



普通高等教育“十一五”国家级规划教材配套参考书

机械设计 思考题与习题解答

● 哈尔滨工业大学 张 锋 主 编



高等教育出版社

机械设计系列教材

机械设计	宋宝玉	王黎钦	主编
机械设计课程设计指导书		宋宝玉	主编
机械设计课程设计手册	张 锋	古 乐	主编
机械设计课程设计指导规范		宋宝玉	主编
简明机械设计课程设计图册		宋宝玉	主编
● 机械设计思考题与习题解答		张 锋	主编
机械设计大作业指导书	张 锋	宋宝玉	主编

ISBN 978-7-04-0284



9 787040 284058 >

定价 11.20 元

普通高等教育“十一五”国家级规划教材配套参考书

机械设计思考题与习题解答

Jixie Sheji Sikaoti yu Xiti Jieda

张 锋 主 编

吴宗泽 主 审



高等教育出版社·北京
HIGHER EDUCATION PRESS BEIJING

内容提要

本书是宋宝玉、王黎钦主编，高等教育出版社出版的《机械设计》的配套教材。全书沿用主教材的章节顺序，给出了每章“思考题及习题”的参考答案，可帮助学生加深对课程内容的理解，了解和掌握解题方法和技巧，培养学生分析和解决实际问题的能力。

本书主要供高等学校机械类专业学生学习机械设计课程时使用，也可供其他院校师生参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计思考题与习题解答 / 张锋主编. —北京:
高等教育出版社, 2010.3
ISBN 978-7-04-028405-8

I. ①机… II. ①张… III. ①机械设计—高等
学校—解题 IV. ①TH122-44

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 013031 号

策划编辑	宋 晓	责任编辑	李京平	封面设计	王 洋	责任绘图	尹 莉
版式设计	张 岚	责任校对	王 雨	责任印制	陈伟光		

出版发行 高等教育出版社
社 址 北京市西城区德外大街 4 号
邮政编码 100120
总 机 010-58581000

经 销 蓝色畅想图书发行有限公司
印 刷 北京七色印务有限公司

开 本 787 × 1092 1/16
印 张 8.25
字 数 200 000

购书热线 010-58581118
咨询电话 400-810-0598
网 址 [http:// www.hep.edu.cn](http://www.hep.edu.cn)
[http:// www.hep.com.cn](http://www.hep.com.cn)
网上订购 [http:// www.landracom.com](http://www.landracom.com)
[http:// www.landracom.com.cn](http://www.landracom.com.cn)
畅想教育 [http:// www.widedu.com](http://www.widedu.com)

版 次 2010 年 3 月第 1 版
印 次 2010 年 3 月第 1 次印刷
定 价 11.20 元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题，请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

物料号 28405-00

前 言

为了实施“质量工程”建设,认真搞好精品课程的每一个环节,我们为由宋宝玉、王黎钦主编,由高等教育出版社出版的《机械设计》一书编写了这本配套教材。本书不仅给出了《机械设计》一书的思考题与习题的参考答案,而且为了开阔学生的解题思路,培养学生分析和解决实际问题的能力,在许多章节都增加了典型例题及参考答案,而且还在书后增加了两套综合测试题及参考答案。该书的使用将使学生深入掌握机械设计课程内容并提高其解题能力。为了给学生提供更多独立思考的机会,本书还补充了一些没有答案的思考题和习题。同时为了避免抄袭,建议使用宋宝玉、王黎钦主编《机械设计》一书的老师,在为学生布置习题作业时,或另外出题,或对书后习题的数据进行修改。

参加本书编写的有张锋(第一~四、十三~十五章)、敖宏瑞(第五~八章)、郑德志(第九~十二章)和王连明(综合测试题一、二及其参考答案),全书由张锋主编。

本书由清华大学吴宗泽教授主审。本书在编写过程中得到哈尔滨工业大学机械设计教学组全体教师的大力支持,哈尔滨工业大学王连明教授在本书的编写过程中做了大量的工作,在此一并表示感谢!

由于编者水平所限,难免有欠妥之处,恳请广大读者批评指正。

编 者

2009年7月

目录

第一章 绪论	1
第二章 机械设计概论	2
第三章 螺纹连接	10
第四章 其他常用连接	23
第五章 带传动	28
第六章 齿轮传动	34
第七章 蜗杆传动	46
第八章 其他常用传动	66
第九章 轴	71
第十章 滚动轴承	76
第十一章 滑动轴承	83
第十二章 联轴器 离合器 制动器	91
第十三章 弹簧	97
第十四章 机架零件	102
第十五章 机械传动系统方案设计	104
综合测试题（一）	110
综合测试题（一）答案	113
综合测试题（二）	119
综合测试题（二）答案	122
参考文献	127

第一章

绪 论

思考题答案

1.1 分析下列机器的组成：（1）汽车；（2）车床；（3）摩托车。

答：

（1）汽车一般由① 发动机（原动机），② 变速箱等（传动装置），③ 车轮（工作机），④ 制动器、方向盘等（控制系统）等 4 个基本部分和车架、减振弹簧、座椅、车灯、后视镜、刮水器等（辅助部分）组成。

（2）车床一般由① 电动机（原动机），② 变速箱、带传动等（传动装置），③ 进给箱和主轴箱（工作机），④ 控制切削速度、进给量的控制系统等 4 个基本部分和床身、导轨、照明及润滑装置等（辅助部分）组成。

（3）摩托车一般由① 发动机（原动机），② 变速箱等（传动装置），③ 车轮（工作机），④ 换挡机构、制动器等（控制系统）4 个基本部分和车架、车灯、后视镜、润滑系统等（辅助部分）组成。

1.2 本课程的性质和任务是什么？

答：

本课程的性质是设计性的技术基础课。

本课程的任务是培养学生：

- （1）初步树立正确的设计思想。
- （2）掌握机械设计的基本知识和方法。
- （3）具有计算、绘图、查阅与运用有关技术资料的能力。
- （4）掌握本课程实验的基本知识，获得实验技能。
- （5）对机械设计的新发展有所了解。

1.3 学习本课程应注意哪些问题？

答：

学习本课程应注意的问题主要有：

- （1）要理论联系实际。
- （2）要抓住设计这条主线，掌握机械零部件的设计规律。
- （3）要培养解决工程实际问题的能力。
- （4）要及时复习先修课程的相关知识。

第二章

机械设计概论

一、思考题答案

2.1 机械设计的基本要求有哪些？通常按什么程序进行设计？

答：

机械设计的基本要求有：

- (1) 使用功能要求。就是要求所设计的机械应具有预定的使用功能。
- (2) 工艺性要求。在满足使用功能要求的前提下，应尽量简单、实用，能加工、能装配、好加工、好装配。
- (3) 经济性要求。体现在机械的设计、制造及使用的全过程中。
- (4) 其他要求。如劳动保护要求、可靠性要求。

机械设计的程序为：确定设计任务书、总体方案设计、技术设计、技术文件编制、技术审定和产品鉴定。

2.2 机械零件的主要失效形式有哪些？机械零件的设计准则有哪些？

答：

机械零件的主要失效形式有整体断裂（如齿轮的轮齿）、塑性变形（如齿轮的齿体和齿面）、过量的弹性变形（如机床主轴）、零件的表面破坏（如疲劳点蚀）、破坏正常工作条件引起的失效（如带传动的打滑）以及过度发热、振动噪声、丧失精度等。

设计机械零件时，首先应根据零件的失效形式确定其设计准则以及相应的设计计算方法。一般来讲，有以下几种准则：

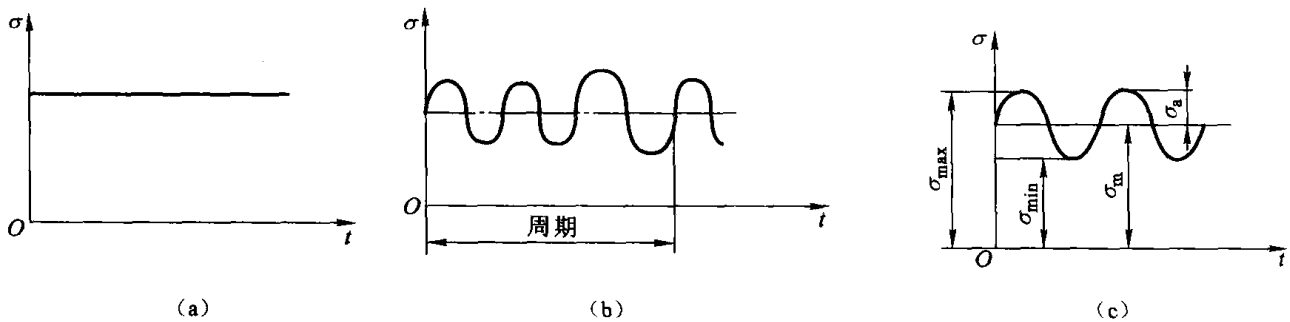
- (1) 强度准则。确保零件不发生断裂破坏或过大的塑性变形，是最基本的设计准则。
- (2) 刚度准则。确保零件不发生过大的弹性变形。
- (3) 寿命准则。保证零件在规定的使用期限内不发生疲劳失效、磨损和腐蚀是寿命准则的基本要求。
- (4) 振动稳定性准则。对易丧失稳定性的高速机械应进行振动分析和计算，以确保零件及系统的振动稳定性。
- (5) 可靠性准则。可靠性表示系统、机器或零、部件等在规定时间内能正常工作的能力。

2.3 何谓静应力与变应力？反映变应力的主要参数有哪些？它们之间的关系如何？

答：

大小和方向不随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力，如题 2.3 解图 a 所示；大小和方

向随时间变化的应力称为变应力，如题 2.3 解图 b 所示。



题 2.3 解图

表示变应力的基本参数有 5 个，即最大应力 $\sigma_{\max}$ 、最小应力 $\sigma_{\min}$ 、平均应力 σ_m 、应力幅 σ_a （见题 2.3 解图 c）和循环特征 r 。它们之间的关系是：

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

2.4 影响机械零件疲劳强度的主要因素有哪些？

答：

影响机械零件疲劳强度的主要因素有：① 应力集中；② 绝对尺寸；③ 表面状态。

在疲劳极限计算时常用有效应力集中系数 K_σ 或 K_τ 、绝对尺寸系数 ε_σ 或 ε_τ 和表面状态系数 β 来表示这些因素的影响。

2.5 选择机械零件材料的主要原则是什么？

答：

机械零件所用的材料是多种多样的，常用的材料有钢、铸铁、有色金属和非金属材料等。

选择材料的一般原则如下：

1. 载荷及应力的的大小和性质

通常，受载大的零件应选用机械强度高的材料；在静应力作用下工作的零件可选用脆性材料；而在冲击、振动及变载荷作用下工作的零件则应选用塑性材料。

2. 零件的工作情况

零件的工作情况主要指零件所处的环境特点、工作温度和摩擦磨损的程度等。通常，在湿热环境下工作的零件应选用防锈和耐蚀性好的材料，如不锈钢、铜合金等。当工作温度变化很大时，一方面要考虑互相配合两零件材料的线膨胀系数不能相差过大，以免在温度变化时产生过大的热应力，或使配合松动；另一方面也要考虑材料的力学性能随温度变化而改变的情况。当零件在工作中有可能发生摩擦磨损时，要提高其表面硬度，增强其耐磨性，因此应选用适于进行表面处理的淬火钢、渗碳钢、氮化钢等材料。

3. 零件的尺寸和质量

零件的尺寸和质量与材料的品种及毛坯制造方法有关。用铸造材料毛坯时，一般不受零件的尺寸和质量的限制；而用锻造材料制造毛坯时，则需考虑锻造机械设备的生产能力，一般用于零件尺寸和质量较小的情况。此外，应该尽可能选用强度高而密度小的材料，减小零件的尺

寸和质量；而有些情况，如设计飞轮时，则应选用强度高且密度大的材料，以增大飞轮的质量。

4. 零件结构的复杂程度及材料的加工可能性

结构复杂的零件宜用铸造毛坯，选用铸造工艺性好的铸造材料，如铸铁、铸钢等；也可以用板材冲压出元件后再焊接而成，选用冲压工艺性与焊接工艺性好的材料。而结构简单的零件可用锻造毛坯，选用锻造工艺性好的材料，如锻钢等。

5. 材料的经济性

首先应该考虑材料本身的价格，在能达到使用要求的前提下，应尽量选用价格低廉的材料。

其次应该综合考虑选用材料的经济效果。对于大量生产的零件，宜选用铸造材料，采用铸造毛坯；而对于单件生产的零件，则可选用焊接材料或锻造材料，采用焊接毛坯或自由锻造毛坯；对于某些机械零件，则可采用精密的毛坯制造方法，如精铸、冲压等，这样既可提高材料的利用率，又节省了机械加工的费用，因此可获得良好的经济效益。

