

螺纹连接

一、 选择题

1. 当螺纹公称直径、牙型角、螺纹线数相同时，细牙螺纹的自锁性能比粗牙螺纹的自锁性能 A。
- A. 好 B. 差 C. 相同 D. 不一定。
2. 在螺栓连接中，有时在一个螺栓上采用双螺母，其目的是 C。
- A. 提高强度 B. 提高刚度
C. 防松 D. 减小每圈螺纹牙上的受力。
3. 螺栓的材料性能等级标成 6.8 级，其数字 6.8 代表 A。
- A. 对螺栓材料的强度要求 B. 对螺栓的制造精度要求
C. 对螺栓材料的刚度要求 D. 对螺栓材料的耐腐蚀性要求
4. 受轴向工作载荷的紧螺栓连接中，螺栓受到的总拉力 F_0 与预紧力 F 、残余预紧力 F'' 和工作拉力 F 之间的关系为 B。
- A. $F_0 = F' + F$ B. $F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$ C. $F_0 = F' + F''$
5. 当铰制孔用螺栓组连接承受横向载荷或旋转力矩时，该螺栓组中的螺栓 D。
- A. 必受剪切力作用 B. 必受拉力作用
C. 同时受到剪切与拉伸 D. 既可能受剪切，也可能受到挤压作用
- ★ 6. 螺栓强度等级为 6.8 级，则螺栓材料的最小屈服极限近似为 A。
- A. 480 MPa Max B. 6 MPa
C. 8 MPa D. 0.8 MPa
7. 下列四种螺纹中，自锁性能最好的是 B。
- A. 粗牙普通螺纹 B. 细牙普通螺纹
C. 梯形螺纹 D. 锯齿形螺纹
8. 用于联接的螺纹多为普通螺纹，这是因为普通螺纹 C。

- A、传动效率好； B、防振性能好；
C、牙根强度高，自锁性能好； D、自锁性能差。

★ 9. 当常拆装的两个被联接件加工成一个通孔一个盲孔时，宜采用 B 。

- A、螺栓联接； B、双头螺柱联接；
C、螺钉联接； D、紧定螺钉联接。

★ 10. 当两个被联接件不太厚，便于加工成通孔时，宜采用 A 。

- A、螺栓联接； B、双头螺柱联接；
C、螺钉联接； D、紧定螺钉联接。

11. 对于普通螺栓联接，在拧紧螺母时，螺栓所受的载荷是 D 。

- A、拉力； B、扭矩；
C、压力； D、拉力和扭矩；

二、 填空题

12.

13. 在螺纹联接中最常用的螺纹牙型是 三角形 螺纹。

14. 采用凸台或沉头座孔作为螺栓头或螺母的支承面是为了减小和避免
螺栓受附加弯曲应力 。

15. 普通螺栓连接的凸缘联轴器是通过 摩擦力矩 传递转矩的； 铰制
孔螺栓连接的凸缘联轴器是通过 剪切与挤压 传递转矩的。

★ 16. 按照平面图形的形状，螺纹分为 三角形螺纹 、 梯形螺
纹 和 锯齿形螺纹 等。

17. 普通三角形螺纹的牙型角为 60 度。而梯形螺纹的牙型角为 30 度。

18. 常用连接螺纹的旋向为 右 旋。

★ 19. 三角形螺纹包括 普通 螺纹和 圆柱管 螺纹两种。

20.

三、 判断题

1. 螺栓联接中的螺栓受横向载荷时只需计算剪切强度和挤压强度。

(×)

2. 在螺纹联接中，采用加高螺母以增加旋和圈数的办法对提高螺栓的强度并没有多少作用。（ ）
3. 一般连接螺纹常用粗牙螺纹。（ ）
4. 普通螺纹多用于联接，梯形螺纹多用于传动。（ ）
5. 为了提高受轴向变载荷螺栓联接的疲劳强度，可以增加螺 栓刚度。
（ × ）
6. 横向载荷的铰制孔精配螺栓联接，螺栓的抗拉强度不需要进行计算。
（ ）

四、 简答题

- ☆ 1. 简述螺纹连接为什么要防松及防松方法。（4分）

答：在冲击、振动或变载荷的作用下，螺旋副间的摩擦力可能减小或瞬间消失，这种现象多次重复后，就会使联接松脱。在高温或温度变化较大的情况下，由于螺纹联接件和被联接件的材料发生蠕变和应力松弛，也会使联接中的预紧力和摩擦力逐渐减小，最终导致联接失效。因此螺纹联接需要防松。

防松方法：摩擦防松，机械防松，破坏螺纹副的相对转动防松（永久防松）。

- ☆ 2. 简述提高螺纹连接强度的措施。（4分）

答：1，降低影响螺栓疲劳强度的应力幅； 2，改善螺纹牙间载荷分配不均的现象；
3，减小应力集中和避免附加弯曲应力； 4，采用合理的制造工艺方法。

3. 螺栓组连接的设计应考虑的因素有哪些？（4分）

答：1.连接接合面的几何形状通常设计轴对称的简单几何形状； 2.螺栓的布置应使各螺栓的受力合理； 3.螺栓的排列应有合理的间距，边距； 4.同一螺栓组中，螺栓的材料，直径和长度用相同； 5 分布在同一圆周上的螺栓数目应取成偶数；
6.工艺上保证被连接件，螺母和螺栓头部的支承面平整，并与螺栓轴线相垂直。

4. 简述螺栓组连接的四种典型受载情况。（4分）

答：1，受横向载荷的螺栓组连接； 2，受转矩的螺栓组连接； 3，受轴向载荷的螺栓组连接； 4，受翻转力矩的螺栓组连接。

5. 简述螺纹连接的基本类型及各自应用场合。（4分）

答：1，螺栓连接：用于被连接件不太厚和两边有足够的装配空间的场合； 2，双头螺柱连接：适用于结构上不能采用螺栓连接且需要经常装拆时的场合； 3，螺钉连接：多用于受力不大，不需要经常装拆的场合； 4，紧定螺钉连接：用于固定两个零件的相对位置，并传递不大的力或转矩的场合。

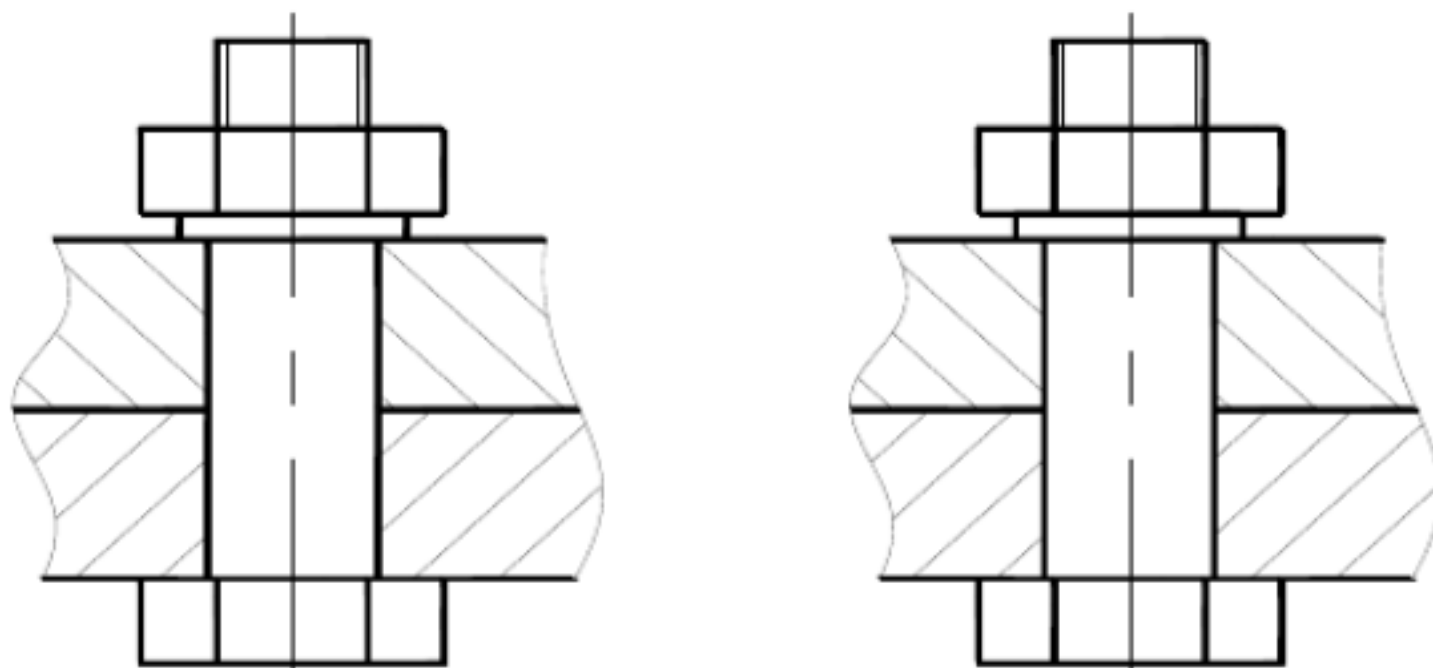
6. 按扭转强度条件进行轴的计算的应用场合是什么？（4分）

答：这种方法是只按轴所受的扭矩来计算轴的强度，如果还受有不大的弯矩时，则用降低许用扭转切应力的办法予以考虑。 这种计算方法简便，但计算精度较低。它主要用于下列情况： 1) 传递以转矩为主的传动轴； 2) 初步估算轴径以便进行结构设计； 3) 不重要的轴。

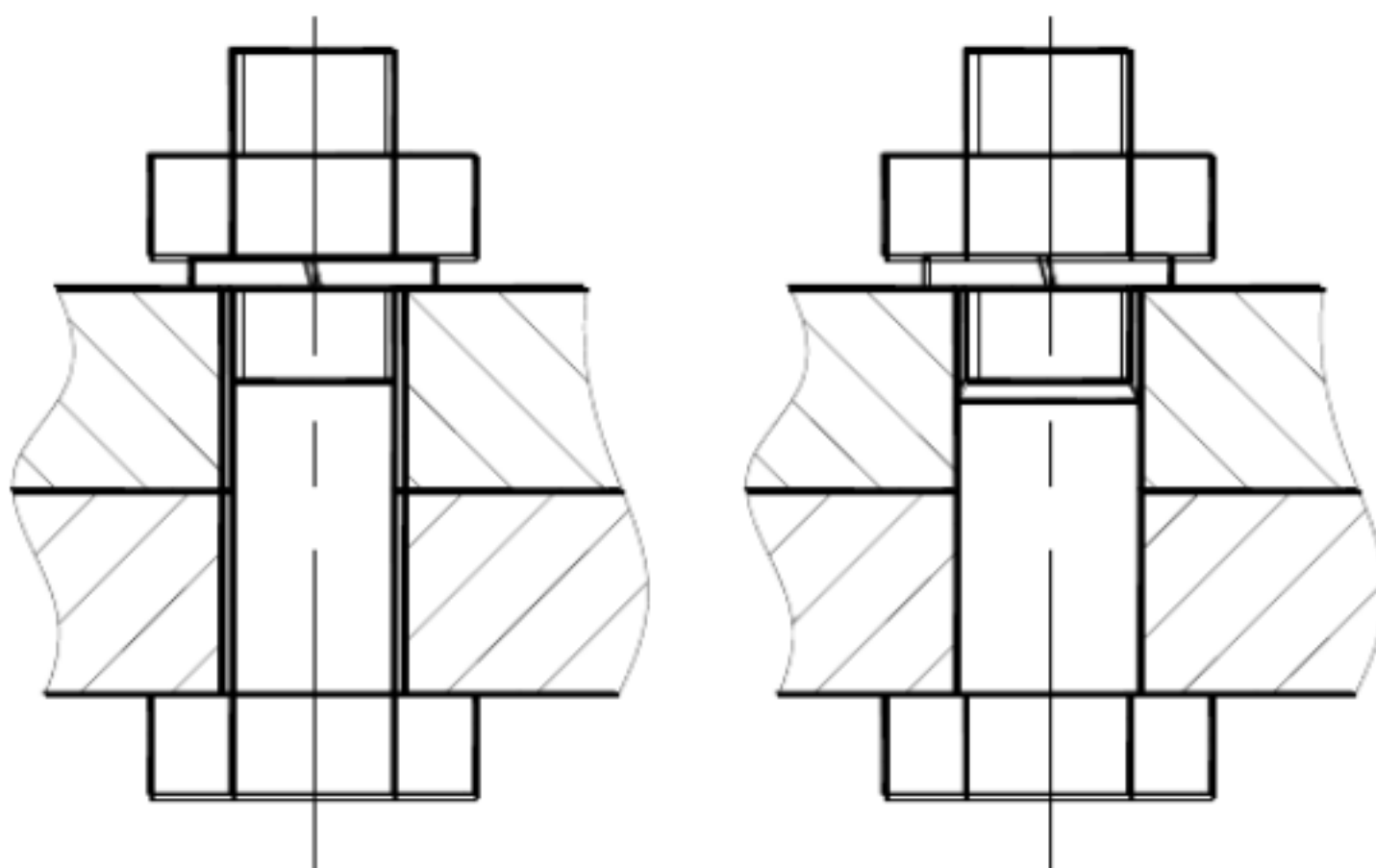
五、 分析计算题（10分）

六、 结构题（ 5 分）

1. 下图分别用六角头 M16 的普通螺栓、六角头 M16 的铰制孔螺栓连接两块厚度为 20mm 的钢板，采用弹簧垫圈，补画出其余结构线条，并注明那个是普通螺栓连接，那个是铰制孔螺栓连接（ 4 分）。



