)
- 22、蜗杆传动热平衡计算若不满足可采取增加散热面积、人工通风以及循环水冷却等散热措施。 (T)

第七章 轮系、减速器及无级变速传动

- 1、定轴轮系是指各个齿轮的轴是固定不动的。 (F)
- 2、单一周转轮系具有一个转臂。 (T)
- 3、单一周转轮系具有一个中心轮。 (F)
- 4、单一周转轮系中心轮和转臂的轴线必须重合。 (T)
- 5、行星轮系的自由度为2。 (F)
- 6、差动轮系的自由度为1， (F)
- 7、周转轮系中的两个中心轮都是运动的。 (F)
- 8、行星轮系中必有一个中心轮是固定的。 (T)
- 9、差动轮系中的两个中心轮都是运动的。 (T)
- 10、转化轮系的传动比可用定轴轮系求解，因此转化轮系中 $i_{gj} = n_g / n_j$ 值为由齿轮 G 到 J 间所有从动轮齿数相乘积与所有主动轮齿数相乘积的比值。 (F)
- 11、行星轮系和差动轮系的自由度分别为1和2，所以只有用差动轮系才能实现运动的合成或分解。 (T)
- 12、单一周转轮系转化轮系传动比计算公式算得 i_{gJ}^H 只能反映转化轮系中 n_g^H ， n_J^H 反向，不表明 n_g ， n_J 反向。 (T)

第八章 螺旋传动

- 1、与齿轮齿条传动相比，螺旋传动每转1圈的移动量可小得多。 (T)
- 2、与传导螺旋传动相比，传力螺旋传动通常工作速度较高，在较长时间内连续工作，要求具有较高的精度。 (F)
- 3、用于快速夹紧的夹具或锁紧装置中的差动螺旋应由不同方向的螺纹构成。 (T)

- 4、滑动螺旋传动的主要失效形式是螺纹磨损，螺杆直径是按轴向力和扭矩进行强度计算确定的。 (F)
- 5、对细长受压螺杆若计算不满足稳定性条件，最有效的措施是更换螺杆的材料。 (F)
- 6、与滑动螺旋传动相比，滚珠螺旋传动效率高，起动力矩小，磨损小，不能自锁，成本较高。 (T)

第九章 连杆机构

- 1、在以曲柄为原动件的曲柄摇杆机构中，最小传动角出现在曲柄与连杆共线处。 (F)
- 2、在以曲柄为原动件的曲柄滑块机构中，最小传动角出现在曲柄与滑块导路垂直处。 (T)
- 3、曲柄摇杆机构中，摇杆的极限位置出现在曲柄与机架共线处。 (F)
- 4、在以曲柄为原动件的对心曲柄滑块机构中滑块往返的行程速比系数 $K=1$ 。 (T)
- 5、在以摇杆为原动件的曲柄摇杆机构中，死点出现在曲柄与机架共线处。 (F)
- 6、导杆机构的压力角 $\alpha=90^\circ$ 。 (F)
- 7、双曲柄机构中用原机架对面的构件作为机架后，一定成为双摇杆机构。 (T)
- 8、双摇杆机构中用原机架对面的构件作为机架后，一定成为双曲柄机构。 (F)
- 9、铰链四杆机构中成为双摇杆机构必须最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和。 (F)
- 10、平面四杆机构中，是否存在死点，取决于主动件是否与连杆共线。 (F)
- 11、曲柄摇杆机构一定有急回运动。 (F)
- 12、死点存在是有害的，机构设计中一定要避免存在死点。 (F)
- 13、曲柄摇杆机构设计要实现预定的行程速比系数 K ，关键是保证该机构的极位夹角 $\theta=180^\circ(K-1)/(K+1)$ 。 (T)
- 14、对心曲柄滑块机构中，增加连杆长度可以增加滑块行程。 (F)