6. 材料的供应情况

选用材料时，还应考虑当时当地的材料供应情况，应该在满足使用要求的条件下，首先选用库存材料或当地材料、国产材料。

2.6 机械零件的结构工艺性包括哪些内容？试举例说明之。

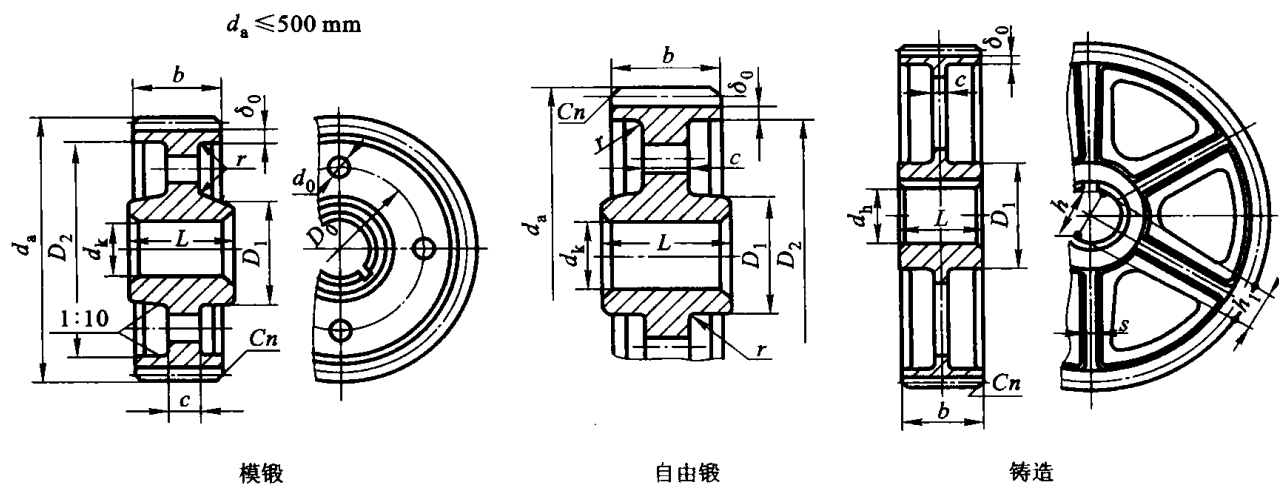
答：

机械零件的结构工艺性主要包括以下内容：

1. 零件的结构应与生产条件、批量大小及尺寸大小相适应

在大量生产及有大型生产设备的条件下，宜采用模锻毛坯；对形状复杂、尺寸大的零件，宜采用铸造毛坯。而单件或小批量生产的零件，宜用焊接毛坯或自由锻毛坯。

以齿轮为例，见题 2.6 解图 1。



题 2.6 解图 1

2. 零件造型应简单化

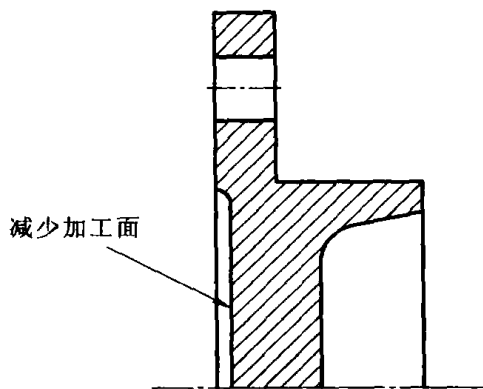
尽量采用最简单的表面（如平面、圆柱面、共轭曲面等）及其组合，同时力求减少被加工表面的数量和被加工的面积，如题 2.6 解图 2 所示。

3. 零件的结构应适合进行热处理

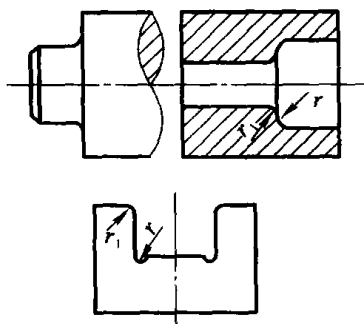
在零件结构设计时一定要考虑零件的热处理工艺性, 避免在热处理时产生裂纹及严重变形。通常应注意以下几点:

(1) 避免尖角、棱角。如题 2.6 解图 3 所示, 将尖角、棱角处理成倒圆或倒角, 可减少应力集中, 避免淬火时开裂。

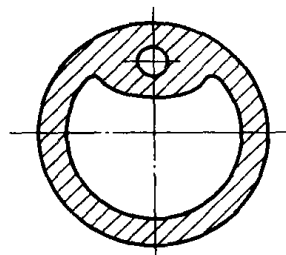
(2) 避免厚薄悬殊。如题 2.6 解图 4 所示, 加工工艺孔以减轻剖面厚薄不均匀的程度, 使淬火变形减小。



题 2.6 解图 2



题 2.6 解图 3



题 2.6 解图 4

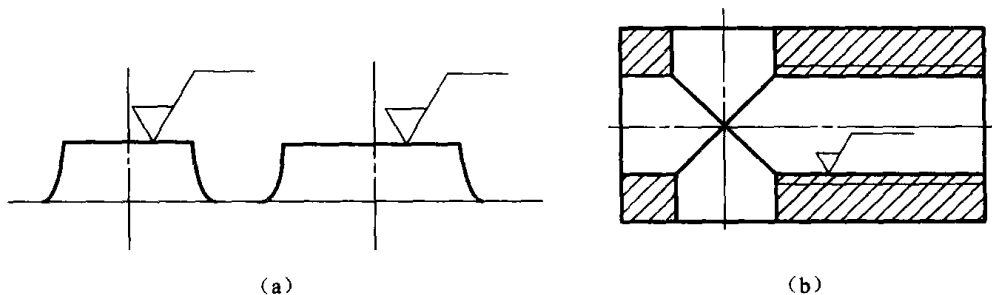
(3) 零件形状力求简单、封闭和对称。

(4) 形状特别复杂或者不同部位有不同性能要求时, 可用组合结构, 如机床铸铁床身上镶钢导轨。

(5) 提高零件的结构刚性。

4. 零件的结构应保证加工的可能性、方便性和精确性

设计出的零件结构不仅应保证能够进行加工, 而且还应保证能够很方便地加工出满足精度要求的零件。如题 2.6 解图 5a 所示, 只需一次走刀即可同时加工几个零件, 生产效率高。题 2.6 解图 5b 所示, 只需一次装卡即易保证孔的同轴度。

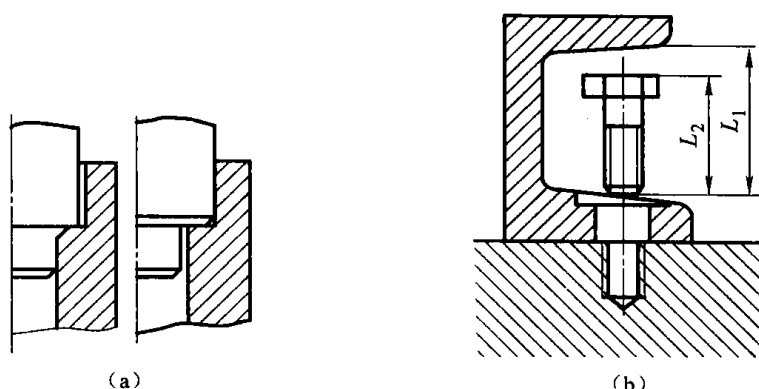


题 2.6 解图 5

5. 零件的结构应保证装拆的可能性和方便性

设计出的零件结构应保证能够方便地进行装配与拆卸。如题 2.6 解图 6 所示, 图 a 避免了两圆柱面同时接触, 既可降低非配合面的加工精度, 又便于装拆。图 b 保证了必要的安装、拆

卸紧固件的空间，便于装拆。



题 2.6 解图 6

6. 零件的结构应便于修理与维护

2.7 何谓标准化？标准化的意义是什么？

答：

据国家标准 GB/T 3935.1—1996 的规定，标准化定义为：在一定的范围内获得最佳秩序，对实际的或潜在的问题制定共同的和重复使用的规则的活动。制定、修订和贯彻标准是标准化活动的主要任务。标准化的基本特征是统一、简化。其意义在于：

- (1) 能以最先进的方法在专门化的工厂中对那些用途最广泛的零部件进行大量、集中的制造，以提高质量，降低成本。
- (2) 统一了材料和零部件的性能指标，使其能够进行比较，提高了零部件性能的可靠性。
- (3) 采用了标准结构和标准零部件，可以简化设计工作，缩短设计周期，提高设计质量。
- (4) 零件的标准化便于互换和机器的维修。

2.8 摩擦有哪几种类型？各有什么特点？

答：

按摩擦界面的润滑状态，可将摩擦分为干摩擦、边界摩擦、流体摩擦和混合摩擦。由于后三种摩擦状态是加注了润滑剂之后形成的，所以又分别称为边界润滑、流体润滑和混合润滑。不加润滑剂时，相对运动的零件表面直接接触，这样产生的摩擦称为干摩擦。

干摩擦的摩擦因数大、磨损严重，设计时应采取一定的措施尽量避免或减少干摩擦。

边界摩擦时，边界膜有较好的润滑作用，但一般润滑油的边界膜强度不高，在较大压力作用下边界膜容易破坏，而且温度增高时边界膜的强度显著降低。

流体摩擦不会发生金属表面磨损，摩擦因数小，是理想的摩擦状态。

2.9 实现液体摩擦有几种方法，各有何特点？

答：

实现流体摩擦有下列三种方法，现分述如下：

1. 流体动压润滑

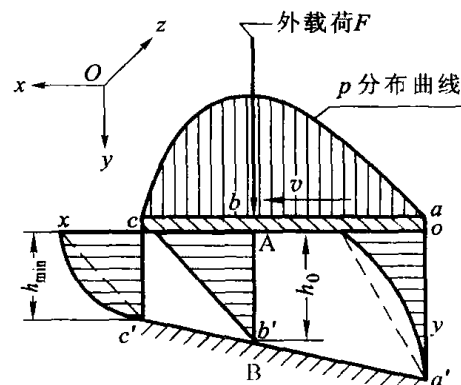
流体动压润滑的实现可用题 2.9 解图 1 所示的模型来说明。图中有互相倾斜的两块平板 A 和 B，其间充满粘性流体。B 板固定不动，当 A 板沿 x 方向运动时，就会将具有一定粘度的流

体带入楔形间隙，形成具有一定动压力的油膜，只要外部作用于 A 板上的载荷不超过油膜动压力 p 的合力，A 板就会与 B 板保持一定的距离而不接触，形成流体摩擦。

2. 弹性流体动压润滑

有些高副接触的机械零件（如齿轮、滚动轴承等）局部接触压力很高，接触区的弹性变形以及压力增高而引起的润滑油粘度的增大不容忽视。高副接触表面的弹性变形区也能形成流体润滑膜。将这种考虑了接触区弹性变形和压力接触区润滑粘度的影响的动压润滑称为弹性流体动压润滑（EHL），简称为弹流润滑。

油膜厚度的大小与接触表面尺寸、形状，接触体的材料，接触体运动速度，润滑油的粘度，粘压指数以及载荷大小等诸多因素有关。题 2.9 解图 2 为接触区弹性变形、油膜形状和压力分布曲线。

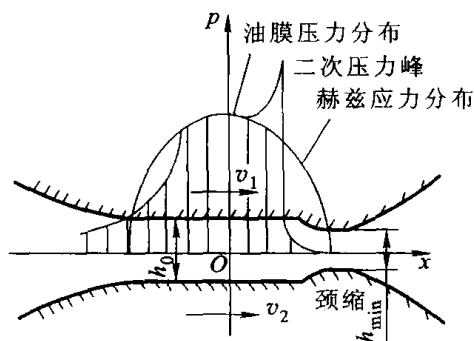


题 2.9 解图 1 流体动压润滑示意图

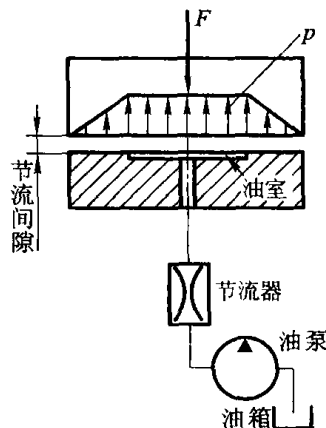
3. 流体静压润滑

流体静压润滑的模型如题 2.9 解图 3 所示。用油泵将润滑油经过节流器以所需要的压力注入被润滑表面的油室，再由油室的封油边流回油箱。油室油压力足够大时就可以和外载荷相平衡，使两表面保持一定距离，维持流体润滑状态。