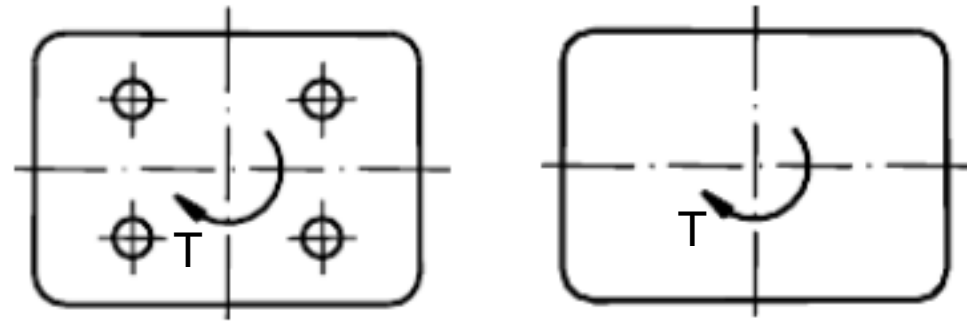
解：



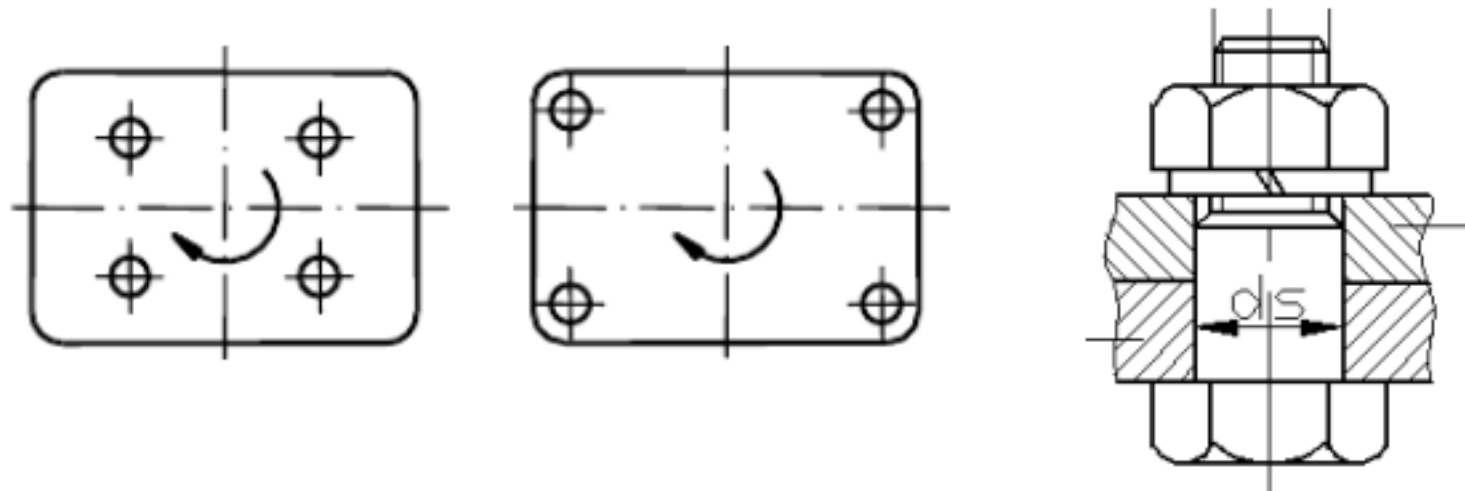
普通螺栓连接（ 2 分）

铰制孔螺栓连接（ 2 分）

2. 如图连接面受转矩作用，利用四个螺栓完成连接，重新布置螺栓组使其受力更为合理，并在右边画出铰制孔用螺栓连接结构示意图。（6分）



解：



评分标准：螺栓位置（2分） 铰制孔用螺栓连接（4分）

轮毂连接

七、 选择题

3. 切向键联接的斜度是做在 C 上的。
 A. 轮毂键槽底面 B. 轴的键槽底面
 C. 一对键的接触面 D. 键的侧面
4. 花键连接的主要缺点是 B。
 A. 应力集中 B. 成本高 C. 对中性与导向性差 D. 对轴削弱
5. 平键标记：键 B16×70 GB1096-79，B 表示 C 平键，16×70 表示 F。
 A. 圆头 B. 单圆头 C. 方头 D. 键宽×轴径
 E. 键高×轴径 F. 键宽×键长 G. 键高×键长
6. 对中性好、常用于轴端为锥形表面连接中的键是 B。
 A. 普通平键 B. 半圆键 C. 切向键

7. 采用两个平键联接时，一般设在相隔 D 。
- A . 0° B . 90° C . $120^{\circ} - 135^{\circ}$ D . 180°
8. 设计键连接时，键的截面尺寸 $b \times h$ 通常根据 C 由标准中选择
- A. 传递转矩的大小 B. 传递功率的大小
- C. 轴的直径 D. 轴的长度
9. 在同一轴段上，若采用两个平键时，一般设在 D 的位置。
- A、同一母线； B、相隔 90° ； C、相隔 120° ； D、相隔 180° 。
- ✱ 10. 一般采用 B 加工 B 型普通平键的键槽。
- A、指状铣刀； B、盘形铣刀； C、插刀； D、车刀。
- ✱ 11. 普通平键联接的主要用途是使轴与轮毂之间 C。
- A、沿轴向固定并传递轴向力； B、安装与拆卸方便；
- C、沿周向固定并传递转矩。
12. 设计键连接时，键的截面尺寸 $b \times h$ 通常根据 C 由标准中选择。
- A、传递转矩的大小 B、传递功率的大小
- C、轴的直径 D、轴的长度

八、 填空题

1. 轴上零件的周向固定常用的方法有 键连接、花键连接、销和过盈配合。
2. 导向平键的工作面是 键的两侧面，导向平键连接的主要失效形式是 工作面的过渡磨损。
3. 平键的长度通常由 轮毂长 确定，横截面尺寸通常由 轴径 确定。
4. 键的剖面尺寸是由 轴径 确定的，而键长是由 轮毂长 确定的。
5. 圆柱销和圆锥销的作用有 定位、传递横向力和转矩 和 安全保护 三种。
6. 普通平键的工作面是 两侧面，其主要失效形式为 工作面被压溃，其剖面尺寸 $b \times h$ 是根据 轴径 来选择的。
7. 单圆头平键（C 型）用于轴的 端部。

8. 在平键联接中，静联接应校核 挤压 强度；动联接应校核 耐磨性 强度。
9. 在平键联接工作时，是靠 键 和 键槽 侧面的挤压传递转矩的。
10. 花键联接的主要失效形式，对静联接是 齿面的压溃，对动联接是 磨损。

九、 简答题

11. 与平键对比，花键连接的优点有哪些？（ 4 分）

答：键齿数较多且受载均匀，故可承受很大的载荷；因键槽较浅，对轴，毂的强度削弱较轻；轴上零件与轴的对中性好，导向性好。

12. 简述花键联接的优缺点（ 4 分）。

答：优点：键齿数较多且受载均匀，故可承受很大的载荷；因键槽较浅，对轴，毂的强度削弱较轻；轴上零件与轴的对中性好，导向性好。

缺点：需要专门的设备加工，成本较高

13. 如何选取普通平键的尺寸 $b \times h \times L$ ？（ 4 分）

答： $b \times h$ 按轴的直径 d 由标准选定，键的长度 L 值一般可按轮毂的长度而定，键的长度一般略短于轮毂的长度，所以长度 L 应符合键的标准长度系列值。

14. 简述普通平键的类型、特点和应用。（ 4 分）

答：普通平键用于轴毂间无轴向相对滑动的静连接，按其端部形状分为圆头（ **A** 型），平头（ **B** 型）和单圆头（ **C** 型）三种。采用圆头或单圆头平键时，轴上的键槽用端铣刀铣出，轴上键槽端部的应力集中较大，但键的安装比较牢固。采用平头平键时，轴上的键槽用盘铣刀铣出，轴的应力集中较小，但键的安装不牢固，需要用螺钉紧固。单圆头平键用于轴伸处，应力较少，轮毂上的键槽一般用插刀或拉刀加工而成。

十、 分析计算题（ 10 分）

带传动

十一、 选择题

15. 带传动在工作时产生弹性滑动，是由于 C。
- A. 包角 太小 B. 初拉力 F_0 太小
- C. 紧边与松边拉力不等 D. 传动过载
16. 选取 V 带型号，主要取决于 A。
- A. 带传递的功率和小带轮转速 P 和 n B. 带的线速度
- C. 带的紧边拉力 D. 带的松边拉力
17. 带张紧的目的是 D。
- A. 减轻带的弹性滑动 B. 提高带的寿命
- C. 改变带的运动方向 D. 使带具有一定的初拉力
18. 带传动不能保证准确的传动比，其原因是 C。
- A. 带容易变形和磨损 B. 带在带轮上出现打滑
- C. 带传动工作时发生弹性滑动 D. 带的弹性变形不符合虎克定律
19. 中心距一定的带传动，小带轮上包角的大小主要由 D 决定
- A. 小带轮直径 B. 大带轮直径
- C. 两带轮直径之和 D. 两带轮直径之差
20. 若忽略离心力影响时，刚开始打滑前，带传动传递的极限有效拉力 F_{elim} 与初拉力 F_0 之间的关系为 C。
- A. $F_{elim} = 2F_0 e^{f_v \alpha} / (e^{f_v \alpha} - 1)$ B. $F_{elim} = 2F_0 (e^{f_v \alpha} + 1) / (e^{f_v \alpha} - 1)$
- C. $F_{elim} = 2F_0 (e^{f_v \alpha} - 1) / (e^{f_v \alpha} + 1)$ D. $F_{elim} = 2F_0 (e^{f_v \alpha} + 1) / e^{f_v \alpha}$
21. 采用张紧轮的带传动，如果张紧的目的是为了保持一定的初张力 F_0 ，则张紧轮一般应放在松边 D 位置上。如果张紧的目的主要是为了增加小带轮的包角 α_1 ，则张紧轮应放在松边 B 的位置上。
- A. 内侧靠近小带轮 B. 外侧靠近小带轮
- C. 外侧靠近大带轮 D. 内侧靠近大带轮

22. V 带传动主要依靠 B 传递运动和动力。
A、带的紧边拉力； B、带和带轮接触面间的摩擦力； C、带的预紧力；
23. 带传动工作时产生弹性滑动是因为 B。
A、带的预紧力不够； B、带的紧边和松边拉力不等；
C、带绕过带轮时有离心力； D、带和带轮间摩擦力不够。
- ☆ 24. V 带传动设计中，选取小带轮基准直径的依据是 A。
A、带的型号； B、带的速度； C、主动轮转速； D、传动比。
- ☆ 25. 带传动打滑总是 A。
A、在小轮上先开始； B、在大轮上先开始； C、在两轮上同时开始。
26. 在一般传递动力的机械中，主要采用 C 传动。
A、平带； B、同步带； C、V 带； D、多楔带。
27. 带传动正常工作时不能保证准确的传动比是因为 D。
A、带的材料不符和胡克定律； B、带容易变形和磨损；
C、带在带轮上打滑； D、带的弹性滑动。

十二、 填空题

28. 带传动中，带的弹性滑动是带传动的 固有 特性，是 不可 避免的；而打滑则是 可以避免。
29. 传动带所能传递的最大有效圆周力 F_{\max} 与 初拉力、包角、摩擦系数 等因素有关，它们的值越大， F_{\max} 就越大。
30. 带传动的最大有效拉力随预紧力的增大而增大，随包角的增大而 增大，随摩擦系数的增大而 增大，随带速的增加而 减小。
31. 带传动中，带每转一周受 拉应力 应力和 弯曲应力 作用，最大应力发生在 带的紧边进入小带轮处。
32. V 带轮有实心式、孔板式、腹板式和椭圆轮辐式四种典型结构形式。
33. 带传动的主要失效形式 疲劳断裂和打滑。

十三、 判断题

34. V 带传动一般是多根带同时工作，因而与平带相比，其优点之一是传动中某根带疲劳损坏后可单独更换。（ × ）
35. 带传动的弹性滑动是由带的预紧力不够引起的。（ × ）
36. 在带传动中，传动带的最大应力发生在带开始绕入主动轮的那一点处。（ ）
37. 带的工作应力中，由离心力引起的离心拉应力在带的各截面上都一样。（ × ）
38. 带传动设计，当小带轮包角经验算不合格时，可以适当增加中心距或减少传动比来满足。（ ）

简答题

39. 试分析影响带传动所能传递最大有效圆周力 F_{\max} 的主要因素。（4分）
40. 试分析带传动所能传递最大有效拉力 F_{\max} 的主要影响因素。（4分）
- 答：带传动所能传递最大有效拉力 F_{\max} 的主要影响因素有：1，初拉力，2，小带轮包角；3，摩擦系数；增大初拉力，增大小带轮包角，增大摩擦系数可以提高传动的最大有效拉应力

十四、 分析计算题（ 10 分）

链传动

十五、 选择题

41. 与齿轮传动相比较，链传动的优点是 _____D_____。
- A. 传动效率高 B. 工作平稳，无噪声
- C. 承载能力大 D. 能传递的中心距大 远距离