第十章 凸轮机构

- 1、基圆是凸轮实际廓线上到凸轮回转中心距离最小的为半径的圆。 (F)
- 2、加速度为无穷大引起的冲击为刚性冲击。 (T)
- 3、由速度有限值的突变引起的冲击为柔性冲击。 (F)
- 4、由加速度有限值的突变引起的冲击为柔性冲击。 (T)
- 5、减小滚子半径，滚子从动件盘形凸轮实际廓线外凸部分的曲率半径减小。 (F)
- 6、凸轮机构的从动件按等加速等减速运动规律运动时，产生柔性冲击。 (T)
- 7、凸轮机构的从动件按简谐运动规律运动时，不产生冲击。 (F)
- 8、若要使凸轮机构压力角减小，应增大基圆半径。 (T)
- 9、垂直于导路的直动平底从动件盘形回转凸轮机构压力角恒为 0° 。 (T)
- 10、对于直动从动件盘形回转凸轮机构，在其他条件相同的情况下，偏置直动从动件与对心直动从动件相比，两者在推程段最大压力角一定是偏置比对心小。 (F)

第十一章 间隙运动机构

- 1、棘轮机构将连续回转运动转变为单向间歇回转。 (F)
- 2、槽轮机构将往复摆动运动转变为单向间歇回转。 (F)
- 3、齿式棘轮机构可以实现任意角度间歇回转运动。 (F)
- 4、在单向间歇运动机构中，槽轮机构既可避免柔性冲击，又可避免刚性冲击。 (T)
- 5、设计棘轮机构时，棘轮齿间偏角必须小于齿与爪间的摩擦角。 (F)
- 6、槽数为 z 的单销槽轮机构的运动系数为 $(z-2)/(2z)$ 。 (T)
- 7、槽轮机构的锁止弧的作用是当圆销不在槽轮槽内时槽轮静止不动被锁住，圆销在槽内时可以驱动槽轮转动。 (T)
- 8、单销槽轮机构运动系数， ≤ 0.5 。 (F)
- 9、拨盘同一回转半径上均匀分布 n 个圆销，槽轮的槽数为 z ，其运动系数 $\tau=n(z-2)/(2z)$ 。 (T)
- 10、不完全齿轮机构上安装瞬心线附加杆的目的是为了改变瞬心位置。 (F)

第十二章 轴

- 1、固定不转动的心轴其所受的应力不一定是静应力。 (T)
- 2、转动的心轴其所受的应力类型一定是对称循环应力。 (T)
- 3、轴的应力类型与其所受载荷的类型应是一致的。 (F)
- 4、只传递转矩而不承受弯矩的轴是转轴。 (F)
- 5、既传递转矩又承受弯矩的轴是传动轴。 (F)
- 6、中碳钢制造的轴改用合金钢制造，无助于提高轴的刚度。 (T)
- 7、铸铁抗弯强度差，传动轴不承受弯矩，故常用铸铁制造。 (F)
- 8、合金钢的力学性能比碳素钢高，故轴常用合金钢制造。 (F)
- 9、轴常作成阶梯形主要是实现轴上零件轴向定位和便于轴上零件的拆装。 (T)
- 10、阶梯形轴设计成两端细中间粗主要是考虑接近等强度而并非是为了便于轴上零件的拆装。 (F)
- 11、为保证轴上零件靠紧轴肩定位面，轴肩的圆弧半径应大于该零件轮毂孔的倒角或圆角半径。 (F)
- 12、用套筒、螺母或轴端挡圈作轴上零件轴向定位时，应使轴段的长度大于相配轮毂宽度。 (F)
- 13、按转矩估算轴的直径，因未计算弯矩，因此不够安全。 (F)
- 14、发生共振时轴的转速称为轴的临界转速，它是轴系结构本身所固有的，因此应使轴的工作转速避开其临界转速。 (T)
- 15、实心圆轴的强度与直径的四次方成正比，刚度与直径的三次方成正比。 (F)

第十四章 滚动轴承

- 1、滚动轴承中保持架的作用是保持滚动体不在离心力作用下飞出去。 (F)
- 2、滚动轴承中有无保持架对轴承的承载能力和极限转速没有影响。 (F)
- 3、两个轴承的代号为6222和62 / 22其内径是不相同的。 (T)
- 4、滚动轴承中公称接触角越大，轴承承受轴向载荷的能力就越小。 (F)
- 5、代号相同的滚动轴承，在相同的使用条件下，其寿命相同。 (F)