流体静压力润滑是靠外界提供具有一定压力的润滑油实现的，承载能力不受两表面的相对速度和表面粗糙度等因素影响，运动精度高。在机床、发电机等设备中应用流体静压润滑已获得满意效果，但流体静压润滑需要一个较复杂的液压（气压）系统，造价和维护费用较高。



题 2.9 解图 2 弹性流体动压润滑状态图



题 2.9 解图 3 流体静压润滑原理

2.10 磨损有几种主要类型？

答：

根据磨损机理可将磨损分为粘着磨损、磨粒磨损、疲劳磨损、冲蚀磨损及腐蚀磨损等。

1. 粘着磨损

当相对运动的两表面处于混合摩擦或边界摩擦状态，载荷较大、相对运动速度较高时，边界膜可能遭到破坏，材料会从一个表面转移到另一表面或离开表面成为磨粒，这种现象称为粘

着磨损。

2. 磨粒磨损

摩擦副接触的两表面上较硬的微峰及从外界进入摩擦副间的硬质颗粒会起到“磨削”作用，使摩擦副表面材料不断损失，这种磨损称为磨粒磨损。

3. 疲劳磨损

高副接触的两表面（如齿轮、滚动轴承等）在接触应力（赫兹应力）的反复作用下，零件工作表面或表面下一定深度处会形成疲劳裂纹，随着裂纹的扩展与相互交接，会使表面层金属剥落，出现凹坑，这种磨损称为疲劳磨损，也称为疲劳点蚀或简称点蚀。

4. 冲蚀磨损

具有一定速度的硬质微粒冲击物体表面时，物体表面受到法向力及切向力作用，当硬质微粒反复作用物体表面时，就会造成表面破坏，物体表面会不断损失材料，这种磨损称为冲蚀磨损。

5. 腐蚀磨损

摩擦副受到空气中的酸或润滑油中残存的少量无机酸的水分子的化学或电化学反应，使摩擦副表面材料不断损失，这种磨损称为腐蚀磨损。

2.11 常用润滑剂有几类？

答：

润滑剂可分为液体润滑剂、气体润滑剂、固体润滑剂和半固体润滑剂四大类。

液体润滑剂常用润滑油，如有机油、矿物油和化学合成油，还有水；气体润滑剂如空气；固体润滑剂是一些固体粉末，如石墨、二硫化钼（ MoS_2 ）、聚四氟乙烯（PTFE）粉末，它们的剪切强度低、摩擦因数小；润滑脂是一种半固体润滑剂。

2.12 润滑油粘度的意义是什么？粘度单位有哪几种？影响粘度的主要因素是什么？它们是如何影响粘度的？

答：

粘度是润滑油的主要物理性能指标。它反映了润滑油在外力作用下抵抗剪切变形的能力，也是液体内摩擦力大小的标志。

粘度的表示方法有多种，常用的粘度单位有：

（1）动力粘度。流体的动力粘度 η 单位是 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ，叫做“帕秒”，常用 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 表示。

（2）运动粘度。其单位是 m^2/s ，若用 cm^2/s ，叫做“斯”，用 St 表示。 St 的百分之一是 cSt ，叫做“厘斯”，换算关系为 $1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St} = 10^6 \text{ cSt}$ 。

（3）相对粘度。恩氏粘度是相对粘度的一种，恩氏粘度用 $^\circ\text{E}$ 表示。

影响粘度的主要因素是温度和压力，润滑油的粘度随温度上升而迅速下降，而随压力的升高而增大。

2.13 润滑油及润滑脂的主要性能指标各有哪些？

答：

润滑油的主要性能指标除了粘度外，还有以下几个性能指标：

（1）油性。用油性表示润滑油在摩擦表面上的吸附性能，油性越好的润滑油吸附能力越强，它能在金属表面上形成较为牢固的吸附膜。反之，油性差的润滑油吸附能力差。

（2）闪点和燃点。将润滑油加热，油样蒸气与空气混合并接近明火发生闪光时的油温称为

闪点；闪光时间连续达到 5s 时的油温称为燃点。机器工作温度高时，如内燃机，应选用燃点高的润滑油。

(3) 凝点。润滑油冷却到不能流动时的温度称为凝点。低温下工作的机器应选用凝点低的润滑油。

(4) 极压性。润滑油中的活性分子与摩擦表面形成耐压、减摩、抗磨的化学膜的能力称为极压性。载荷大的高副接触的摩擦副间宜选用极压性好的润滑油。

(5) 酸值。润滑油中含有有机酸，为中和 1g 润滑油中的有机酸所需的氢氧化钾的毫克数称为酸值。酸值大的润滑油对零件有腐蚀作用，选择润滑时要限制酸值。

润滑脂的性能指标主要有针入度、滴点、析油量、机械杂质、灰分、水分等。

(1) 针入度。针入度是一个标准圆锥体在规定质量 (150 g)、时间 (5 s) 和温度 (25 °C) 条件下沉入标准量杯内的润滑脂的深度 (以 0.1 mm 为单位来表示)。该值表示润滑脂的稠度，即润滑脂的软硬程度，也标志着润滑脂内阻力的大小和流动性的强弱。低速重载时选用针入度小的润滑脂。

(2) 滴点。滴点是在规定的条件下加热，当润滑脂自滴点计的小孔滴下第一个液滴时的温度。它表示润滑脂的耐热性能，是确定润滑脂最高使用温度的依据。通常润滑脂的工作温度至少应比其滴点低 20°C。工作温度高时应选用滴点高的润滑脂。

二、补充思考题

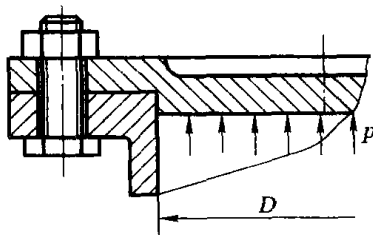
1. 举例说明准确描述稳定循环变应力至少要给出几个参数。其他参数如何表征？
2. 减少应力集中的途径有哪些？计算零件的对称循环弯曲疲劳极限时如何用 K_σ 、 ϵ_σ 和 β ？
3. 45、Q235、20CrMnTi、GCr15、T10、38CrMoAl 等材料各有什么特点？（可查手册）
4. 机床床身、汽车活塞、汽车曲轴、焊接机架材料应如何选择？
5. 请再举出一些实际例子说明机械零件的结构工艺性。
6. 各举出一实例说明干摩擦、混合摩擦、流体摩擦。
7. 边界润滑和液体润滑状态下，油膜厚度和摩擦因数的范围各为多少？油膜厚度如何测量？
8. 对每种磨损各举一实例，并各提出一种避免磨损的方法。
9. 农业机械的犁、锄等的磨损属于哪种磨损，如何提高其耐磨性？
10. 试给出 2~3 种润滑油和润滑脂的牌号、性能及其应用。

第三章

螺 纹 连 接

一、典型例题

1. 例题 3.1 图为一压力容器盖的螺栓组连接, 已知容器内径 $D=250\text{ mm}$, 内装具有一定压强的液体, 沿凸缘圆周均匀分布 12 个 M16 ($d_1=13.835\text{ mm}$) 普通螺栓, 螺栓材料的许用拉伸应力 $[\sigma]=120\text{ MPa}$, 螺栓的相对刚度 $\frac{C_B}{C_B+C_m}=0.5$, 按紧密性要求, 剩余预紧力 $F''=1.8F$, F 为螺栓的轴向工作载荷。试计算该螺栓组连接允许的容器内液体的最大压强 $p_{\max}$ 。此时螺栓的所需的预紧力 F' 为多少?



例题 3.1 图

解:

1) 计算螺栓允许的最大总拉力 F_0

$$\text{由 } \sigma = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \text{ 得}$$

$$F_0 = \frac{[\sigma] \pi d_1^2}{4 \times 1.3} = \frac{120 \times \pi \times 13.835^2}{4 \times 1.3} \text{ N} = 13\,876.7 \text{ N}$$

2) 计算容器内液体的最大压强 $p_{\max}$

由 $F_0 = F'' + F$ 及 $F'' = 1.8F$ 可得

$$F_0 = 2.8F$$

所以

$$F = \frac{F_0}{2.8} = \frac{13\,876.7}{2.8} \text{ N} = 4\,955.9 \text{ N}$$

而

$$F = \frac{\frac{\pi D^2}{4} \cdot p_{\max}}{12}$$

所以

$$p_{\max} = \frac{12F}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{12 \times 4955.9}{\pi \times 250^2} \text{ MPa} = 1.21 \text{ MPa}$$

3) 计算液体压强为 $p_{\max}$ 时螺栓所需的预紧力

当液体压强为 $p_{\max}$ 时, 螺栓的总拉力为 F_0 , 轴向工作载荷为 F 。

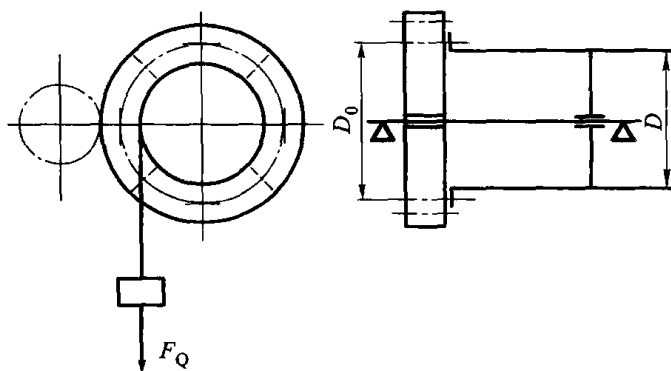
$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$$

得

$$F' = F_0 - \frac{C_B}{C_B + C_m} F = (13876.7 - 0.5 \times 4955.9) \text{ N} = 11398.8 \text{ N}$$

即该螺栓组连接允许的容器内液体的最大压强 $p_{\max} = 1.21 \text{ MPa}$, 此时螺栓的所需的预紧力 $F' = 11398.8 \text{ N}$ 。

2. 起重卷筒与大齿轮用 8 个普通螺栓连接在一起, 如例题 3.2 图所示。已知卷筒直径 $D=400 \text{ mm}$, 螺栓均匀分布在直径 $D_0=500 \text{ mm}$ 的圆周上, 接合面间摩擦因数 $f=0.12$, 可靠性系数 $K_f=1.2$, 起重钢索拉力 $F_Q=50\,000 \text{ N}$, 螺栓材料的许用拉伸应力 $[\sigma]=100 \text{ MPa}$, 试设计该螺栓组的螺栓直径。



例题 3.2 图

解:

本题为仅受旋转力矩作用的螺栓组连接。采用普通螺栓连接, 靠接合面间的摩擦力矩来平衡旋转力矩。

1) 计算旋转力矩 T

$$T = F_Q \cdot \frac{D}{2} = 50\,000 \times \frac{400}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2) 计算螺栓所需要的预紧力 F'

由 $zfF' \frac{D_0}{2} = K_f T$ 得

$$F' = \frac{2K_f T}{zfD_0}$$

式中: T ——旋转力矩, $T=10^7 \text{ N}\cdot\text{mm}$;

K_f ——可靠性系数, $K_f=1.2$;

z ——螺栓数目, $z=8$;

f ——摩擦因数, $f=0.12$;

D_0 ——螺栓分布圆周直径, $D_0=500 \text{ mm}$ 。

所以

$$F' = \frac{2 \times 1.2 \times 10^7}{8 \times 0.12 \times 500} \text{ N} = 50\,000 \text{ N}$$

3) 确定螺栓直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}}$$

式中: $[\sigma]$ ——螺栓材料的许用拉伸应力, $[\sigma]=100 \text{ MPa}$ 。

所以

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 50\,000}{\pi \times 100}} \text{ mm} = 28.768 \text{ mm}$$

查 GB/T 196—2003, 取 M30($d_1=28.917 \text{ mm} > 28.768 \text{ mm}$)

二、思考题与习题及答案

3.1 螺纹连接的效率与哪些因素有关? 在设计普通螺纹连接时, 什么时候用粗牙螺纹连接? 什么时候用细牙螺纹连接?

答:

由公式 $\eta = \tan \psi / \tan(\psi + \rho')$ 可以看出, 螺纹连接的效率 η 与螺纹升角 ψ 和当量摩擦角 ρ' 有关, ψ 越大, ρ' 越小, 则 η 越大, 反之亦然。而 ψ 与螺栓头数 n 、螺距 P 和中径 d_2 有关, ρ' 与摩擦因数 f 和牙侧角 β 有关。

在设计普通螺纹连接时, 一般用粗牙螺纹。细牙螺纹常用于承受冲击、振动及变载荷或空心、薄壁零件及微调装置中。

3.2 螺栓、螺钉和双头螺柱分别用于什么场所? 如何在螺纹连接的结构设计中防止螺栓受偏心载荷?