★ 42. 在一定转速下，要减轻链传动的运动不均匀性和动载荷，应 D。

- A. 增大链节距和链轮齿数 B. 减小链节距和链轮齿数
C. 增大链节距，减小链轮齿数 D. 减小链条节距，增大链轮齿数

43. 两轮轴线不在同一水平面的链传动，链条的紧边应布置在上面，松边应布置在下面，这样可以使 B。

- A. 链条平稳工作，降低运行噪声 B. 松边下垂量增大后不致与链轮

卡死

- C. 链条的磨损减小 D. 链传动达到自动张紧的目的

★ 44. 链传动设计中，选中心距为 C 可认为是最合适的。（P 为链节距）

- A. (10 ~ 20) P B. (20 ~ 30) P
C. (30 ~ 50) P D. (50 ~ 80) P

45. 链传动作用在轴和轴承上的载荷比带传动要小，这主要是因为 C。

- A. 链传动只用来传递较小功率
B. 链速较高，在传递相同功率时，圆周力小
C. 链传动是啮合传动，无需大的张紧力
D. 链的质量大，离心力大

46. 链条的节数宜采用 B。

- A、奇数； B、偶数； C、5 的倍数； D、10 的倍数。

47. 在一定转速下，要减轻链传动的运动不均匀和动载荷，应 D。

- A、增大链节距和链轮齿数；
B、减小链节距和链轮齿数；
C、增大链节距，减小链轮齿数；
D、减小链条节距，增大链轮齿数。

48. 与齿轮传动相比，链传动的优点是 D。

- A、传动效率高； B、工作平稳，无噪声；
C、承载能力大； D、能传递的中心距大。

★ 49. 为了限制链传动的动载荷，在链节距和小链轮齿数一定时，应限制 A。

- A、小链轮的转速； B、传递的功率；
C、传动比； D、传递的圆周力。

十六、 填空题

50. 决定套筒滚子链传动承载能力的主要参数是 链节距；链传动的运动特性是指 运动的不均匀性 和 动载荷。
51. 若不计链传动中的动载荷，则链的紧边受到的拉力由 有效圆周力、离心拉力 和 悬垂拉力 三部分组成。
52. 按链传动的用途，套筒滚子链和齿形链属于 传动链。
53. 在滚子链的结构中，内链板与套筒之间、外链板与销轴之间采用 过盈 配合，滚子与套筒之间、套筒与销轴之间采用 间隙 配合。
54. 多排链传动的排数不宜超过 4 排，其原因是 多排受力不均匀。
55. 链传动的 平均 传动比恒定，而 瞬时 传动比是变化的。
56. 链传动中，小链轮的齿数越多，则传动平稳性越 好。
57. 链传动瞬时传动比表达式是：

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta}$$

平均传动比表达式是： $i = z_2/z_1$ 。

58.

十七、 判断题

24. 多边形效应是链传动的固有特性，形成链传动的规则性振动。（ ）

十八、 简答题

59. 链传动的主要失效形式有哪些？（ 4 分）

答：1，链条的疲劳损坏； 2，链条的铰链磨损； 3,链条铰链胶合； 4，链条过载拉断。

60. 链传动有哪些优缺点？（ 4 分）

答：优点：链传动具有传动功率大，传动中心距大，结构简单，制造和使用精度要求不高，成本低；能够在高温，多尘，油污等恶劣环境中工作的优点；

缺点：瞬时传动比不恒定，传动中产生冲击和噪声，高速传动平稳性较差，只能使用于平行轴间传动，不宜使用于高速或载荷变化较大等场合的缺点。

61. 链传动有哪些优缺点？（ 4 分）

62. 链在传动中的主要作用力有哪些？松边拉力 F_2 等于多少？（ 4 分）

答：链在传动中的主要作用力有：有效圆周拉力 F ，离心力 F_c ，悬垂拉力 F_y 。

松边拉力 $F_2 = F_c + F_y$ 。

十九、 分析计算题（ 10 分）

圆柱齿轮

二十、 选择题

63. 一减速齿轮传动，主动轮 1 用 45 号钢调质，从动轮用 45 号钢正火，则它们齿面接触应力的关系是 B。

- A. $\sigma_{H1} > \sigma_{H2}$ B. $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ C. $\sigma_{H1} < \sigma_{H2}$

★ 64. 在一般工作条件下，齿面硬度 HB 350 的闭式齿轮传动，通常的主要失效形式为 B。

- A. 轮齿疲劳折断 B. 齿面疲劳点蚀
C. 齿面胶合 D. 齿面塑性变形

★ 65. 设计一对减速软齿面齿轮传动时，从等强度要求出发，大、小齿轮的硬度选择时，应使 B。

- A. 两者硬度相等 B. 小齿轮硬度高于大齿轮硬度
C. 大齿轮硬度高于小齿轮硬度 D. 小齿轮采用硬齿面，大齿轮采用软齿面

66. 对于齿面硬度 350HBS 的闭式钢制齿轮传动，其主要失效形式为 C。

- A. 轮齿疲劳折断 B. 齿面磨损
C. 齿面疲劳点蚀 D. 齿面胶合

67. 一对标准渐开线圆柱齿轮要正确啮合，它们的 B 必须相等。

- A. 直径 d B. 模数 m C. 齿宽 b D. 齿数 z

68. 设计闭式软齿面直齿轮传动时，选择齿数 Z_1 ，的原则是 D。

- A. Z_1 越多越好 B. Z_1 越少越好
C. $Z_1 = 17$ ，不产生根切即可 D. 在保证轮齿有足够的抗弯疲劳

强度的前提下，齿数选多些有利

★ 69. 下列齿轮参数中，对齿形系数 Y_F 没有影响的是 E。

- A. 齿数 B. 变位系数 C. 齿顶高系数 D. 压力角 E. 模数。

70. 在一般工作条件下，齿面硬度 HB 350 的闭式齿轮传动，通常的主要失效形式为 B。

- A. 轮齿疲劳折断 B. 齿面疲劳点蚀
C. 齿面胶合 D. 齿面塑性变形

★ 71. 在圆柱齿轮传动中，轮齿的齿面接触疲劳强度主要取决于 C。

- A. 模数； B. 齿数； C. 中心距； D. 压力角。

★ 72. 齿轮的齿面疲劳点蚀经常发生在 D。

- A. 靠近齿顶处； B. 靠近齿根处；
C. 节线附近的齿顶一侧； D. 节线附近的齿根一侧。

★ 73. 保持直齿圆柱齿轮传动的中心距不变，增大模数 m ，则 A。

- A. 轮齿的弯曲疲劳强度提高； B. 齿面的接触强度提高；
C. 弯曲与接触强度均可提高； D. 弯曲与接触强度均不变。

★ 74. 其他条件不变，将齿轮传动的载荷增为原来的 \uparrow 4 倍，其齿面接触应力 \downarrow B。

- A. 不变； B. 增为原应力的 2 倍；
C. 增为原应力的 4 倍； D. 增为原应力的 16 倍。

75. 在圆柱齿轮减速器中，一般小齿轮的宽度 b_1 A 大齿轮的宽度 b_2 。

- A. 大于； B. 小于； C. 等于。 小齿轮宽度，硬度更大

76. 在下面的各种方法中， A 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 。

二十一、 填空题

77. 直齿圆锥齿轮的强度可近似按 齿宽中点处的当量圆柱齿轮 强度进行计算。
78. 对于开式齿轮传动，虽然主要失效形式是 齿面磨损，但目前尚无成熟可靠的计算方法，故按 齿根弯曲疲劳 强度计算。这时影响齿轮强度的主要几何参数是 模数。
79. 在一般机械中的圆柱齿轮传动，往往使小齿轮齿宽 b_1 大于 大齿轮齿宽 b_2 ；在计算齿轮强度时，工作齿宽 b 应取 大齿轮齿宽 b_2 。
80. 对于硬齿面闭式齿轮传动，其齿面接触承载能力较高，故通常先按 齿根弯曲疲劳 强度进行设计，然后校核 齿面接触疲劳 强度。
81. 比较成熟和常用的齿轮设计依据和计算方法有 齿面接触疲劳强度 和 齿根弯曲疲劳强度。
82. 锻造齿轮结构形式包括齿轮轴、整体式和 腹板式 等。

二十二、 判断题

83. 齿轮的动载系数 K_v 是考虑主、从动齿轮啮合振动产生的内部附加动载荷对齿轮载荷的影响系数。为了减小内部附加动载荷，可采用修缘齿。
()
84. 一对相啮合的齿轮，若大小齿轮的材料、热处理情况相同，则它们的工作接触应力和许用接触应力均相等 (×)
85. 齿轮轮毂宽度应该比与之相配合的轴段长度长 2-3mm，是为了实现零件轴向的可靠定位。()
86. 一对啮合齿轮的大、小齿轮的齿面接触应力一般是不相等的。 (×)
87. 一对啮合齿轮的大、小齿轮的齿根弯曲应力一般是相等的。 (×)
88. 直齿锥齿轮的强度计算是在轮齿小端进行。 (×)

二十三、 简答题

89. 简述齿轮传动的失效形式和开式齿轮传动的设计准则。 （4分）

答：齿轮传动失效形式有：齿体失效包括 1，弯曲疲劳失效； 2，过载折断； 3，弯曲塑性变形；齿面失效包括 1，齿面点蚀和齿面剥落； 2，齿面严重磨损； 3，齿面胶合； 4 齿面塑性流动。

开式齿轮传动的设计准则： 齿面磨损是其主要失效形式， 通常借用齿根弯曲疲劳强度进行设计，再将计算确定的模数增大 10%的办法，来考虑磨粒磨损对轮齿强度的削弱的影响，而无需校核接触强度。

90. 试述齿轮传动的设计准则。 （4分）

答：（1）软齿面闭式齿轮传动：通常先按齿面接触疲劳强度进行设计， 然后校核齿根弯曲疲劳强度。 （2）硬齿面闭式齿轮传动：通常先按齿根弯曲疲劳强度进行设计，然后校核齿面接触疲劳强度。 （3）高速重载齿轮传动，还可能出现齿面胶合，故需校核齿面胶合强度。 （4）开式齿轮传动：目前多是按齿根弯曲疲劳强度进行设计，并考虑磨损的影响将模数适当增大（加大 10~15%）

91. 齿轮传动中的载荷系数 K 为四个系数的乘积， $K=K_A K_V K_H K_F$ ，分别说明 K_V 和 K 的名称及引入该系数是为了考虑哪些方面的影响。 （4分）

答：动载系数 K_V 考虑齿轮制造精度， 运转速度对轮齿内部附加动载荷影响的系数；

齿向载荷分布系数 K_H 考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对齿面接触应力影响的系数。

92. 齿轮传动中的载荷系数 $K=K_A K_V K_H K_F$ ，分别说明 K_V 和 K 的名称及引入该系数是为了考虑哪些方面的影响。 （4分）

93. 齿轮传动中的载荷系数 $K=K_A K_V K_H K_F$ ，分别说明 K_A 和 K 的名称及引入该系数是为了考虑哪些方面的影响。 （4分）

答：使用系数 K_A 考虑由于齿轮啮合外部因素引起附加动载荷影响的系数；

齿间载荷分配系数 K_F 考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀影响的系数。

二十四、 分析计算题 (10 分)

蜗轮蜗杆

二十五、 选择题

94. 在蜗杆传动中，当需要自锁时，应使当量摩擦角 B 蜗杆导程角。
- A. 小于 B. 大于 C. 等于
95. 蜗杆直径系数 $q =$ A。
- A. $q = d_l / m$ B. $q = d_l m$
C. $q = a / d_l$ D. $q = a / m$
96. 在蜗杆传动中，当其他条件相同时，减少蜗杆头数 z_1 ，则 C。
- A. 有利于蜗杆加工 B. 有利于提高蜗杆刚度
C. 有利于实现自锁 D. 有利于提高传动效率
97. 蜗轮常用材料是 C。
- A. 40Cr B. GCr15
C. ZCuSn10P1 D. LY12
98. 在润滑良好的条件下，为提高蜗杆传动的啮合效率，可采用的方法为 C。
- A. 减小齿面滑动速度 s B. 减少蜗杆头数 z_1
C. 增加蜗杆头数 z_1 D. 增大蜗杆直径系数 q
99. 用 D 计算蜗杆传动比是错误的。
- A. $i = n_1 / n_2$ B. $i = z_2 / z_1$
C. $i = n_1 / n_2$ D. $i = d_1 / d_2$
100. 蜗杆传动中较为理想的材料组合是 B。
- A. 钢和铸铁 B. 钢和青铜
C. 铜和铝合金 D. 钢和钢

101. 在蜗杆传动中，当其他条件相同时，增加蜗杆直径系数 q ，将使传动效率 B。
- A、提高； B、减小； C、不变； D、增大也可能减小。
102. 用 D 计算蜗杆传动比是错误的。
- A、 $i = 1/z_2$ ； B、 $i = z_2/z_1$ ；
- C、 $i = n_1/n_2$ ； D、 $i = d_1/d_2$ 。
103. 在蜗杆传动中，当其他条件相同时，增加蜗杆头数 z_1 ，则滑动速度 A。
- A、增大； B、减小； C、不变； D、增大也可能减小。
104. 蜗杆直径 d_1 的标准化，是为了 D。
- A、有利于测量； B、有利于蜗杆加工；
- C、有利于实现自锁； D、有利于蜗轮滚刀的标准化。

二十六、 填空题

105. 阿基米德蜗杆传动的正确啮合条件是 蜗杆轴向模数 = 蜗轮端面模数 = 标准模数、蜗杆轴向压力角 = 蜗轮端面压力角 = 20° 和 导程角和螺旋角等值同向。
106. 蜗杆传动中，蜗杆分度圆柱上的螺旋线升角应等于蜗轮分度圆上的 螺旋角，且两螺旋线方向应 同向。
107. 蜗杆传动中，蜗轮的轮缘通常采用 青铜、蜗杆常采用 钢 制造，这是因为 减摩耐磨性好。
108. 为了蜗杆传动能自锁，应选用 单 头蜗杆。
109. 阿基米德圆柱蜗杆传动的中间平面是指 通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面。
110. 在蜗杆传动中，蜗杆头数越少，则传动的效率越 低，自锁性越 好。
111. 在蜗杆传动中，蜗轮螺旋线的旋向与蜗杆螺旋线的旋向应该 相同。
112. 阿基米德蜗杆和蜗轮在中间平面相当于直齿条与斜齿轮相啮合。因此蜗杆的 轴向 模数应与蜗轮的 端面 模数相等。