- 6、某一滚动轴承的基本额定动载荷与其所受载荷无关。 (T)
- 7、一批同型号的滚动轴承，在相同条件下运转，其中10%的轴承已发生疲劳点蚀，而90%的轴承尚未发生疲劳点蚀时所能达到的总转数称为轴承的基本额定寿命。 (T)
- 8、滚动轴承的基本额定寿命是一批同代号的轴承统计值，对于某一具体的轴承而言实际使用寿命一定大于基本额定寿命。 (F)
- 9、一批同代号的滚动轴承，其基本额定寿命为 $10^6 r$ 时所能承受的最大载荷称为轴承的基本额定动载荷。 (T)
- 10、某轴用一对角接触球轴承反向安装，两轴承的径向载荷不等，轴上无轴向外载荷，则该两轴承当量动载荷计算公式中的轴向载荷一定不相等。 (F)
- 11、某滚动轴承当所受当量动载荷增加时，其基本额定动载荷将减小。 (F)
- 12、其他条件不变，若将作用在球轴承上的当量动载荷增加1倍，则该轴承的基本额定寿命将降至原来的 $1/2$ 。 (F)
- 13、其他条件不变，若将滚动轴承的转速减小到原来的 $1/2$ ，则该轴承的基本额定寿命将增加1倍。 (T)
- 14、滚动轴承寿命计算公式中寿命指数 ϵ 对球轴承为 $1/3$ 。 (F)
- 15、角接触轴承因承受径向载荷而产生派生轴向力，其方向为使滚动体自外圈分离的方向。 (T)
- 16、跨距较大，承受较大径向力，轴的弯曲刚度较低时应选用调心轴承。 (T)
- 17、深沟球轴承极限转速很高，高速时可用来代替推力球轴承。 (T)
- 18、滚子轴承允许内外圈的角偏差较球轴承大。 (F)
- 19、某轴用圆柱滚子轴承作游动支承，该轴承的外圈在轴承孔中必须保证能自由轴向游动。 (F)
- 20、滚动轴承寿命计算针对疲劳点蚀，静强度计算针对塑性变形进行。 (T)
- 21、滚动轴承的外圈与轴承孔的配合应采用基孔制。 (F)
- 22、滚动轴承所受轴向载荷应为其内部派生轴向力与轴向外载荷的合力。 (F)
- 23、同一代号的滚动轴承其基本额定动载荷相同。 (T)

第十五章 联轴器、离合器和制动器

- 1、用联轴器联接的轴是端部对接，它与齿轮传动、带传动等的轴间联系是不同的。 (T)
- 2、用联轴器联接的轴可在工作运转中使它们分离。 (F)
- 3、离合器常用于两联接轴需要经常换向的场合。 (F)
- 4、制动器通过摩擦消耗机器的功能使其迅速减速或制动。 (T)
- 5、万向联轴器适用于轴线有交角或距离较大的场合。 (T)
- 6、在载荷具有冲击、振动，且轴的转速较高、刚度较小时一般选用刚性可移式联轴器。 (F)
- 7、两轴线交角为 α 的单万向联轴器，主动轴以 ω_1 等角速度回转，从动轴角速度 ω_2 在 $\omega_1 / \cos \alpha \sim \omega_1 \cos \alpha$ 范围内波动。 (T)
- 8、采用双万向联轴器就能使主动轴、从动轴运转严格同步。 (F)
- 9、对低速、刚性大、对中心好的短轴，一般选用刚性固定式联轴器。 (T)
- 10、联轴器和离合器的主要作用是补偿两被联接轴的不同心或热膨胀。 (F)
- 11、两轴的偏角位移达 30° ，宜采用十字滑块联轴器。 (F)
- 12、牙嵌离合器只能在低速或停车时进行接合。 (T)

- 13、起重装置中制动器应设置为常开式，车辆中制动器应设置为常闭式。（ F ）
- 14、从减少制动力矩而言，制动器宜尽量设置在转速低的轴上。（ F ）