答:

螺栓连接是用螺栓穿过被连接件的光孔后拧紧螺母来实现的, 用于连接两个都不太厚并且需要经常拆卸的零件。

螺钉连接是当被连接件之一受结构、厚度等限制, 不能在其上加工通孔, 或希望结构紧凑、或希望有光整的外露表面、或无法装拆螺母时, 可以直接在不能加工通孔的被连接件上加工螺纹孔以代替螺母, 它用于不经常拆卸的场合, 以免磨损被连接件的螺纹孔。

双头螺柱连接是在需要用螺钉连接的结构并且连接又需要经常拆卸或用螺钉无法安装时, 则需使用双头螺柱连接。

在螺纹连接的结构设计中防止螺栓受偏心载荷的方法有:

(1) 被连接件为铸件时, 应在表面加工沉头座孔或凸台。

(2) 由于结构限制, 被连接件表面与螺栓轴线不垂直时, 可采用斜垫圈。

(3) 采用球面垫圈。

3.3 螺栓组的强度计算和单个螺栓的强度计算有什么区别？受横向工作载荷的普通螺栓组与受轴向工作载荷的普通螺栓组的连接设计过程有什么区别？

解：

1. 螺栓组的强度计算过程

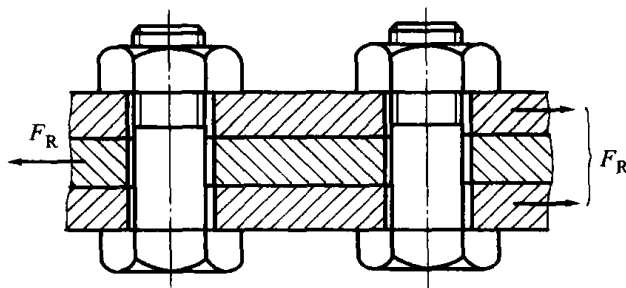
(1) 对螺栓组进行受力分析，利用静力分析方法将受力情况转化为：① 受轴向载荷；② 受横向载荷；③ 受旋转力矩；④ 受倾覆力矩四种基本受力状态的某种或几种组合。

(2) 找出受力最大的螺栓。

(3) 确定受力最大的螺栓所受工作载荷的大小。

而单个螺栓的强度计算要考虑螺栓连接的工作状态。例如对紧螺栓连接，要根据螺栓组连接的受力分析，确定单个螺栓所受的工作载荷大小，即预紧力 F' 或总拉力 F_0 ，而对受剪螺栓连接，则其所受的工作载荷就是根据螺栓组连接的受力分析确定的单个螺栓所受的横向载荷 F_s 。

2. 受横向工作载荷（题 3.3 解图 1）的普通螺栓组的设计过程



题 3.3 解图 1 受横向工作载荷的普通螺栓组

1) 求每个螺栓所需的预紧力

$$fF'mz = K_f F_R$$

式中： f ——接合面间摩擦因数，查参考文献[1]表 3.5；

z ——螺栓个数；

m ——接合面数，在题 3.3 解图 1 中 $m=2$ ；

K_f ——考虑摩擦因数不稳定及靠摩擦传递动力有时不可靠而引入的可靠性系数，一般取

$K_f = 1.1 \sim 1.3$ ；

F' ——螺栓受到的预紧力，N；

F_R ——螺栓受到的横向载荷，N。

$$F' = \frac{K_f F_R}{f m z}$$

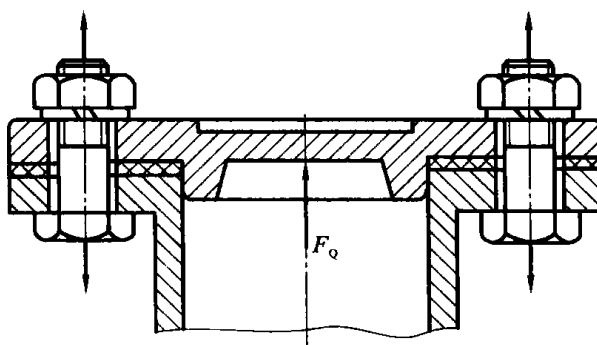
2) 设计螺栓的直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}}$$

式中： d_1 ——螺纹小径，mm；

$[\sigma]$ ——螺栓连接的许用应力，MPa。

3. 受轴向工作载荷（题 3.3 解图 2）的普通螺栓组的连接设计过程



题 3.3 解图 2 受轴向工作载荷的普通螺栓组

1) 求出单个螺栓受到的轴向工作载荷

$$F = \frac{F_Q}{z}$$

式中: F_Q ——螺栓受到的总的工作载荷, N;

F ——单个螺栓受到的工作载荷, N;

z ——螺栓的个数。

2) 求出螺栓受到的总拉力

$$F_0 = F + F''$$

式中: F'' ——螺栓受到的剩余预紧力, N;

F ——单个螺栓受到的工作载荷, N;

F_0 ——螺栓受到的总拉力, N。

或

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$$

式中: $\frac{C_B}{C_B + C_m}$ ——相对刚度系数, 查参考文献[1]表 3.7。

3) 设计螺栓的直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$$

受横向工作载荷的普通螺栓组与受轴向工作载荷的普通螺栓组的连接设计过程的主要区别在于, 受横向工作载荷的普通螺栓组连接设计是按照预紧力 F' 确定 d_1 , 而受轴向工作载荷的普通螺栓组连接的设计是按照螺栓受到的总拉力 F_0 来确定 d_1 。

3.4 在普通螺栓组的结构设计中, 如何尽可能地保证组内各螺栓受力均匀?

答:

在普通螺栓组的结构设计中, 保证组内各螺栓受力均匀的措施有:

(1) 将连接接合面的几何形状设计成轴对称的简单几何形状。这样便于对称布置螺栓, 使螺栓组的对称中心和接合面的形心重合, 以保证连接接合面受力比较均匀。

(2) 对于受剪的铰制孔用螺栓连接, 不要在平行于工作载荷的方向上成排地布置 8 个以上的螺栓, 以免各螺栓受到的剪切载荷差异过大。当螺栓连接承受弯矩或扭矩时, 应使各螺栓与几何中心的距离尽可能相等。

(3) 应使螺栓避免承受偏心载荷作用。

3.5 螺纹连接拧紧后有可能在工作中发生松退, 为什么? 有哪些常用的防松方法?

答:

(1) 虽然连接用螺纹都满足自锁条件, 似乎可以保证拧紧后不会自动松退。但赖以自锁的是螺纹副间保持有足够阻止相对运动的摩擦力, 这个摩擦力只有在静载荷作用及常温时才会保持不变。而当存在振动、冲击、变载荷或环境温度变化大时会导致螺纹副间的正压力发生变化, 有可能在某一瞬间消失, 使摩擦力为零, 产生相对滑动。尤其在振动、冲击频繁的情况下, 这种相对滑动现象多次重复, 连接就会因松退而失效。

(2) 常用的防松方法有:

- ① 摩擦防松: 如采用双螺母、弹簧垫圈等。
- ② 机械防松: 如采用止动垫圈防松、串联钢丝防松等。
- ③ 永久性防松: 如采用拧紧螺母后破坏螺纹或加焊点等。

3.6 对于承受横向工作载荷的紧螺栓组连接, 如果采用普通螺栓组连接和铰制孔用螺栓组连接两种连接方式, 请分别绘制传力路径, 并说明传力路径上有可能发生什么失效形式, 分别说明螺杆中段截面上承受了哪几种应力。

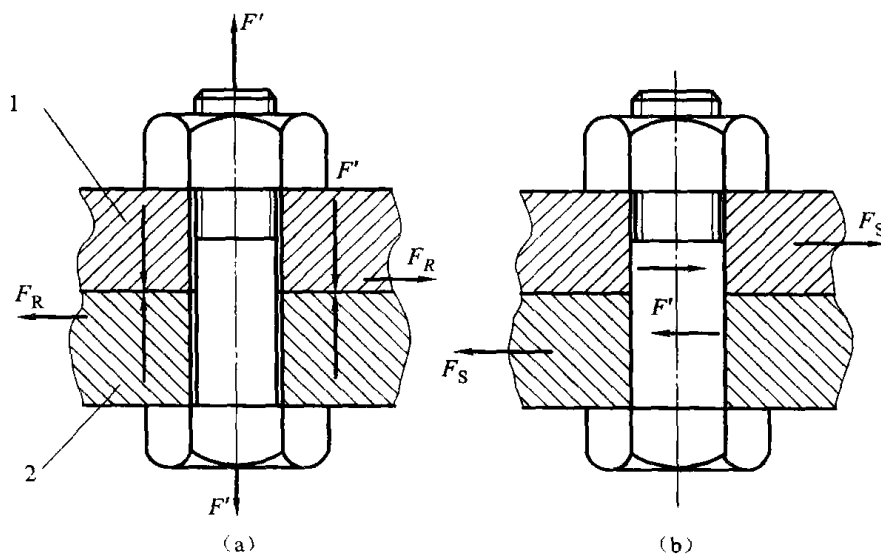
答:

(1) 对于采用普通螺栓组连接, 其传力路径如题 3.6 解图 a 箭头所示, 传力路径上有可能发生的失效形式是接合面间相互移动。

螺杆中段截面上承受了拉应力和扭剪应力。

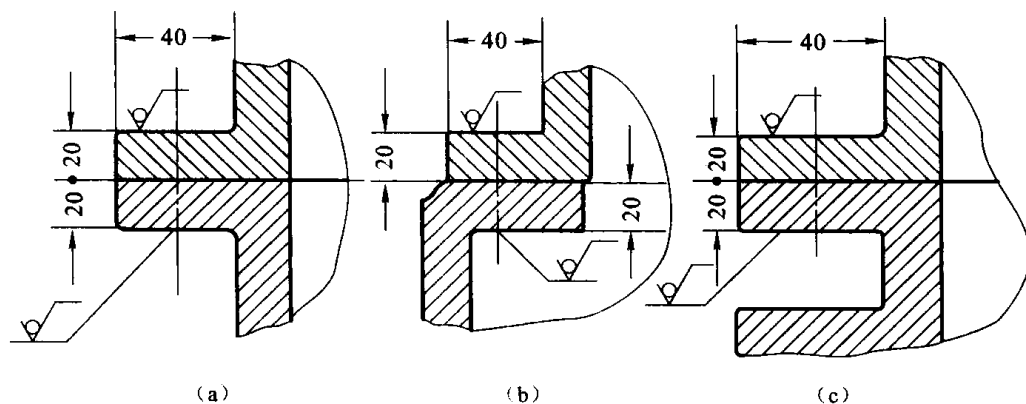
(2) 对于采用铰制孔用螺栓组连接, 其传力路径如题 3.6 解图 b 箭头所示, 传力路径上有可能发生的失效形式是螺杆与孔壁被压溃或者螺杆被剪断。

螺杆中段截面上承受了挤压应力和剪切应力。



题 3.6 解图

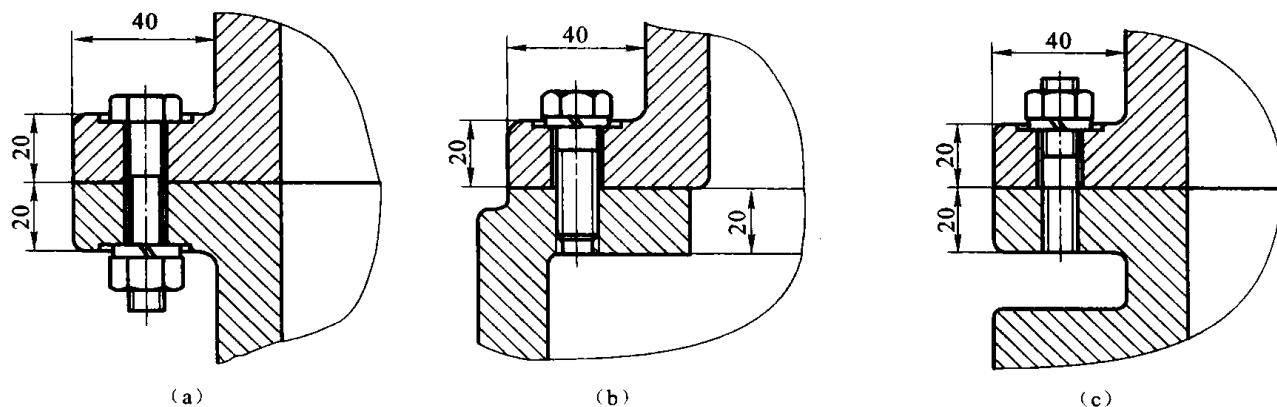
3.7 题 3.7 图 a、b 和 c 表示三种被连接件结构，材料均为铸铁，其形状和相关尺寸如图所示，图 c 用于经常拆卸的场合，欲用 M12 的螺纹连接件连接，采用弹簧垫圈防松。请确定连接类型，从标准中查出所用螺纹连接件（包括弹簧垫圈）的尺寸，画出正确的连接结构。