二十七、 判断题

113.蜗杆传动的正确啮合条件之一是蜗杆端面模数和蜗轮的端面模数相等。

(×)

114.在蜗杆传动中比 $i = z_2 / z_1$ 中，蜗杆头数 z_1 相当于齿数，因此，其分度圆直径

$$d_1 = z_1 m。 \quad (\times)$$

115.蜗杆传动的正确啮合条件之一是蜗杆与蜗轮的螺旋角大小相等、方向相同。

()

116.选用蜗轮、蜗杆材料时应考虑配对使用。 ()

117.一般只对蜗轮轮齿进行强度计算是因为 蜗杆、蜗轮材料和齿形原因 。

()

二十八、 简答题

118.蜗杆传动的主要失效形式是什么？为什么？ (4 分)

答：蜗杆传动类似螺旋传动，效率低，相对滑动速度较大，发热量大，易产生胶合和磨损，主要失效形式有齿面胶合，点蚀，磨损和轮齿折断。

119.说明闭式蜗杆传动的主要失效形式与设计准则。 (4 分)

答：主要失效形式有：齿面胶合和点蚀；其设计准则是按齿面接触疲劳强度设计，然后按齿根弯曲疲劳强度进行校核，在选择许用应力时适当考虑胶合的影响， 同时应进行热平衡计算

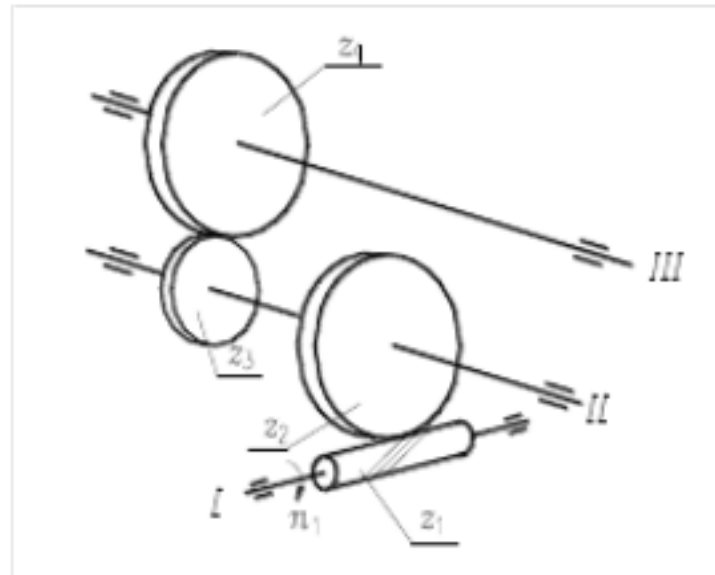
二十九、 分析计算题 (10 分)

120. 如图示蜗杆-斜齿轮传动，已知蜗杆为左旋，转向如图所示，蜗杆 $m=8\text{mm}$ ， $d_1=64\text{mm}$ ($q=8$)， $z_1=2$ ， $z_2=42$ ，蜗杆输入转矩 $T_1=38000\text{N}\cdot\text{mm}$ ，蜗杆传动效率 $\eta=0.75$ 。(10分)

1) 画出蜗轮的转向；(2分)

2) 欲使 II 轴的蜗轮 2 和齿轮 3 的轴向力抵消一部分，决定斜齿轮 3、4 的螺旋线方向；(4分)

3) 分别求出蜗杆、蜗轮上各力的大小。(4分)



1) 蜗轮转向如图所示。

2) 斜齿 3 为左旋，4 为右旋。

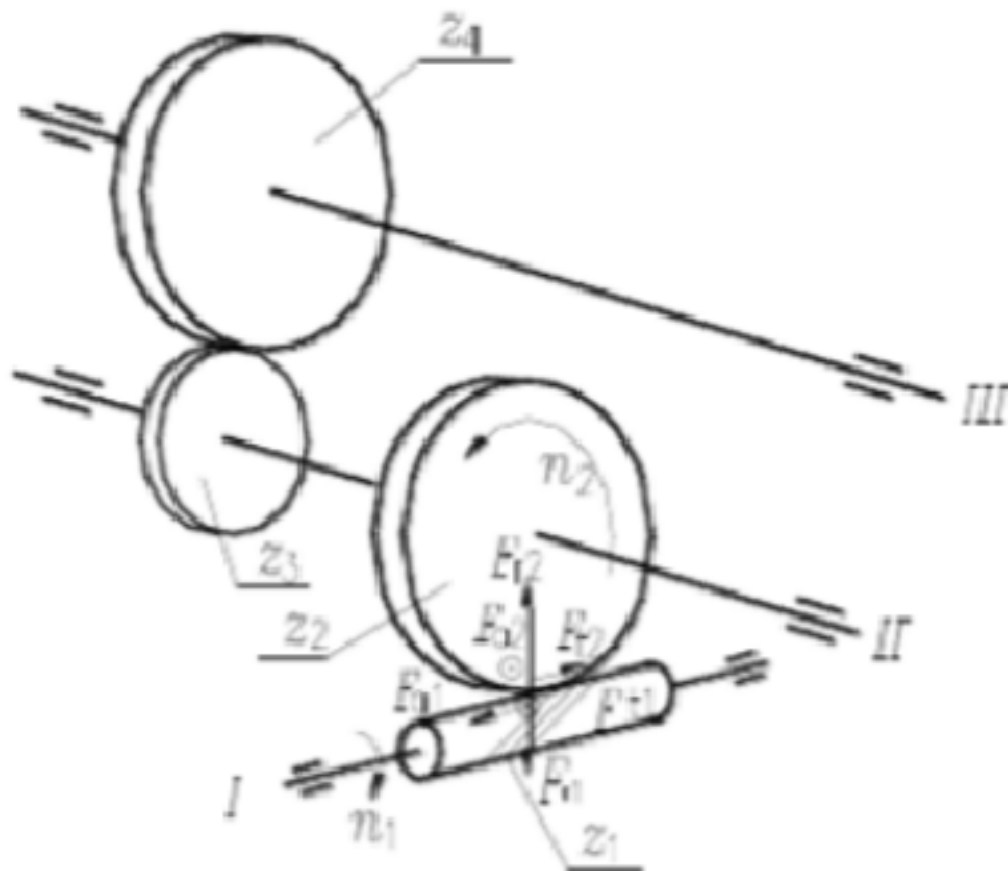
3) 蜗杆、蜗轮上各力方向如图所示，各力的大小为：

$$T_2 = i\eta T_1 = 42/2 \times 0.75 \times 38000 = 598500\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1 = 2 \times 38000/(8 \times 8) = 1187.5\text{N}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2 \times 598500/(8 \times 42) = 3563\text{N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = 3563 \times \tan 20^\circ = 1297\text{N}$$



121. 图示传动中，蜗杆传动为标准传动： $m=5\text{mm}$ ， $d_1=50\text{mm}$ ， $z_1=3$ （右旋）， $z_2=40$ ；

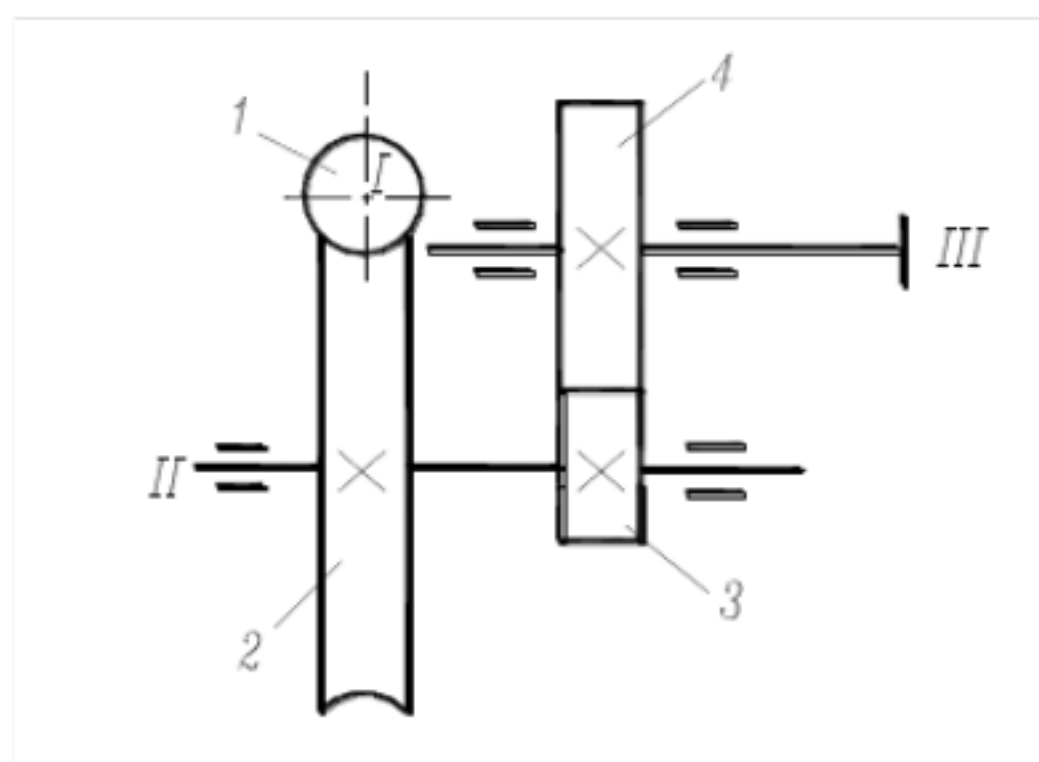
标准斜齿轮传动： $m_n=5\text{mm}$ ， $z_3=20$ ， $z_4=50$ ，要求使轴 II 的轴向力相互抵消，

不计摩擦，蜗杆主动，试求：（10分）

1) 斜齿轮 3、4 的螺旋线方向。（2分）

2) 涡轮和齿轮 3 的旋转方向。（2分）

3) 螺旋角 β 的大小。（6分）



1.(本题 8 分)

1) 斜齿轮 3 为右旋，斜齿轮 4 为左旋。

2) 受力方向 （2分）

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

3)

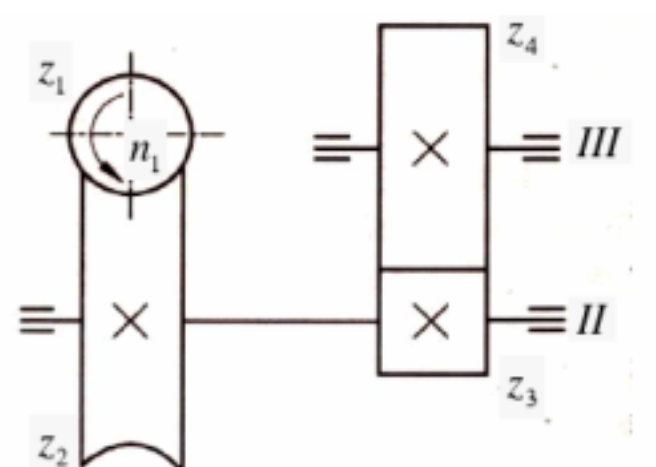
$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta = \frac{2T_3}{d_3} \tan \beta = \frac{2T_2}{d_3} \tan \beta \quad T_2 = T_1 i_1 \eta, \quad d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos \beta}$$

因为 $|F_{a2}| = |F_{a3}|$ ，所以

$$\frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2 \tan \beta \cdot \cos \beta}{m_n z_3}, \quad \frac{T_1}{d_1} = \frac{T_2 \sin \beta}{m_n z_3}$$

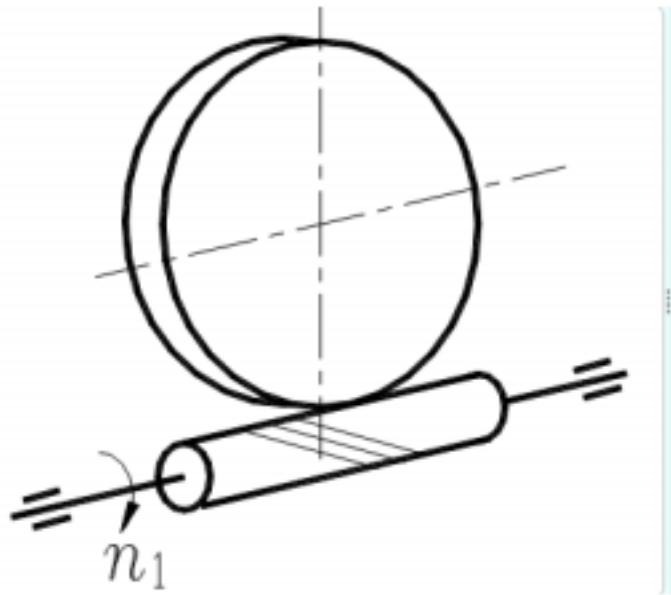
$$\sin \beta = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{m_n z_3}{d_1} = \frac{m_n z_3}{d_1 i_1 \eta} = \frac{5 \times 20}{50 \times \frac{40}{3} \times 1} = 0.15$$

$$\sin \beta = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{m_n \cdot z_3}{d_1} = \frac{m_n \cdot z_3}{d_1 \cdot i \cdot \eta} = \frac{5 \times 20}{50 \times \frac{40}{3} \times 0.85} = 0.176 \quad (\text{考虑蜗杆传动效率})$$