题 3.7 图 被连接结构

答：

图 a 采用普通螺栓连接，图 b 采用螺钉连接，图 c 采用双头螺柱连接，如题 3.7 解图所示。



题 3.7 解图

3.8 题 3.8 图为一刚性凸缘联轴器，材料为 HT100。凸缘之间用铰制孔用螺栓连接，螺栓数目 $z=8$ ，螺杆无螺纹部分直径 $d_0=17\text{ mm}$ ，材料强度等级为 8.8。试计算联轴器能传递的转矩。若欲采用普通螺栓连接且传递同样的转矩，请确定螺栓直径。

解：

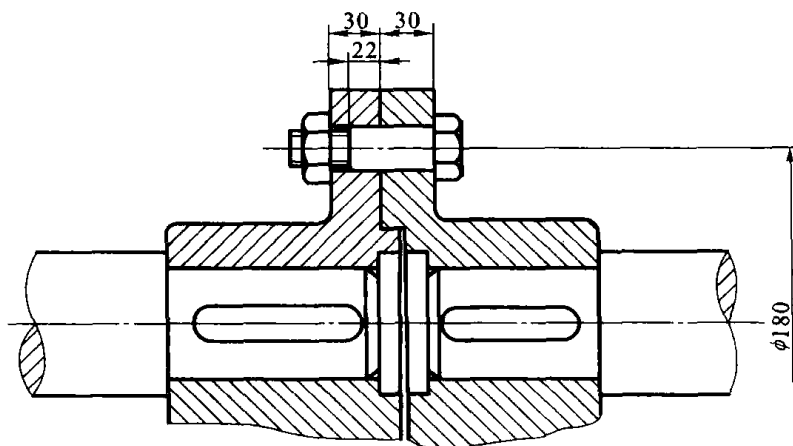
1. 计算联轴器所能传递的转矩

(1) 计算铰制孔用螺栓连接所能承受的剪切力 F_{st}

① 螺栓材料为 35 钢，按螺栓杆的剪切强度计算 F_{st} ：

$$\text{由 } \tau = \frac{4F_{st}}{\pi d_0^2 m} \leq [\tau] \quad \text{得} \quad F_{st} \leq \frac{\pi d_0^2 m [\tau]}{4}$$

由参考文献[2]表 11.9 查得： d_0 为 17 mm 的铰制孔用螺栓公称直径为 M16，性能级别按 8.8 时， $\sigma_s = 640\text{ MPa}$ ， $[\tau] = \frac{\sigma_s}{2.5} = \frac{640}{2.5}\text{ MPa} = 256\text{ MPa}$ （按静载）。



题 3.8 图 联轴器

计算 F_{st} 得

$$F_{st} \leq \frac{\pi \times 17^2 \times 1 \times 256}{4} \text{ N} = 58106.9 \text{ N}$$

② 两个半联轴器的材料为铸铁，按螺栓与孔壁的挤压强度计算剪切力 F_{sp} ：

$$\sigma_p = \frac{F_{sp}}{d_0 h_{min}} \leq [\sigma_p]$$

$$F_{sp} \leq [\sigma_p] d_0 h_{min}$$

由参考文献[2]表 10.3 查得：铸铁材料 HT100 的 $\sigma_b = 100 \text{ MPa}$ ， $[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{2 \sim 2.5}$ ，取安全系数 $S=2.25$ ，则 $[\sigma_p] = \frac{100}{2.25} \text{ MPa} = 44.44 \text{ MPa}$ 。

所以得

$$F_{sp} \leq 44.44 \times 17 \times 22 \text{ N} = 16621 \text{ N}$$

因为

$$F_{sp} < F_{st}$$

所以

$$F_s = F_{sp} = 16621 \text{ N}$$

(2) 计算联轴器能传递的扭矩 T

$$T \leq F_s \times z \times 180 / 2 = 16621 \times 8 \times 90 \text{ N} \cdot \text{mm} = 11.97 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

所以该联轴器所能传递的最大转矩为 $11.97 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

2. 计算采用普通螺栓连接时传递同样转矩时的螺栓直径

(1) 计算每个螺栓所需的预紧力 F' ：

$$F' = \frac{K_f T}{f \sum_{i=1}^8 r_i}$$

其中，由两个半联轴器的材料为铸铁查参考文献[1]表 3.5 得： $f=0.10 \sim 0.16$ ，取 $f=0.13$ ； $K_f=1.1 \sim 1.3$ ，取 $K_f=1.2$ 。 $r_i=180 \text{ mm}/2=90 \text{ mm}$

所以，

$$F' = \frac{1.2 \times 11.97 \times 10^6}{0.13 \times 8 \times 90} \text{ N} = 1.53 \times 10^5 \text{ N}$$

(2) 计算螺栓直径 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}}$$

选用 8.8 级螺栓, 估计直径大于 M16, 其 $\sigma_s = 640 \text{ MPa}$ 。

根据参考文献[1]表 3.8, 考虑螺栓预紧力不一定经严格控制, 故其安全系数与螺栓直径有关, 估计 d_1 在 30 mm 左右, $S=4 \sim 2.5$, 取 2.5, 得螺栓许用应力为

$$[\sigma] = \sigma_s / S = 640 \text{ MPa} / 2.5 = 256 \text{ MPa}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 1.53 \times 10^5}{\pi \times 256}} \text{ mm} = 31.452 \text{ mm}$$

查普通螺纹标准 GB/T 196—2003, 螺距为 4 mm 的 M36 螺栓的 $d_1 = 31.670 \text{ mm} > 31.452 \text{ mm}$ 。故选 M36 螺栓。

3.9 一发动机的气缸和气缸盖的连接结构如题 3.9 图所示。已知气缸内压力在 $0 \sim 1 \text{ MPa}$ 变化, 螺栓间的弧线距离不得大于 160 mm, 试确定螺栓的数目与直径。

解:

1. 确定螺栓数目 z

由题 3.9 图所示结构可知: $z \approx \frac{300\pi}{160} = 5.89$, 取 $z=6$ 个。

2. 计算螺栓组连接所承受的总轴向工作载荷 $F_Q = 0 \sim F_{Q\max}$

$$F_{Q\max} = \left(\frac{200}{2}\right)^2 \times \pi p = \left(\frac{200}{2}\right)^2 \times \pi \times 1 \text{ N} = 31416 \text{ N}$$

3. 计算单个螺栓所承受的轴向工作载荷 $F = 0 \sim F_{\max}$

假设各螺栓受载均等, 则

$$F_{\max} = F_{Q\max} / z = 31416 / 6 \text{ N} = 5236 \text{ N}$$

4. 计算单个螺栓的总拉力 F_0 、剩余预紧力 F'' 和预紧力 F'

为保证气缸盖连接的紧密性, 对气密连接取

$$F'' = (1.5 \sim 1.8) F_{\max} = 1.65 F_{\max} = 1.65 \times 5236 \text{ N} = 8639.4 \text{ N}$$

则有

$$F_0 = F_{\max} + F'' = (5236 + 8639.4) \text{ N} = 13875.4 \text{ N}$$

查参考文献[1]表 3.7, 无垫片时螺栓的相对刚度系数为

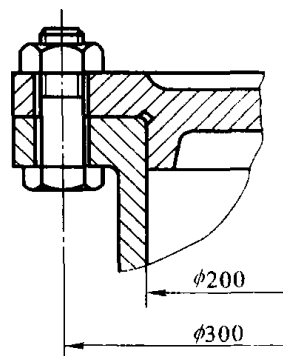
$$\frac{C_B}{C_B + C_m} = 0.2 \sim 0.3, \text{ 取 } \frac{C_B}{C_B + C_m} = 0.25$$

则

$$F' = F'' + \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) F_{\max} = 1.65 F_{\max} + 0.75 F_{\max} = 2.4 F_{\max} = 2.4 \times 5236 \text{ N} = 12566.4 \text{ N}$$

或者

$$F' = F_0 - \frac{C_B}{C_B + C_m} F_{\max} = (13875.4 - 0.25 \times 5236) \text{ N} = 2.4 F_{\max} = 12566.4 \text{ N}$$



题 3.9 图 气缸盖的连接

5. 按螺栓静强度计算 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$$

其中按不控制预紧力, 螺栓直径估计在 M16 以下, 性能等级为 8.8, $\sigma_s = 640 \text{ MPa}$, $S = 4 \sim 5$, 取 $S=4$ 。

$$\text{则 } [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = 640 / 4 \text{ MPa} = 160 \text{ MPa}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 13875.4}{\pi \times 160}} \text{ mm} = 11.981 \text{ mm}$$

查 GB/T 196—2003, 取螺栓公称直径为 M16。其螺距 $P=2 \text{ mm}$, 小径 $d_1=13.835 \text{ mm} > 11.981 \text{ mm}$ 。

6. 按螺栓疲劳强度计算 d_1

由于该螺栓组连接承受变载荷, 所以还应校核螺栓的疲劳强度

$$\sigma_a = \frac{C_B}{C_B + C_m} \frac{2F_{\max}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_a$$

其中:

$$[\sigma]_a = \frac{\varepsilon_\sigma K_m \sigma_{-1}}{K_\sigma S_a} \text{ 查参考文献[1]表 3.8 得 } \varepsilon_\sigma = 0.87, K_\sigma = 4.8, K_m = 1.2, S_a = 2.5 \sim 4 \text{ 取 } S_a = 3,$$

$$\sigma_{-1} = 0.45 \sigma_b = 0.45 \times 800 \text{ MPa} = 360 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_a = \frac{0.87 \times 1.2 \times 360}{4.8 \times 3} \text{ MPa} = 26.1 \text{ MPa}$$

$$\text{而 } \sigma_a = 0.25 \times \frac{2 \times 5236}{\pi \times 13.835^2} \text{ MPa} = 4.35 \text{ MPa} < [\sigma]_a = 26.1 \text{ MPa}$$

故满足疲劳强度。

7. 确定螺栓公称直径

由上述计算可知, 取螺栓公称直径为 M16。

3.10 题 3.10 图所示为一托架, 20 kN 的载荷作用在托架宽度方向的对称线上, 用 4 个螺栓将托架连接在一钢制梁上, 试确定应采用哪种连接类型并计算出螺栓直径。

解:

采用普通螺栓紧连接。

1. 螺栓组连接受力分析

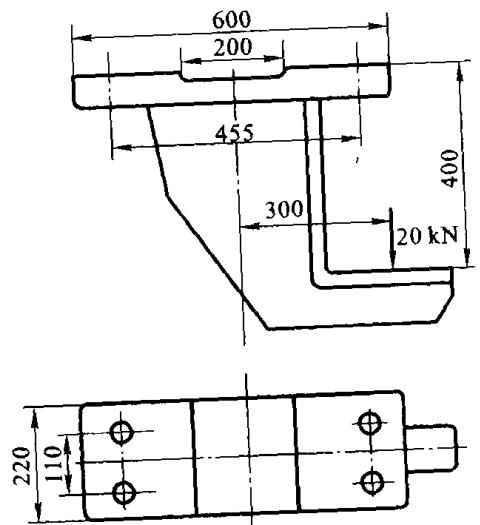
将托架受力情况分解为两种情况, 如题 3.10 解图所示, 轴向工作载荷 $F_Q = 20000 \text{ N}$, 倾覆力矩

$$M = F_Q \times 300 = 20000 \times 300 \text{ N} \cdot \text{mm} = 6 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

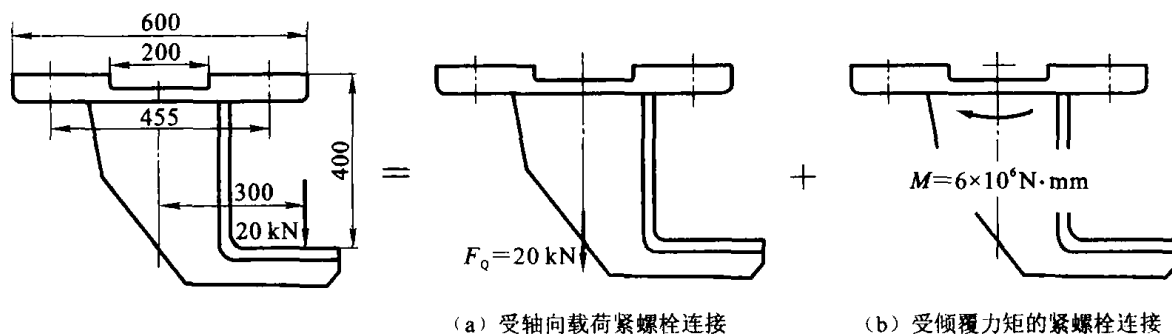
2. 计算受力最大螺栓的工作载荷 F

F_Q 使每个螺栓所受的轴向载荷均等, 为

$$F_1 = \frac{F_Q}{z} = \frac{20000}{4} \text{ N} = 5000 \text{ N}$$



题 3.10 图 托架的连接



题 3.10 解图

倾覆力矩 M 使左侧两个螺栓工作拉力减小, 使右侧两个螺栓工作拉力增加, 其值为

$$F_2 = \frac{M l_{\max}}{\sum_{i=1}^4 l_i^2} = \frac{20 \times 300 \times 10^3 \times \frac{455}{2}}{4 \times \left(\frac{455}{2}\right)^2} \text{ N} = 6593.4 \text{ N}$$

显然, 轴线右侧两个螺栓所受轴向工作载荷最大, 均为

$$F = F_1 + F_2 = (5000 + 6593.4) \text{ N} = 11593.4 \text{ N}$$

3. 根据接合面间不出现间隙的条件确定螺栓所需的预紧力 F'

预紧力 F' 的大小应保证接合面在轴线右侧不能出现间隙, 即

$$\sigma_{p \text{ 右侧边界}} = \sigma_{pF'} - \sigma_{pF_Q} - \sigma_{pM} > 0$$

对紧固连接, $F'' = (0.2 \sim 0.6)F$, 取 $F'' = 0.6F = 0.6 \times 11593.4 \text{ N} = 6956 \text{ N}$, 查参考文献[1]表

3.7 取 $\frac{C_B}{C_B + C_m} = 0.3$, 则有

$$F' = F'' + \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) F = [6956 + (1 - 0.3) \times 11593.4] \text{ N} = 15071.4 \text{ N}$$

$$\sigma_{pF'} = \frac{4F'}{A} = \frac{4F'}{220 \times (600 - 200)} = \frac{4 \times 15071.4}{88000} \text{ MPa} = 0.685 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{pF_Q} = \frac{\left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) F_Q}{A} = \frac{(1 - 0.3) \times 20000}{220 \times (600 - 200)} \text{ MPa} = 0.159 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{pM} = \frac{M}{W} = \frac{20 \times 300 \times 10^3}{\frac{220 \times (600^3 - 200^3)}{12} \times \frac{2}{600}} \text{ MPa} = 0.472 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{p \text{ 右侧边界}} = \sigma_{pF'} - \sigma_{pF_Q} - \sigma_{pM} = (0.685 - 0.159 - 0.472) \text{ MPa} = 0.054 \text{ MPa} > 0$$

所以, 所选预紧力 F' 可保证接合面不出现间隙。

接合面左侧边界的最大挤压应力为

$$\sigma_{p \text{ 左侧边界}} = \sigma_{pF'} - \sigma_{pF_Q} + \sigma_{pM} = (0.685 - 0.159 + 0.472) \text{ MPa} \approx 1 \text{ MPa}$$

假设托架最小壁厚大于 10 mm, 托架材料选用 HT100, 则由参考文献[2]表 10.3 查得, $\sigma_b = 100 \text{ MPa}$, 由参考文献[1]表 3.9 查得

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_b}{2 \sim 2.5} = \frac{100}{2 \sim 2.5} \text{ MPa} = 40 \sim 50 \text{ MPa}$$

σ_p 左侧边界 $\approx 1 \text{ MPa} < [\sigma]_p = 40 \sim 50 \text{ MPa}$ ，所以接合面不会被压溃。

4. 计算螺栓直径 d_1 。

螺栓的总拉力为

$$F_0 = F'' + F = (6\,956 + 11\,593.4) \text{ N} = 18\,549.4 \text{ N}$$

选用 6.8 级螺栓，其 $\sigma_s = 480 \text{ MPa}$ ，按照参考文献[1]查表 3.8，考虑螺栓预紧力不一定经严格控制，故其安全系数与螺栓直径有关，估计直径不超过 M16，取 $S=4.5$ ，得螺栓许用应力为

$$[\sigma] = \sigma_s / S = 480 / 4.5 \text{ MPa} = 106.7 \text{ MPa}$$

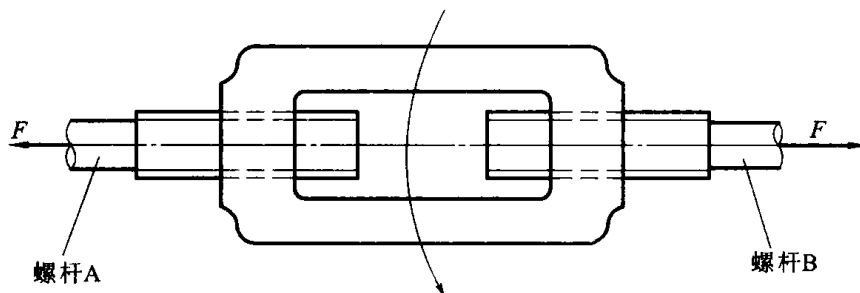
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{5.2 \times 18\,549.4}{3.14 \times 106.7}} \text{ mm} = 16.97 \text{ mm}$$

查普通螺纹标准 GB/T 196—2003，M20 螺栓的 $d_1 = 17.294 \text{ mm} > 16.97 \text{ mm}$ 。故选 M20 螺栓。

三、补充思考题与习题

1. 按不控制预紧力计算螺栓直径为 M16。若按控制预紧力计算螺栓直径为多少？如何控制预紧力？

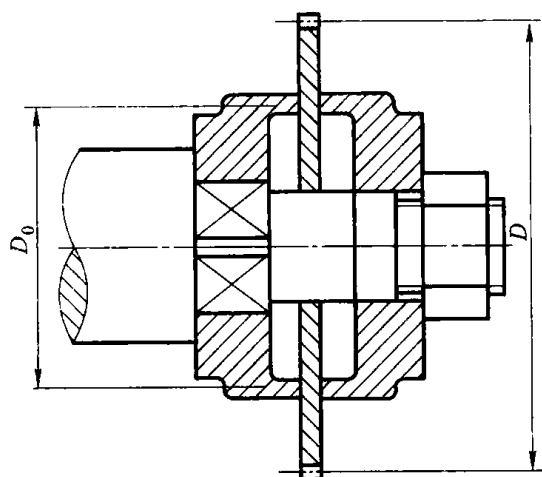
2. 补充题图 3.1 为螺旋拉紧装置，若按图上箭头方向旋转中间零件，能使两端螺杆 A、B 向中央移动，从而将两零件拉紧。试判断该装置中螺杆 A、B 上的螺纹旋向。



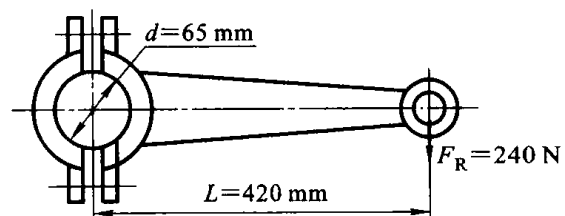
补充题图 3.1

3. 补充题图 3.2 为一圆盘锯，锯片直径 $D=500 \text{ mm}$ ，用螺母将其夹紧在压板中间，已知锯片外圆上的工作阻力 $F_t=400 \text{ N}$ ，压板和锯片间的摩擦因数 $f=0.15$ ，压板的平均直径 $D_0=150 \text{ mm}$ ，可靠性系数 $K_f=1.2$ ，轴材料的许用拉伸应力 $[\sigma]=60 \text{ MPa}$ ，试计算轴端所需的螺纹直径。

4. 补充题图 3.3 为夹紧连接采用两个普通螺栓，已知连接柄端受力 $F_R=240 \text{ N}$ ，连接柄长 $l=420 \text{ mm}$ ，轴的直径 $d=65 \text{ mm}$ ，夹紧接合面摩擦因数 $f=0.15$ ，可靠性系数 $K_f=1.2$ ，螺栓材料的许用拉伸应力 $[\sigma]=80 \text{ MPa}$ ，试计算螺栓小径 d_1 的计算值。

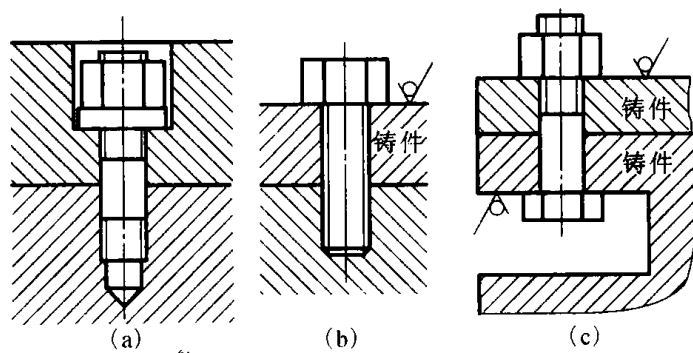


补充题图 3.2



补充题图 3.3

5. 试指出补充题图 3.4 螺纹连接结构中的错误，并就图改正。



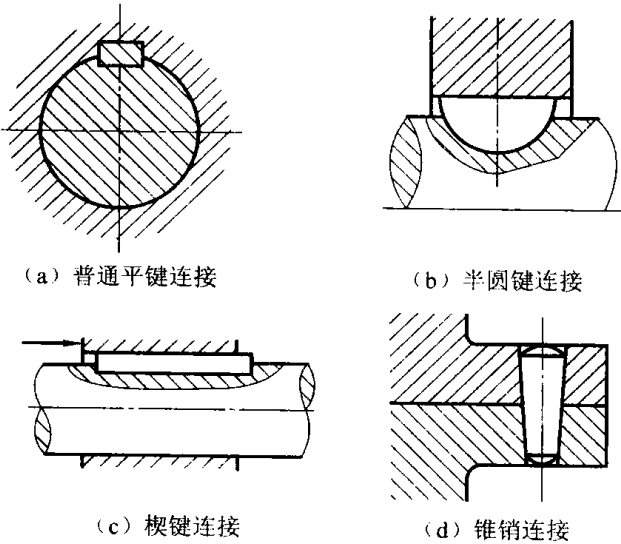
补充题图 3.4

第四章

其他常用连接

一、典型例题

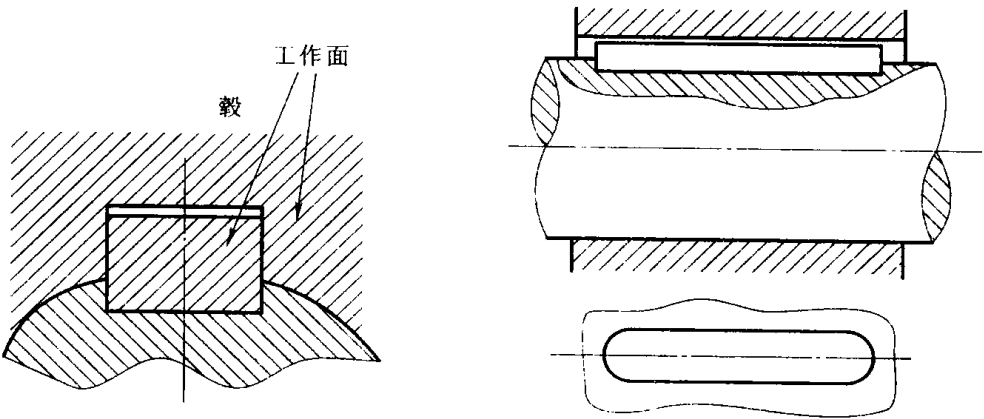
画出例题 4.1 图的正确结构



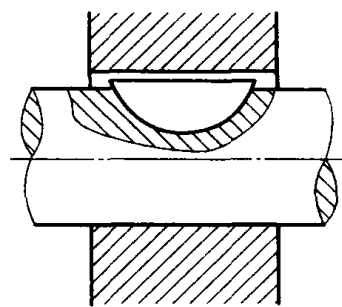
例题 4.1 图

答:

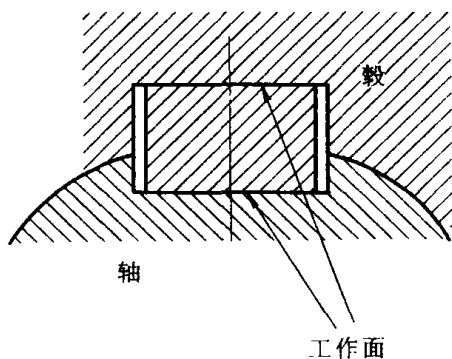
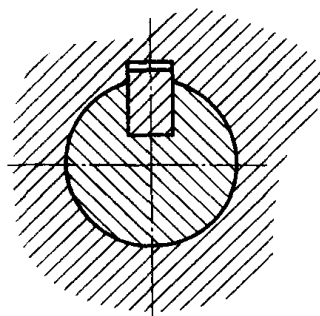
正确的结构如例题 4.1 解图所示。



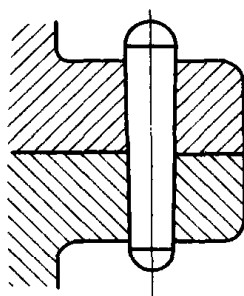
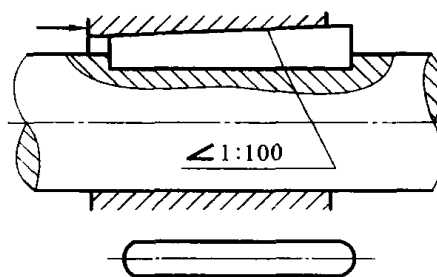
(a) 普通平键连接



(b) 半圆键连接



(c) 楔键连接



(d) 锥销连接

例题 4.1 解图

二、思考题与习题及答案

4.1 简述平键连接、半圆键连接、楔键连接、花键连接的工作原理和特点。

答：

1. 平键连接

工作原理：平键连接靠平键与轴上键槽及毂上键槽的侧面（即工作面）的挤压来传递转矩。

特点：结构简单、装拆方便、对中性好，但不能承受轴向力；应用广泛，可用于静连接、动连接、要求轴毂对中性好的连接。

2. 半圆键连接

工作原理：同平键连接。

特点：键能在槽中绕其几何中心摆动。半圆键连接工艺性好，装配方便，尤其适用于锥形

轴与轮毂的连接。但因轴上键槽较深，对轴的强度削弱较大，一般只用于轻载连接中。

3. 楔键连接

工作原理：装配时楔键打入键槽中，楔键的上、下面（即工作面）与轴和毂上键槽底面间产生正压力，工作时靠此压力产生摩擦力矩来传递转矩。

特点：楔键连接的特点是结构简单、装拆方便，可传递单向轴向力，但楔键被楔紧时破坏了轴毂对中性；另外楔键连接是靠摩擦传递转矩，摩擦传力存在不可靠性，因此仅用于对中性要求不高、载荷平稳、低速的连接。

4. 花键连接

工作原理：花键连接通过轴与轮毂上沿周向分布的多个键齿和键槽的互相啮合传递转矩，齿的侧面是工作面，可用于静连接或动连接。

特点：与平键连接相比，花键连接具有承载能力大、对轴削弱程度小（齿浅、应力集中小）、定心好和导向性好等优点。它适用于定心精度要求高、载荷大或经常滑移的连接。

4.2 简述销连接和成形连接的特点。

答：

销连接主要用于固定零件之间的相互位置并可传递较小的载荷，也可作为加工装配时的辅助零件或安全装置中的过载剪断元件。销的基本类型为圆柱销和圆锥销。圆柱销经过多次拆装，其定位精度会降低。圆锥销有 1:50 的锥度，可自锁，安装比圆柱销方便，多次拆装对定位精度的影响小。

成形连接是利用非圆截面与相应的毂孔构成的连接。轴和毂孔可做成柱形或锥形，前者只能传递转矩，但可用做空载下的动连接，后者还能传递轴向力。

这种连接没有应力集中源，定心性好，承载能力强，装拆方便；但由于加工工艺上的困难，应用并不普遍。非圆截面一般先经车削，然后磨制；毂孔先经钻镗或拉削，然后磨制。选择截面形状时应考虑能否适应磨削加工。

4.3 比较说明对接接头、搭接接头、十字接头和角接接头的应用场合。

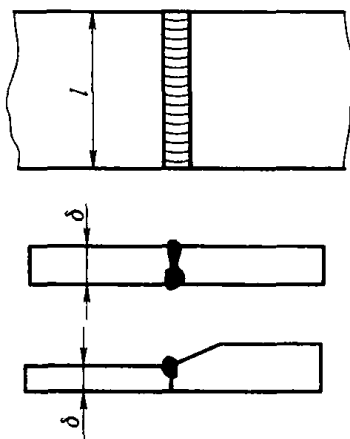
答：

1. 对接接头

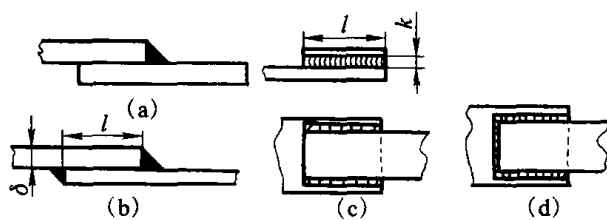
对接接头如题 4.3 解图 1 所示，主要用于连接面基本上在同一平面上的金属板，接头受力比较均匀，传力效率高，应力集中较低，并易于保证焊透和易于排除工艺缺陷，可获得较好的综合性能，是重要零件和结构的优选接头，应用比较广泛。其缺点是焊接前准备工作量较大，组装费工时，并且焊接变形也较大。

2. 搭接接头

搭接接头如题 4.3 解图 2 所示，其构建形状变化较大，应力集中比对接接头严重，因此其工作应力分布较复杂。另外该接头存在母材及焊接材料的消耗量较大，强度（尤其是动载强度）较低的弱点。但是由于其焊前准备和装配工作比对接接头要简单得多，横向收缩量比对接接头小，对焊工的技术水平要求比对接接头低，因此广泛用于工作条件良好且又不重要的结构中。



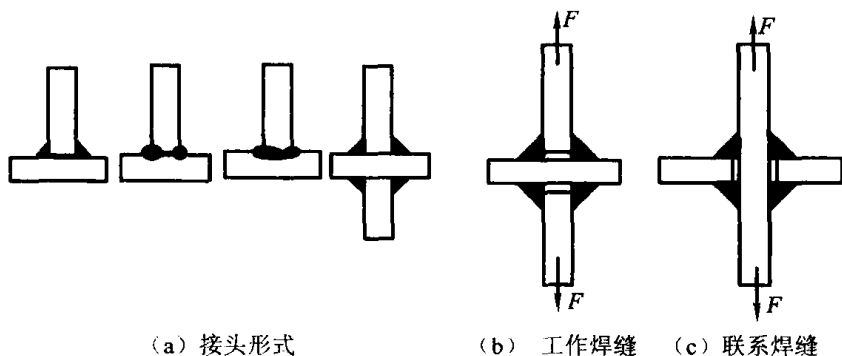
题 4.3 解图 1 对接接头形式



题 4.3 解图 2 搭接接头基本形式

3. 丁字（十字）接头

丁字接头和十字接头是连接相互垂直板件的重要接头形式，如题 4.3 解图 3 所示。该类接头具有较重要的应力集中，接头强度通常低于母材。丁字（十字）接头中角焊缝的根部和过渡处都有很大的应力集中，开坡口并焊透是降低应力集中的重要措施之一。丁字（十字）接头应尽量避免在板厚方向承受较高的拉应力，因为这样容易出现层状撕裂现象，故应将其工作焊缝转化为联系焊缝（题 4.3 解图 3b、c）。



题 4.3 解图 3 丁字（十字）接头

4. 角接接头

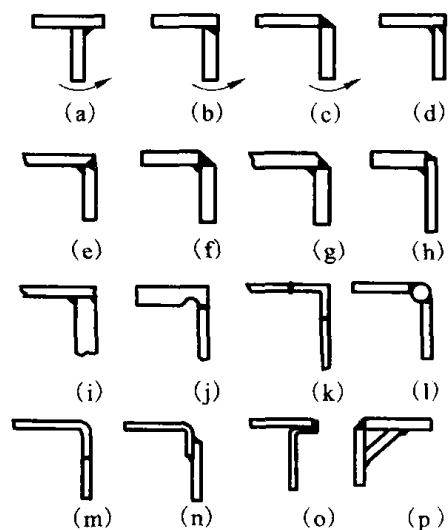
角接接头常用于箱形构件，常见的角接接头如题 4.3 解图 4 所示。其中图 a 为最常见的形式，该接头装配方便，节省工时，是最经济的角接接头。图 a~图 c 只有单面焊缝，对承受箭头所示方向的弯矩不利；而图 d~图 f 有双面焊缝，具有较大的抗弯能力；图 g 多用于厚钢板；图 h~图 j 用于不等厚度板的角接接头；图 k、图 l、图 p 接头的刚性较大；图 m~图 o 适用于薄板。

4.4 分别说明常用环氧胶粘剂和瞬间胶粘剂的特点和用途。

答：

环氧胶粘剂主要成分是环氧树脂，有较高的粘接强度、良好的电绝缘性能和力学性能，适用于受力部位的粘接。因配方不同，有室温固化和加热固化两种，主要用来粘接金属、玻璃、陶瓷、橡胶、木材、塑料等。

瞬间胶粘剂由 α -氰基丙烯酸酯单体和少量稳定剂、增塑剂等配制而成，组分简单、无毒、



题 4.3 解图 4 角接接头形式

不用配料，能在常温常压下迅速固化。使用时，被粘物表面不需特殊处理，能满足工业自动化流水线的需要，不仅适合粘接各种金属、非金属材料，还可用于医疗方面的粘接，如粘接医疗器械，粘接病人切开的皮肤等，但不适宜于大面积和多孔材料的粘接。常用的是 α -氰基丙烯酸乙酯，商品牌号为 502 胶，医用的 α -氰基丙烯酸丁酯，商品牌号为 504 胶。

4.5 某带轮与轴拟采用平键连接。已知：传递转矩 $T=800 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，轴径 $d=60 \text{ mm}$ ，轮毂宽度 $B=70 \text{ mm}$ ，轴的材料为 45 钢，轮毂材料为铸铁，试选定平键尺寸并进行强度计算。若强度不足，有何措施？

解：

根据该连接所在轴径 $d=60 \text{ mm}$ 、轮毂宽度 $B=70 \text{ mm}$ ，查参考文献[2]表 11.27 得键及键连接尺寸为：键宽 $b=18 \text{ mm}$ ，键高 $h=11 \text{ mm}$ ，键长 $L=63 \text{ mm}$ 。

根据键及轴材料为 45 钢、联轴器材料为铸铁，查参考文献[1]表 4.1 得 $[\sigma_p] = 70 \sim 80 \text{ MPa}$ ，取 $[\sigma_p] = 75 \text{ MPa}$ 。

验算该键连接的挤压强度：

$$\sigma_p = \frac{2T}{kld} = \frac{2T}{\frac{h}{2}(L-b)d} = \frac{2 \times 800\,000}{\frac{11}{2} \times (63-18) \times 60} \text{ MPa} = 107.744 \text{ MPa} > [\sigma_p] = 75 \text{ MPa}$$

显然不满足挤压强度要求。

采取的措施为：在 180° 方向上加双键，按 1.5 个键计算。

则有

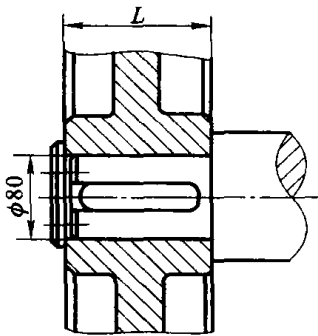
$$\sigma_p = \frac{2T}{1.5kld} = \frac{2T}{1.5 \times \frac{h}{2}(L-b)d} = \frac{2 \times 800\,000}{1.5 \times \frac{11}{2} \times (63-18) \times 60} \text{ MPa} = 71.8 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 75 \text{ MPa}$$

满足挤压强度要求。

三、补充思考题与习题

1. 圆头、方头及单圆头普通平键各有何优、缺点？分别用在什么场合？轴上的键槽是怎样加工的？

2. 补充题图 4.1 为在直径 $d=80 \text{ mm}$ 的轴端安装一钢制直齿圆柱齿轮，轮毂长 $L=1.5d$ ，工作时略有冲击。试确定平键连接尺寸，并计算其传递的最大扭矩。



补充题图 4.1

第五章

带 传 动

一、典型例题

1. 一带传动的大、小带轮的基准直径 $d_{d1}=100\text{ mm}$, $d_{d2}=400\text{ mm}$, 小带轮转速 $n_1=1\,460\text{ r/min}$, 滑动率 $\varepsilon=0.02$, 传递功率 $P=10\text{ kW}$ 。求带速 v 、有效拉力 F_e 和大带轮实际转速 n_2 。

解:

带速

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 100 \times 1\,460}{60 \times 1\,000} \text{ m/s} = 7.6 \text{ m/s}$$

有效拉力

$$F_e = \frac{1\,000P}{v} = \frac{1\,000 \times 10}{7.6} \text{ N} = 1\,316 \text{ N}$$

大带轮实际转速

$$n_2 = (1 - \varepsilon) \frac{d_{d1} n_1}{d_{d2}} = (1 - 0.02) \frac{100 \times 1\,460}{400} \text{ r/min} = 358 \text{ r/min}$$

2. 某带传动装置中主动轴转矩为 T_1 , 带轮基准直径 $d_{d1}=100\text{ mm}$ 、 $d_{d2}=150\text{ mm}$, 运转中发生了严重的打滑现象, 后将带轮基准直径改为 $d_{d1}=150\text{ mm}$ 、 $d_{d2}=225\text{ mm}$, 带长相应增加, 传动正常。试问原因何在?