122. 图示为一标准蜗杆传动，蜗杆主动，转矩 $T_1 = 25\text{N}\cdot\text{m}$ ，蜗杆轴向模数 $m = 4\text{mm}$ ，压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，头数 $z_1 = 2$ ，直径 $d_1 = 40\text{mm}$ ，蜗轮齿数 $z_2 = 54$ ，传动的啮合效率 $\eta = 0.75$ ，试确定：

- 1) 蜗轮的转向及旋向；
- 2) 作用在蜗杆、蜗轮上的力大小及其方向。（10分）



1) 蜗轮转向顺时针，蜗轮旋向为右旋。

2)

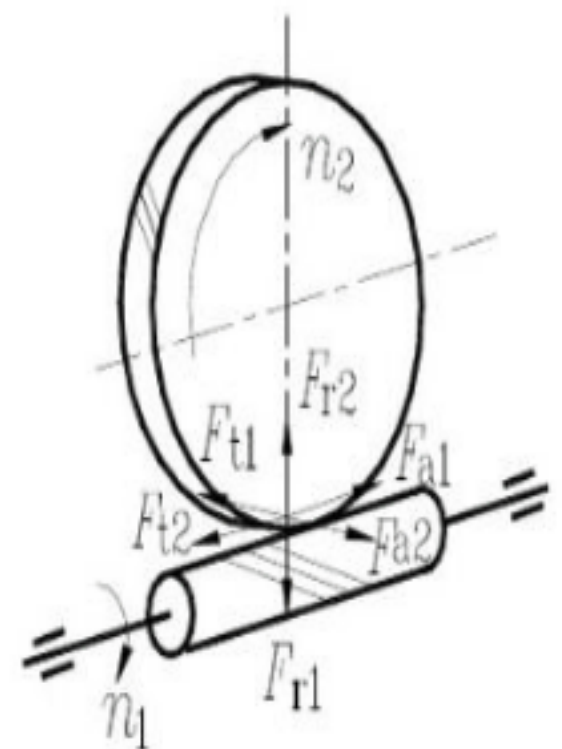
$$T_2 = T_1 i \eta = 25 \times \frac{54}{2} \times 0.75 = 506.25\text{N}\cdot\text{m}$$

$$d_1 = 40\text{mm} \quad d_2 = 4 \times 54 = 216\text{mm}$$

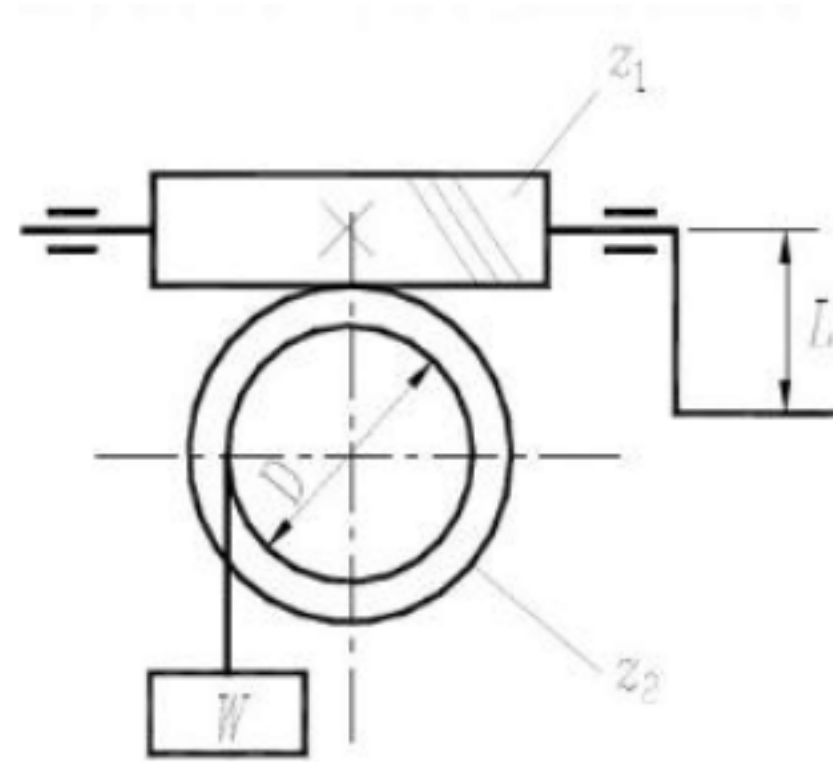
$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 25000}{40} = 1250\text{N} = F_{a2}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 506250}{216} = 4687.5\text{N} = F_{a1}$$

$$F_{r1} = F_{t2} \tan \alpha = 4687.5 \times \tan 20^\circ = 1706\text{N} = F_{r2}$$

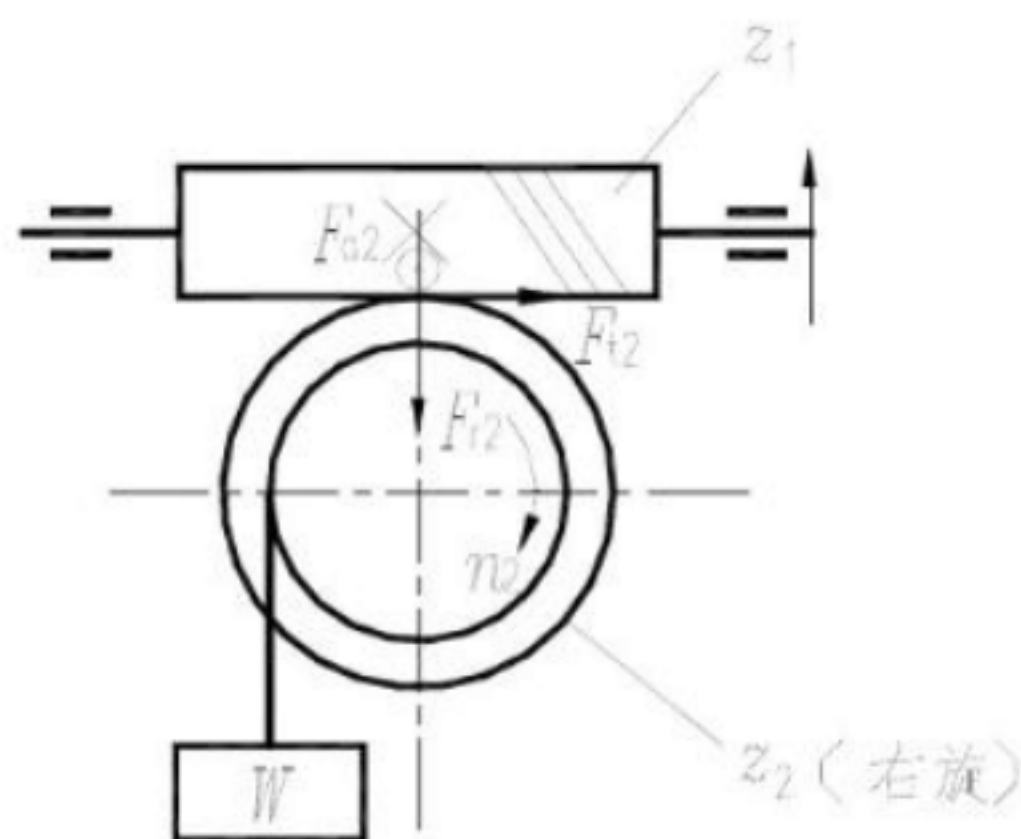


123. 一手动起重卷筒用蜗杆传动，测得中心距 a 为 125mm，模数 m 为 5mm， $z_1 = 1$ ， $z_2 = 40$ ， $D = 140\text{mm}$ ， $L = 100\text{mm}$ ，当量摩擦系数 $f_v = 0.18$ ，手推力 $F = 200\text{N}$ （忽略轴承摩擦）（10分），问：



- 1) 在图中画出起吊重物时手柄转向、蜗轮所受三个分力方向，以及蜗轮齿旋向。
- 2) 此机构能否自锁？为什么？
- 3) 能起吊重物的重量 W 是多少？
- 4) 计算蜗轮上三个分力的大小。

1) 右旋，如图示。



$$2) \ d_1 = 2a - d_2 = 2 \times 125 - 5 \times 40 = 50\text{mm}$$

$$\gamma = \arctan \frac{mz_1}{d_1} = \arctan \frac{5 \times 1}{50} = 5.71^\circ$$

$$\varphi_v = \arctan \mu_v = \arctan 0.18 = 10.2^\circ$$

$\gamma < \varphi_v$ 故具有自锁性。

$$3) \ T_1 = FL = 200 \times 100 = 20000\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\eta = \tan \gamma / \tan(\gamma + \varphi_v) = \frac{0.1}{0.285} = 0.351$$

$$T_2 = T_1 \eta i = 20000 \times 0.351 \times 40 = 280800\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$W = 2T_2 / D = 4011.4\text{N}$$

$$4) \ F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = 800\text{N}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = 2808\text{N}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \tan \alpha = 1022\text{N}$$

轴

三十、 选择题

124.转轴承受 C ；心轴承受 B 。

- A. 扭矩 B. 弯矩 C. 扭矩和弯矩。

125.轴环的用途是 B 。

- A . 作为加工时的轴向定位 B . 使轴上零件获得轴向定位
C . 提高轴的强度 D . 提高轴的刚度

126.当采用轴肩定位轴上零件时，零件轴孔的倒角应 A 轴肩的过渡圆角半径。

- A . 大于 B . 小于
C . 大于或等于 D . 小于或等于

127.当轴上零件要求承受轴向力时， 采用 A 来进行轴向定位，所能承受的轴向力较大。

- A. 圆螺母 B.弹性挡圈 C.紧定螺钉

128.轴上零件周向固定目的是为了保证轴能可靠地传递运动和转矩防止轴上零件与轴产生相对转动、下面哪种固定方式是轴上零件的周向固定方法 C 。

- A. 套筒 B.圆锥面 C.平键连接

129.下列轴向固定方式中不能承受较大的轴向力的是 C

- A. 轴肩 B. 轴环
C. 螺钉锁紧挡圈 D. 圆螺母

130. 工作时只承受弯矩，不传递转矩的轴，称为 A 。

- A、心轴； B、转轴； C、传动轴； D、曲轴。

131. 按弯曲扭转合成计算轴的应力时，要引入系数 ，这是考虑 C 。

- A、轴上键槽削弱轴的强度；
B、合成正应力与切应力时的折算系数；
C、正应力与切应力的循环特性不同的系数；
D、正应力与切应力方向不同。

132. 根据轴的承载情况， A 的轴称为转轴。
- A、既承受弯矩又承受转矩； B、只承受弯矩不承受转矩；
C、不承受弯矩只承受转矩； D、承受较大轴向载荷。
133. 对于受对称循环的转矩的转轴，计算当量弯矩时 ， 应取 C 。
- A、 0.3； B、 0.6； C、 1； D、 1.3。

三十一、 填空题

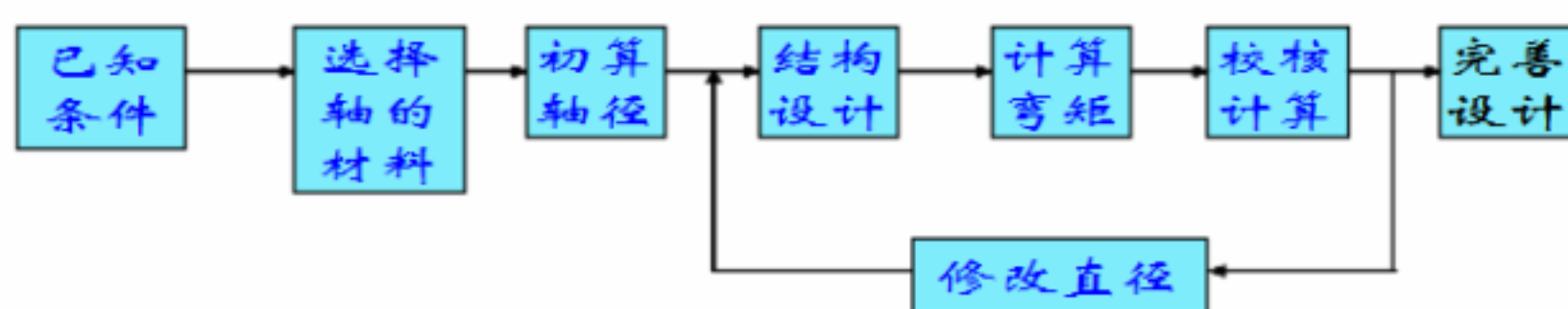
- 134.轴上需车制螺纹的轴段应设 退刀槽 槽，需要磨削的轴段应设 砂轮越程槽 。
- 135.当轴上的键槽多于一个时，应使各键槽位于 同一直线 ；与滚动轴承想相配的轴颈直径应符合 滚动轴承内孔 直径标准。
136. 当轴上零件要求承受轴向力时，采用 圆螺母 来进行轴向定位与固定，所能承受的轴向力较大。
137. 在轴径的初步估算中，轴的直径是按 抗扭强度 确定的。
138. 为便于零件的装拆、定位，一般机械中的轴都设计成 阶梯轴 形状。
139. 按弯曲扭转合成计算轴的应力时，折合系数 是考虑 应力循环特性差异 影响的系数。

三十二、 判断题

140. 轴肩可分为定位轴肩和非定位轴肩，后者高度无严格规定。 ()

三十三、 简答题

- 141.以框图形式说明转轴的设计过程。 （4分）



转轴设计程序框图

142.提高轴强度常用措施有哪些？（ 4 分）

答：1，合理布置轴上传动零件的位置（可以有效改善轴的受力情况）；
2，合理设计轴上零件的结构； 3，合理设计轴的结构； 4 合理改善轴的表面质量。

143.轴的结构主要取决于哪些因素？（ 4 分）

答：轴在机器中的安装位置及形式； 轴上安装的零件的类型、尺寸、 数量以及和轴联接的方法； 载荷的性质、 大小、 方向及分布情况； 轴的加工工艺等。 设计时，必须针对不同情况进行具体的分析

144. 按扭转强度条件进行轴的计算的应用场合是什么？（ 4 分）

答：这种方法是只按轴所受的扭矩来计算轴的强度，如果还受有不大的弯矩时，则用降低许用扭转切应力的办法予以考虑。 这种计算方法简便，但计算精度较低。它主要用于下列情况： 1) 传递以转矩为主的传动轴； 2) 初步估算轴径以便进行结构设计； 3) 不重要的轴。

三十四、 结构题（ 5 分）

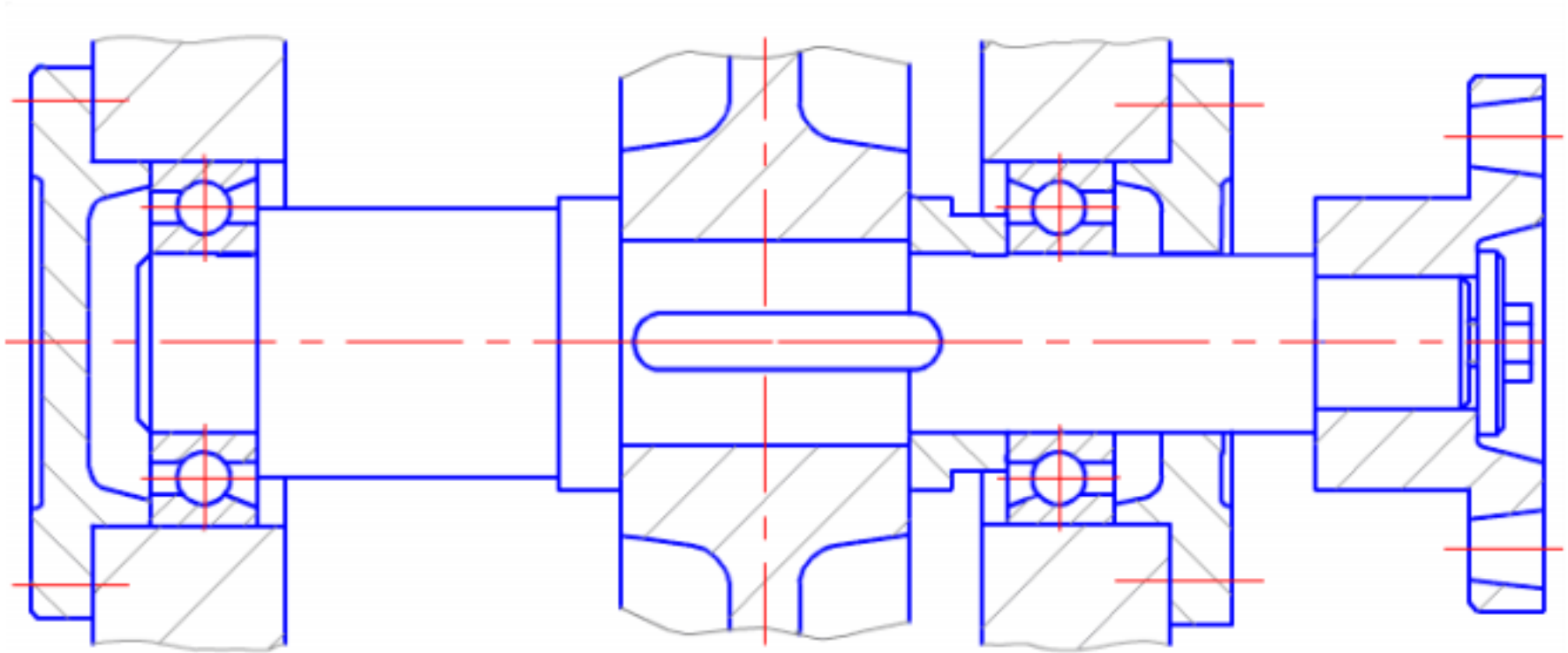
145.写出实现轴上零件轴向固定的 5 种方法，并画出相应的结构图。

解：(评分标准：每种方法各 2 分：文字说明 0.5 分，画出结构图 1.5 分，总分 8 分)

答：1，轴肩与轴环； 2，套筒； 3，圆螺母； 4 圆锥形轴头； 5 轴端挡圈； 6，弹性挡圈； 7 紧定螺钉；

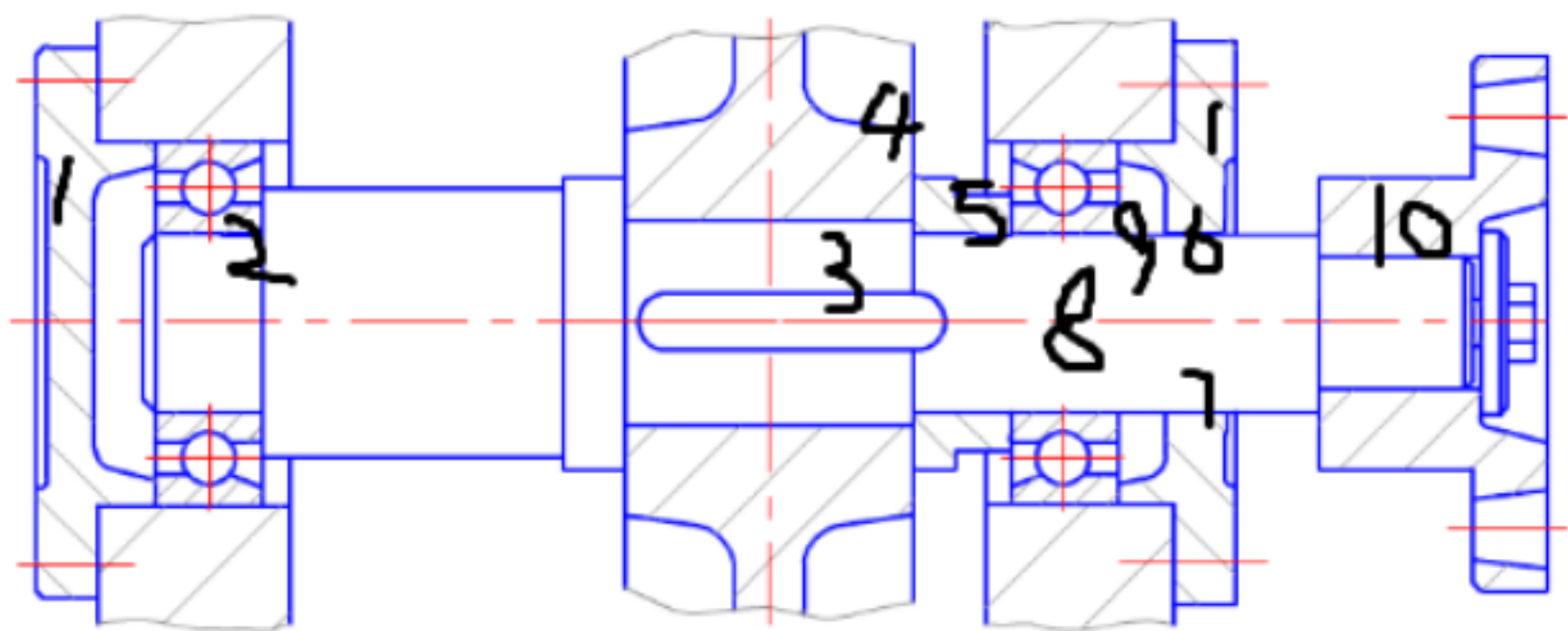
146. 下图为斜齿轮、轴、轴承组合结构图。齿轮用油润滑，轴承用脂润滑，指出该结构设计的错误。要求：

- 1) 在图中用序号标注设计错误处；
- 2) 按序号列出错误，并用文字提出改正建议；
- 3) 不必在图中改正。



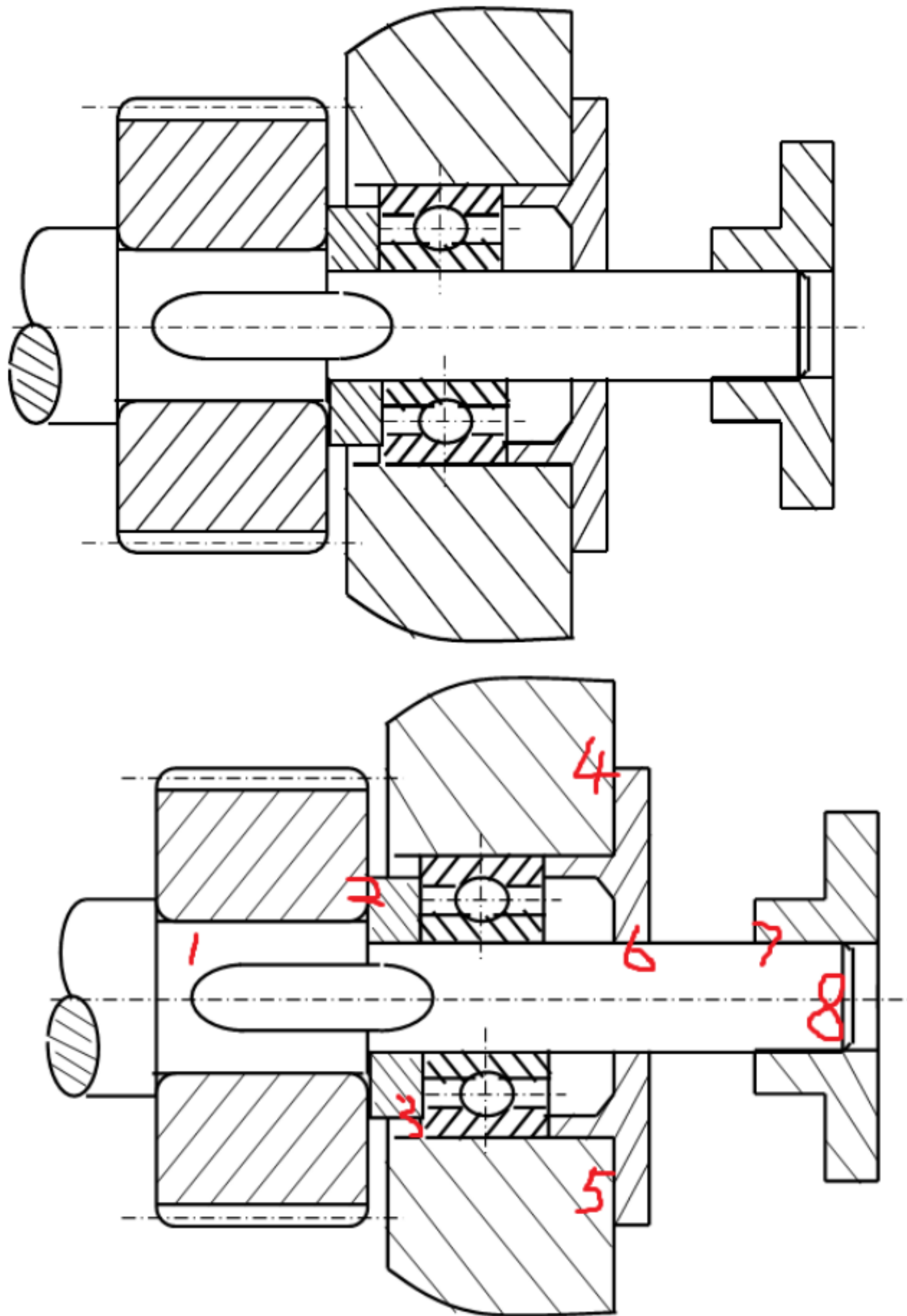
答

:



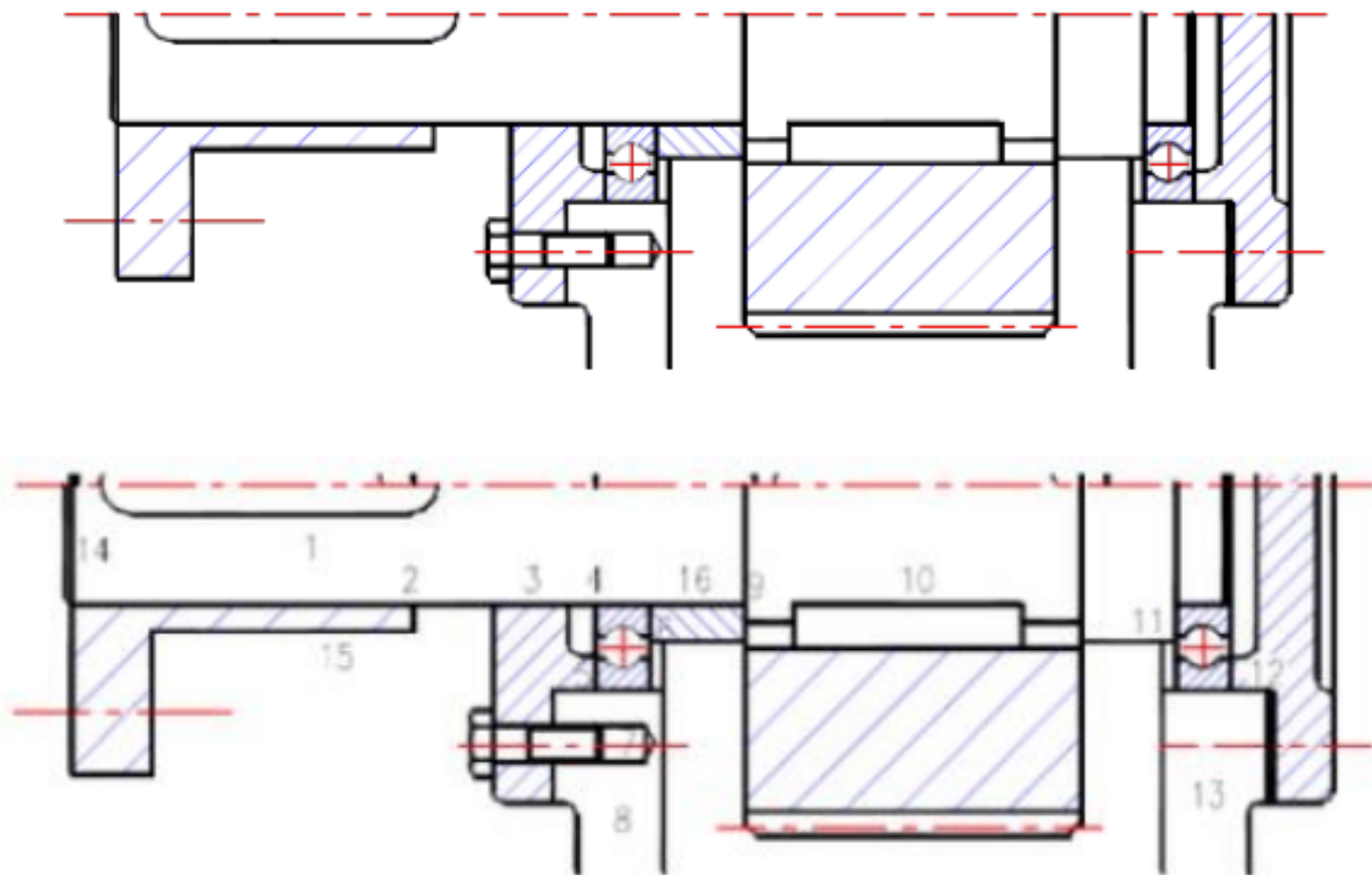
- 1、左、右两边轴承端盖均无调整垫片；
- 2、左边轴承内圈固定错误，轴肩高过内圈高度；
- 3、键过长；
- 4、齿轮轮毂的长度要长过与其配合的轴段的长度 1 - 2mm
- 5、套筒高度高过右边轴承内圈的高度；
- 6、右边轴承端盖与轴要留有间隙
- 7、右边轴承端盖与轴间要有密封圈
- 8、和右端轴承相配合的轴端作成阶梯轴，便于装拆；
- 9、两端的轴承要设有挡油环；
- 10、联轴器没有周向定位。

148. 图示一减速器的部分结构， 要求将图中的错误结构改正 （无需另外画图， 在原图中指出即可）。



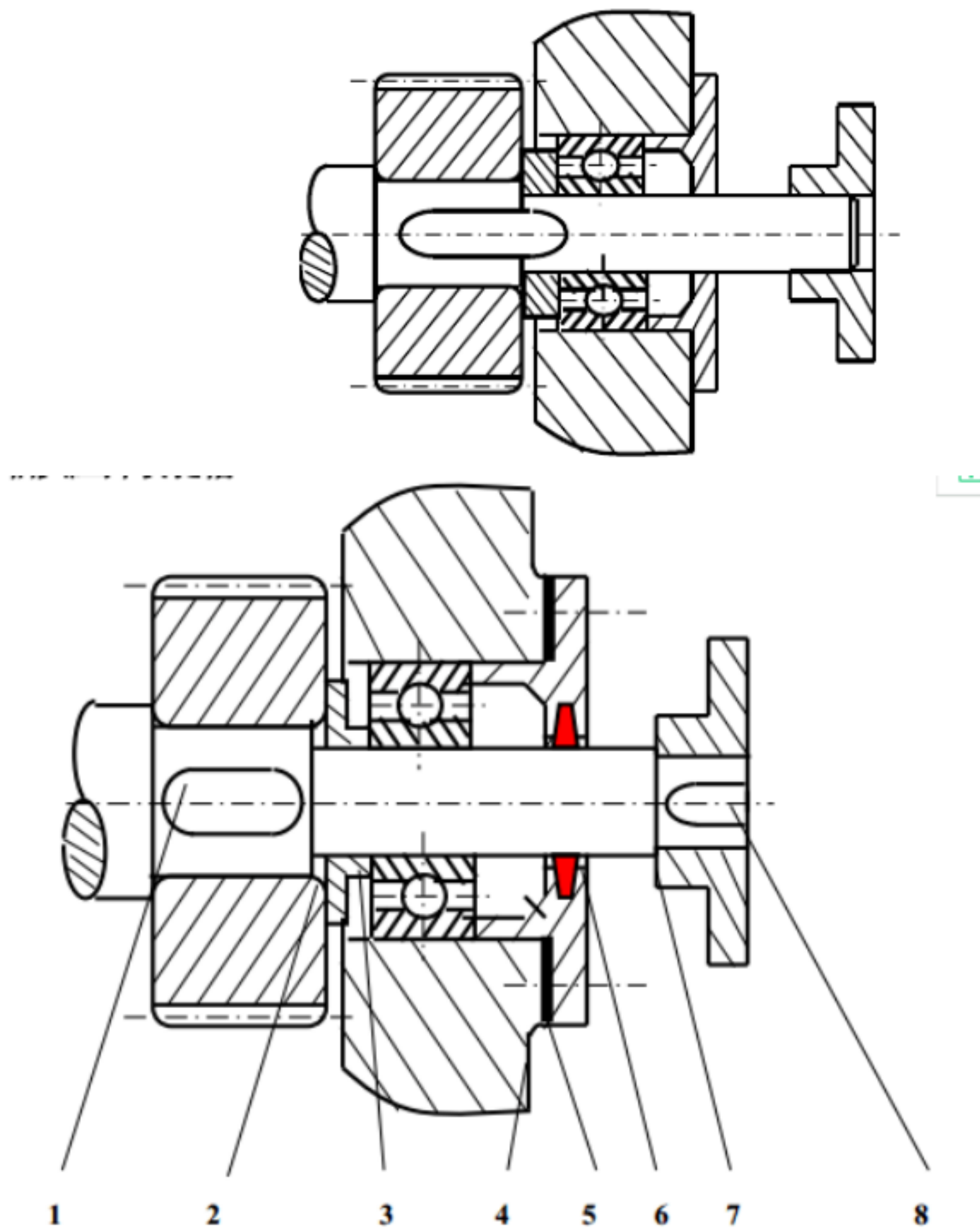
1. 键联接过长；
2. 齿宽应大于配合轴肩宽；
3. 轴承内圈轴向定位台肩过高
4. 箱体端面应留出和压盖接触的凸台；
5. 应加密封垫圈；
6. 压盖和轴应留有间隙并在压盖孔开有装密封毡圈的“T”型槽；
7. 应在轴上开设联轴器定位台肩；
8. 轴头应开设键槽。

147.指出齿轮轴系结构图中的错误（指出并改正 5 处即可），说明错误原因。已知：1) 齿轮是油润滑，轴承是脂润滑； 2) 轴承为深沟球轴承。



- 1) 键槽的长度不能大于与其连接的联轴器轴毂的长度；
- 2) 联轴器没有轴向定位；
- 3) 没有密封；
- 4) 密封处的轴径不能和轴承安装处的轴径相同；
- 5) 轴承端盖作为轴承外圈的定位，其内圈直径不能小于轴承外环内径；
- 6) 套筒作为轴承内圈的定位，其外径不能大于轴承内环外径；
- 7) 螺栓连接处的画法不对，包括螺纹画法和光孔的画法；
- 8) 没有画剖面线；
- 9) 用套筒对齿轮进行轴向定位时，套筒不能同时与轴肩和齿轮接触；
- 10) 两个键槽的位置应在同一直线上，确保两个键槽一次装夹加工出来；
- 11) 轴肩作为轴承内圈的定位，其直径不能大于轴承内环外径；
- 12) 同错误 5；
- 13) 没有画剖面线；
- 14) 轴的伸出长度不应超过联轴器，这样无法实现两个半联轴器的连接；
- 15) 联轴器没有实现轴向固定，可采用紧定螺钉或轴端挡圈固定；
- 16) 齿轮是油润滑，轴承是脂润滑，因此应该有两个挡油环。

148. 图示一减速器的部分结构，要求将图中的错误结构改正（另外画图）。（8分）



- 1) 键联接过长；
- 2) 齿宽应大于配合轴肩宽；
- 3) 轴承内圈轴向定位台肩过高；
- 4) 箱体端面应留出和压盖接触的凸台；
- 5) 应加密封垫圈；
- 6) 压盖和轴应留有间隙并在压盖孔开有装密封毡圈的“T”型槽；
- 7) 应在轴上开设联轴器定位台肩；
- 8) 轴头应开设键槽。

滚动轴承

三十五、 选择题

149.在各种基本类型的向心滚动轴承中 **B** 不能承受轴向载荷。

- A、调心球轴承 B、圆柱滚子轴承
C、调心滚子轴承 D、深沟球轴承

150.滚动轴承内圈与轴颈、外圈与座孔的配合 D 。

- A. 均为基轴制
B. 前者基轴制，后者基孔制
C. 均为基孔制
D. 前者基孔制，后者基轴制

151. B 只能承受轴向载荷。

- A. 圆锥滚子轴承 B. 推力球轴承
C. 滚针轴承 D. 调心球轴承

152.滚动轴承的额定寿命是指同一批轴承中 B 的轴承能达到的寿命。

- A. 99 %
- B. 90%
- C. 95%
- D. 50%

153.滚动轴承的代号由前置代号、基本代号和后置代号组成，其中基本代号表示 **A**。

- A. 轴承的类型、结构和尺寸 B. 轴承组件
- C. 轴承内部结构变化和轴承公差等级 D. 轴承游隙和配置

154.定位滚动轴承的轴肩高度应 B 滚动轴承内圈厚度，以便于拆卸轴承。

- A. 大于
B. 小于
C. 大于或等于
D. 等于

155.某角接触球轴承内径为 45mm，精度等级为 P0 级，宽度系列为窄系列，直径系列为中系列，接触角为 25°，其代号为 D。

- A. 7145 B. 6209 C. 7209C D. 7309AC

156.一般转速、一般载荷工作的正常润滑的滚动轴承其主要失效形式是 B 。

- A. 滚动体碎裂
B. 滚动体与滚道产生疲劳点蚀
C. 滚道磨损
D. 滚道压坏

157. 代号为 30108、30208、30308 的滚动轴承的 A 不相同。

- A、外径； B、内径； C、精度； D、类型。

158. 滚动轴承基本额定寿命与基本额定动载荷之间具有如下关系。 $L = (C/P)^D$, 其中 D 称为寿命指数, 对于滚子轴承和球轴承分别为 D。
- A、3/10 和 3 ; B、3/10 和 10/3 ;
C、10/3 和 3/10 ; D、10/3 和 3。
159. 对某一滚动轴承来说, 当所受当量动载荷增加时, 基本额定动载荷 C。
- A、增加 ; B、减小 ;
C、不变 ; D、可能增大也可能减小。
160. 滚动轴承基本代号中尺寸系列代号是由两位数字表示的, 前者代表轴承的宽度系列, 后者代表轴承的 C 系列。
- A、滚动体的数目 ; B、内径 ; C、直径 ; D、载荷角。
161. 滚动轴承的基本额定寿命是指 D。
- A、在额定动载荷作用下, 轴承所能达到的寿命 ;
B、在额定工况和额定动载荷作用下, 轴承所能达到的寿命 ;
C、在额定工况和额定动载荷作用下, 90%轴承所能达到的寿命 ;
D、同一批轴承在相同条件下进行实验中, 90%轴承所能达到的寿命。
162. 角接触球轴承承受轴向载荷的能力, 随接触角 A 的增大而 A。
- A、增大 ; B、减少 ; C、不变 ; D、不定。

三十六、 填空题

163. 代号 62203 的滚动轴承, 为 深沟球 轴承, 其内径为 17 mm。
164. 对于转动的滚动轴承, 其主要失效形式是 疲劳点蚀 对于不转动、低速或摆动的轴承, 主要失效形式是 局部塑性变形 对于高速轴承, 发热以至胶合 是其主要失效形式。
165. 其他条件不变, 只把球轴承的基本额定动载荷增加一倍, 则该轴承的基本额定寿命是原来的 8 倍。
166. 对于不转、转速极低或摆动的轴承, 常发生塑性变形破坏, 故轴承尺寸应主要按 静强度 计算确定。

167. 滑动轴承一般由轴颈、轴瓦、轴承座三者组成，其失效形式主要是 胶合和磨损，主要发生在 轴瓦 上。
168. 轴承 70000C、70000AC 和 70000B 中，承受轴向载荷能力最大者为 **70000B**。
169. 根据工作条件选择滚动轴承类型时，若轴承转速高，载荷小应选择 球 轴承；在重载或冲击载荷下，最好选用 滚子 轴承。
170. 角接触球轴承承受轴向载荷的能力取决于 接触角的大小。
171. 滚动轴承的基本额定动载荷 C ，是指在该载荷作用下 基本额定 寿命恰好为 10^6 转。

三十七、 判断题

172. 型号为 7210 的滚动轴承，表示其类型为角接触球轴承。 ()
173. 滚动轴承的基本额定动载荷是指在此载荷作用下轴承工作 10^6 转时，轴承的 90% 不发生疲劳点蚀。 ()
174. 公称接触角 $\alpha = 0$ 的深沟球轴承，只能承受纯径向载荷。 (×)
175. 当载荷较大时，可选用滚子轴承，对轻、中载荷应选用球轴承。 ()
176. 在使用条件相同的条件下，代号相同的滚动轴承寿命是相同的。 (×)
177. 滚动轴承的寿命计算针对疲劳点蚀，而静载荷计算针对塑性变形。 ()

三十八、 简答题

178. 说明滚动轴承 7309C 代号中，各数字的含义 (4 分)

答：7——角接触球轴承；3——直径系列代号：中系列；
09——轴承内径 $d=9 \times 5=45\text{mm}$ ；C——公称接触角 $\alpha=15^\circ$ 。

179. 何为轴承的基本额定寿命和基本额定动载荷？

答：基本额定寿命是指单个轴承或者一组轴承在相同条件下运转，近于相同的轴承，其可靠度为 90% 时的寿命；基本额定动载荷是指使轴承的基本额定寿命恰好为 $10^6 r$ 时，轴承所能承受的载荷值。

180. 选择滚动轴承的类型时要考虑哪些因素？（ 4 分）

答：1，载荷的性质，大小和方向； 2，轴承的转速； 3，轴承的调心性； 4 安装与拆卸； 5，经济性。

181.滚动轴承的寿命与基本额定寿命有何不同？（ 4 分

答：滚动轴承的寿命是指轴承的一个套圈或滚动体材料出现第一个疲劳扩展之前，一个套圈相对另一个套圈旋转的转数； 基本额定寿命是指单个轴承或者一组轴承在相同条件下运转，近于相同的轴承，其可靠度为 **90%** 时的寿命。

三十九、 分析计算题（ 10 分）

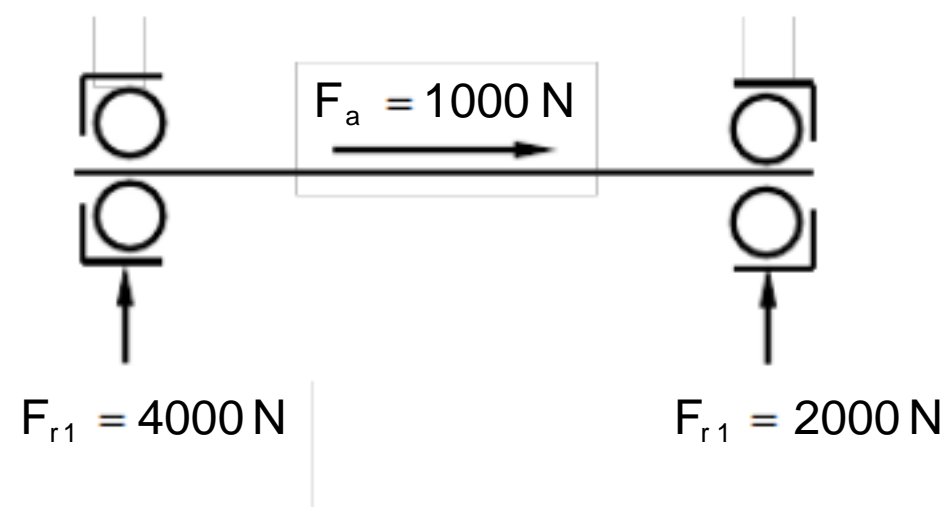
182. 图示轴承装置，采用一对 7312AC 轴承（轴承附加轴向力的计算公式

$F_d = 0.7F_r$ ），试求：（共 5 分）

（1）写出该轴承代号中各数字所代表的含义是什么？（2 分）

（2）轴承所受轴向载荷 F_a 为多少？（1 分）

（3）若上述轴承的 F_r 和 F_a 均增加一倍，则轴承寿命与原来相比降低多少（是原来的几倍）？（2 分）



解：1）7312AC 轴承：AC—代表接触角 $\alpha = 25^\circ$ ；

12 代表轴承内径 60mm；

3 代表轴承直径系列为中系列；

0 代表轴承宽度系列为正常系列，略去；

7 代表轴承是角接触球轴承。

2)

$$S_1 = 0.7F_{r1} = 0.7 \times 4000 = 2800\text{ N}$$

$$S_2 = 0.7F_{r2} = 0.7 \times 2000 = 1400\text{ N}$$

S_1, S_2 方向如图示。

$$S_1 + F_a = 2800 + 1000 > S_2$$

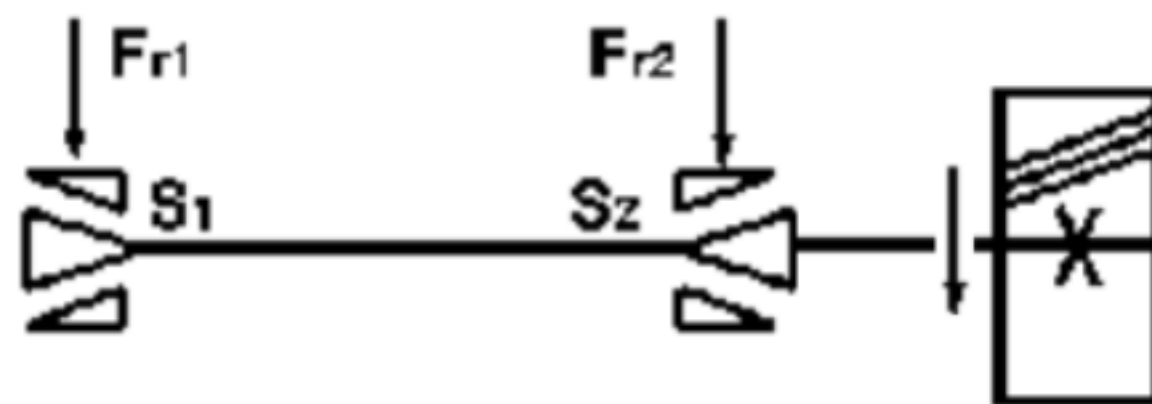
所以轴承 2 被“压紧”，轴承 1 被“放松”。

$$F_{a1} = S_1 = 2800\text{ N}, F_{a2} = S_1 + F_a = 3800\text{ N}$$

3) 若 F_r 和 F_a 均增加一倍，则 P 也增加一倍。

$$\text{因为 } L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^\varepsilon, \text{ 所以轴承寿命是原来的 } \left(\frac{1}{2} \right)^3 = \frac{1}{8} \text{ 倍}$$

183. 如图所示，一级斜齿圆柱齿轮减速器传动装置的小齿轮为悬臂布置形式。该齿轮的轴系采用一对角接触球轴承背对背安装的支撑形式。已知：轴承径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 方向如图所示，大小分别为： $F_{r1}=5500\text{N}$ 、 $F_{r2}=3000\text{N}$ ，小齿轮（主动轮）轴向力 $F_a=1500\text{N}$ 。轴承内部轴向力按 $S=0.4F_r$ 计算。（共 14 分）
- 1) 分别计算该对轴承的轴向力 F_{a1} 、 F_{a2} 。（7 分）
 - 2) 若该对轴承的寿命为 8000 小时，现将载荷加大一倍，将转速减小一半，试计算后确定该对轴承能否满足载荷及转速改变后寿命至少 2500 小时的工作要求？（7 分）



解：1) $S_1=0.4F_{r1}=0.4\times 5500=2200\text{ (N)}$ ，方向向左；（1分）

$S_2=0.4F_{r2}=0.4\times 3000=1200\text{ (N)}$ ，方向向右；（1分）

根据轴的转向及小齿轮旋向判断出：小齿轮轴向力 F_a 向左。（2分）

$S_1+F_a=2200+1500=3700\text{ (N)} > S_2=1200\text{ (N)}$ （1分）

所以， $F_{a2}=S_1+F_a=3700\text{ N}$ （1分）

$F_{a1}=S_1=2200\text{ N}$ （1分）

（以上步骤中公式正确、轴向力 F_a 方向判断正确，仅计算结果错误，只扣 1 分。）

2)

$$L_h = 10^6 (C/f_p P)^3 / (60n) \quad (3\text{分})$$

$$L'_h = 10^6 (C/f_p (2P))^3 / (60n/2) \quad (3\text{分})$$

$$= 2L_h / 8$$

$$= 2 \times 8000 / 8$$

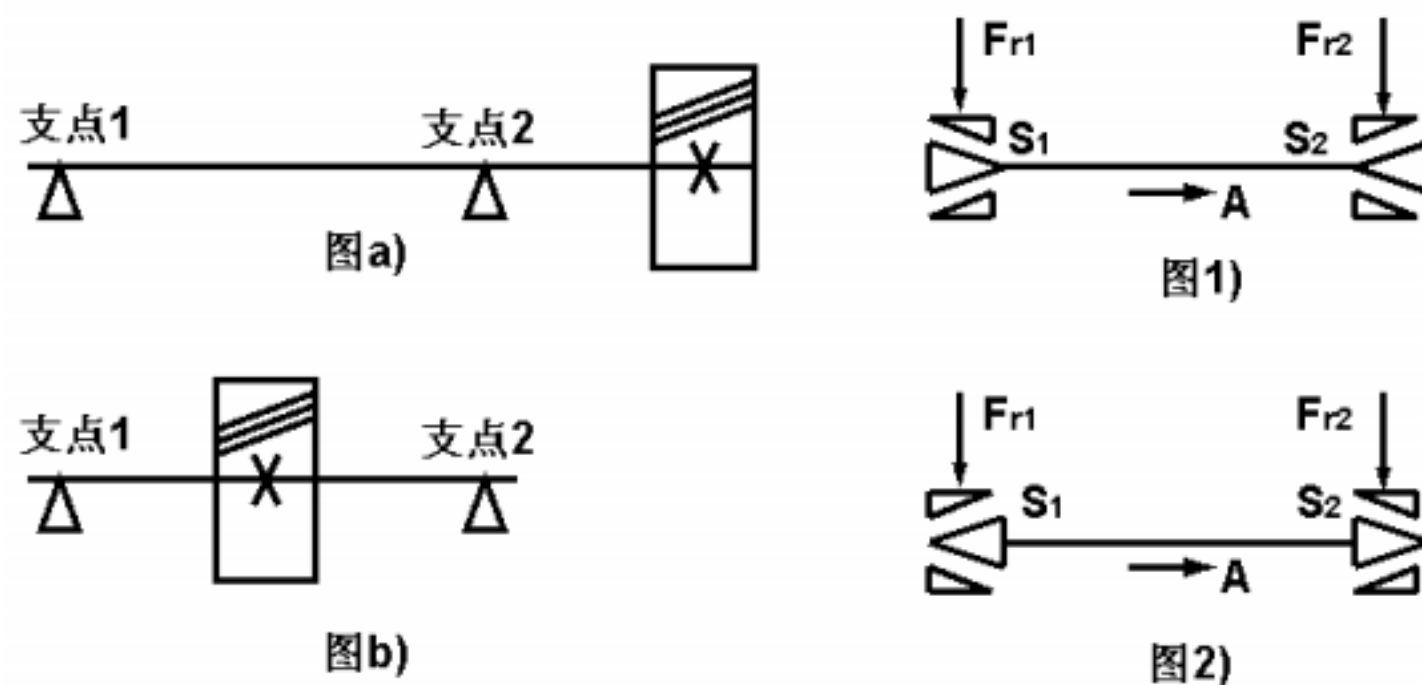
$$= 2000(\text{小时})$$

$$< 2500(\text{小时}) \quad (1\text{分})$$

结论：不满足。（没有中间步骤和计算公式，只答不满足，蒙对给 1 分）

184.如图所示，a)、b) 分别为斜齿圆柱齿轮的悬臂布置和对称布置的支承形式。

图 1)、2) 分别为一对角接触球轴承背对背、 面对面安装支承形式。(10 分)



1) 请合理选择斜齿轮不同布置形式下，一对角接触球轴承的支承形式，你认为正确的，在“ ”中打“ ”：

图 a) 所示悬臂布置宜采用： 图 1)； 图 2)

图 b) 所示对称布置宜采用： 图 1)； 图 2)。(2 分)

2) 根据 1) 中的选择结果计算图 a) 所示情况下，求轴承的轴向力 F_{a1} 、 F_{a2} 。

已知：轴承径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 、齿轮的轴向力 A 方向如图所示，大小分别为： $F_{r1}=4000\text{N}$ 、 $F_{r2}=2000\text{N}$ ， $A=2000\text{N}$ 。轴承内部轴向力 $S=0.4F_r$ 。(4 分)

3) 若该对轴承的寿命为 5000 小时，现将当量动载荷加大一倍，将转速减小一半，试计算后确定该对轴承能否满足载荷及转速改变后寿命至少 1000 小时的工作要求？(4 分)

2) 根据 1) 中的选择结果计算图 a) 所示情况下, 轴承的轴向力 F_{a1} 、 F_{a2} 。

已知: 轴承径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 、齿轮的轴向力 A 方向如图所示, 大小分别为:

$F_{r1}=4000\text{N}$ 、 $F_{r2}=2000\text{N}$, $A=2000\text{N}$ 。轴承内部轴向力 $S=0.4F_r$ 。(4 分)

解: $S_1=0.4F_{r1}=0.4\times 4000=1600(\text{N})$, 方向向左; (1 分)

$S_2=0.4F_{r2}=0.4\times 2000=800(\text{N})$, 方向向右; (1 分)

$S_2+A=800+2000=2800(\text{N}) > S_1=1600(\text{N})$ (1 分)

所以, $F_{a1}=S_2+A=2800\text{N}$ (1 分)

$F_{a2}=S_2=800\text{N}$

3) 若该对轴承的寿命为 5000 小时, 现将当量动载荷加大一倍, 将转速减小一半, 试计算后确定该对轴承能否满足载荷及转速改变后寿命至少 1000 小时的工作要求? (4 分)

标准答案:

$$L_h = 10^6 (f_T C / f_P P)^3 / (60n) \quad (2\text{分})$$

$$L'_h = 10^6 (f_T C / f_P (2P))^3 / (60n/2) \quad (1\text{分})$$

$$= 2L_h / 8$$

$$= 2 \times 5000 / 8$$

$$= 1250(\text{小时})$$

$$> 1000(\text{小时}) \quad (1\text{分})$$

结论: 此轴承能够满足寿命至少 1000 小时要求。