解:

带传动正常工作的条件是: 需要传递的外载荷 $F \leq$ 最大有效拉力, 即

$$F \leq F_{\lim} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}$$

而带传动需要传递的外载荷为

$$F = \frac{2\,000T_1}{d_{d1}}$$

当小带轮基准直径由 100 mm 增加到 150 mm 时, 增大到 1.5 倍, 则带传动需要传递的外载荷 F 下降为原来外载荷的 0.67 倍。而在初拉力、带和带轮材料不变时, 带传动的最大有效拉力 $F_{\lim}$ 却变化不大, 故可使得 $F \leq F_{\lim}$, 避免了打滑。

二、思考题与习题及答案

5.1 什么是带传动中的弹性滑动现象？什么是打滑？弹性滑动与打滑对摩擦型带传动有什么影响？

答：

由带的弹性变形而引起带与带轮之间的相对滑动现象称为弹性滑动。弹性滑动是带传动中不可避免的现象，它会引起以下后果：① 从动轮的圆周速度总是落后于主动轮的圆周速度，并随载荷变化而变化，导致此传动的传动比不准确。② 损失一部分能量，降低了传动效率，会使带的温度升高，并引起传动带磨损。

打滑是指带传动中带传递的外载荷超过最大有效圆周力，带在带轮上发生显著的相对滑动现象。打滑将造成带的严重磨损，并使带的运动处于不稳定状态，传动失效。打滑是由于过载引起的，避免过载就可以避免打滑现象的发生。

5.2 在 V 带传动设计中，为什么要限制最小带轮基准直径 $d_{\min}$ 和带的最高圆周速度 $v_{\max}$ ？

答：

一般情况下，传动带中的弯曲应力变化是最大的，它是引起带疲劳破坏的主要因素。带轮基准直径越小，弯曲应力越大。因此，为减少弯曲应力，应采用较大的小带轮基准直径 d_{d1} 。但 d_{d1} 过大，会使传动的结构尺寸增大。如无特殊要求，一般取 d_{d1} 大于等于许用的最小带轮基准直径 $d_{\min}$ 。

当传递功率一定时，带速越高，圆周力越小，所需带的根数越少，但带速过大，带在单位时间内绕过带轮的次数增加，使疲劳寿命降低。更重要的是增加带速会显著地增加带的离心力，减小带与带轮间的正压力，从而减小带与带轮间的摩擦力。带速达到一定数值后，不利因素将超过有利因素，致使设计功率降低，所以设计时应使 $v \leq v_{\max}$ 。

5.3 单根 V 带所能传递的最大功率主要受哪些因素影响？设计过程中，为什么要对表中单根带所能传递的最大功率进行修正？修正过程中考虑了哪些因素的影响？

答：

单根 V 带所能传递的最大功率主要受载荷性质、小轮包角 α_1 、带长 L_d 和强力层材料及结构的影响。表中单根 V 带所能传递的最大功率 P_0 是在载荷平稳、传动比 $i=1$ 、包角 $\alpha_1 = \pi$ 、带长为特定长度、强力层为化学纤维线绳结构的条件下求得的。

在设计中，如果不满足上述条件，则要对其进行修正。修正过程中主要考虑传动比 i 、包角 α_1 和带长 L_d 的影响。当传动比 $i > 1$ 时，带在大带轮上的弯曲程度较小，即带绕过大带轮时产生的弯曲应力较绕过小带轮时要小。因此，在同样寿命条件下， $i > 1$ 时带所能传递的功率可以相应地增大一些。功率增量为： $\Delta P_0 = K_b n_1 (1 - 1/K_i)$ ，其中， K_b 为弯曲影响系数， n_1 为小带轮转速， K_i 为传动比系数；当包角 $\alpha_1 \neq 180^\circ$ 时，引入包角系数 K_α ；当带长 L_d 不等于特定长度时，引入长度系数 K_L 。此时单根 V 带实际能传递的最大功率为 $(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$ 。

5.4 平带传动和 V 带传动各有什么特点？分别适用于什么场合？

答：

平带传动中，平带以其内表面作为工作面，结构简单，传动效率高，带轮容易制造，在传

动中心距较大的情况下应用较多。以帆布芯平带应用最广。

V 带是应用最广的一种传动带。V 带传动中，V 带的工作面为带的两个侧面，在相同的张紧力情况下，V 带能产生较大的正压力和摩擦力，传动能力比平带强。窄 V 带适用于传动大功率且要求结构紧凑的场合；联组 V 带用于大功率、重负荷、高转速、振动较大的传动中。

5.5 摩擦型带传动为什么要张紧？有哪些常见的张紧形式？如果用张紧轮张紧，张紧轮应该置于松边还是紧边？靠近大带轮还是小带轮？带的内侧还是外侧？为什么？

答：

传动带不是完全的弹性体，经过一段时间的工作后，会因为伸长而产生松弛，使初拉力降低，传动能力下降甚至消失。为了保证必需的初拉力，必须对带进行张紧。

常见的张紧方式有定期张紧、张紧轮张紧和自动张紧。

如果用张紧轮张紧，因为紧边需要的张紧力大，且张紧轮容易跳动，通常张紧轮置于带的松边，压在松边内侧，避免带反复受到弯曲应力的作用。张紧轮应尽量靠近大带轮，以免小带轮上包角减小过多。

5.6 带传动设计过程中为什么要限制带的根数？如果按照设计流程设计的结果所需带的根数大于 10 根，如何修改处理？

答：

在带传动中，带的根数越多，其受力越不均匀，因此在设计中应限制带的根数，一般应小于 10 根。

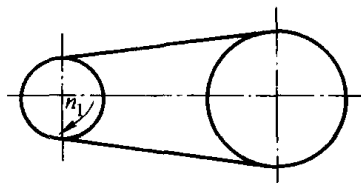
如果带的根数大于 10，应改选其他带型，或加大带轮直径，重新设计；或者改用联组 V 带。

5.7 有一普通 V 带传动，其传动简图见图 5.7 图。已知小带轮为主动轮，且 $n_1=1440 \text{ r/min}$ ， $d_{d1}=160 \text{ mm}$ ， $d_{d2}=450 \text{ mm}$ ，中心距 $a=860 \text{ mm}$ 。试求：

(1) 在图上画出 α_1 和 α_2 ，指出松边和紧边。

(2) 求传动带的基准长度 L_d 。

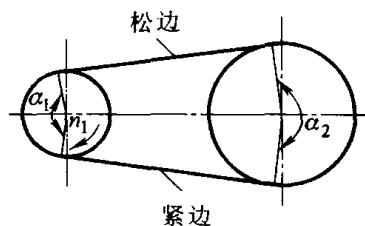
(3) 求滑动率 $\varepsilon=0.02$ 时大带轮的实际转速。



题 5.7 图

解：

(1) 普通 V 带传动的 α_1 、 α_2 及松、紧边如题 5.7 解图所示。



题 5.7 解图

(2) 传动带的基准长度为

$$L_d \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a} = \left[2 \times 860 + \frac{\pi}{2} \times (450 + 160) + \frac{(450 - 160)^2}{4 \times 860} \right] \text{ mm}$$

$$= 2\,702.63 \text{ mm}$$

(3) 大带轮的实际转速为

$$n_2 = (1 - \varepsilon) \frac{d_{d1}}{d_{d2}} n_1 = (1 - 0.02) \times \frac{160}{450} \times 1\,440 \text{ r/min} = 501.76 \text{ r/min}$$

5.8 请设计车床用普通 V 带传动。已知传递的名义功率 $P=3.2 \text{ kW}$ ，小带轮的转速 $n_1=1\,460 \text{ r/min}$ ，传动比 $i=3.6$ 。要求每日两班制工作，结构尽可能紧凑。

解：

(1) 由参考文献[1]表 5.7 查得 $K_A=1.3$ ，故设计功率 $P_d = K_A P = 1.3 \times 3.2 \text{ kW} = 4.16 \text{ kW}$ 。

(2) 根据 n_1 和 P_d ，由参考文献[1]图 5.17，选择 A 型带。

(3) 根据参考文献[1]表 5.8 推荐的最小基准直径，选小带轮基准直径为 100 mm ，则大带轮的基准直径为 $d_{d2} = id_{d1} = 3.6 \times 100 \text{ mm} = 360 \text{ mm}$ ，根据参考文献[1]表 5.4 取大带轮基准直径为

$$355 \text{ mm}，其传动比误差为 \left| \frac{\Delta i}{i} \right| = \left| \frac{\frac{360}{100} - \frac{355}{100}}{3.6} \right| = 1.3\% < 5\%，故可以选用。$$

(4) 验算带的速度：

$$v = \pi d_{d1} n_1 / (60 \times 1\,000) = \frac{3.14 \times 100 \times 1\,460}{60 \times 1\,000} \text{ m/s} = 7.64 \text{ m/s} < 25 \text{ m/s}$$

(5) 确定带长和中心距。由相应公式 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$ 得 $318.5 \text{ mm} \leq a_0 \leq 910 \text{ mm}$ ，根据结构紧凑要求，取偏小值 $a_0=400 \text{ mm}$ ；由此计算 V 带的基准长度为

$$L'_d = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} = \left[2 \times 400 + \frac{\pi}{2}(100 + 355) + \frac{(355 - 100)^2}{4 \times 400} \right] \text{ mm}$$

$$= 1\,555.4 \text{ mm}$$

由参考文献[1]表 5.2 取基准长度为 $1\,600 \text{ mm}$ 。计算实际中心距为

$$a = a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = \left(400 + \frac{1\,600 - 1\,555.4}{2} \right) \text{ mm} = 422.3 \text{ mm}$$

(6) 计算小轮包角。由参考文献[1]式 (5.3) 得

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 145.4^\circ$$

(7) 确定带的根数。根据参考文献[1]表 5.4 可知，单根带所能传递的功率大约为 1.32 kW ，由参考文献[1]表 5.5 和表 5.6 查得 $K_b = 0.773 \times 10^{-3}$ ， $K_i = 1.14$ ，则

$$\Delta P_0 = K_b n_1 (1 - 1/K_i) = 0.773 \times 10^{-3} \times 1\,460 \times (1 - 1/1.14) \text{ kW} = 0.139 \text{ kW}$$

由参考文献[1]表 5.2 查得 $K_L = 0.99$ ，由参考文献[1]表 5.9 查得 $K_\alpha = 0.90$ ，带的根数为

$$z = \frac{P_d}{(P_0 + \Delta P) K_\alpha K_L} = \frac{4.16}{(1.32 + 0.139) \times 0.9 \times 0.99} = 3.2$$

取 $z=4$ 根。

(8) 计算初拉力。由参考文献[1]表 5.1 查得 $m=0.1 \text{ kg/m}$, 则

$$F_0 = 500 \frac{P_d}{zv} \frac{2.5 - K_a}{K_a} + mv^2 = \left(500 \times \frac{4.16}{4 \times 7.64} \times \frac{2.5 - 0.9}{0.9} + 0.1 \times 7.64^2 \right) \text{ N} = 126.84 \text{ N}$$

(9) 计算作用在轴上的压力 F_Q 。

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \times 4 \times 126.84 \times \sin \frac{145.4^\circ}{2} \text{ N} = 968.8 \text{ N}$$

5.9 已知某 V 带传动传递的功率 $P=7.5 \text{ kW}$, 带的圆周速度为 $v=10 \text{ m/s}$, 紧边拉力是松边拉力的两倍, 即 $F_1=2F_2$ 。试求紧边拉力 F_1 、有效圆周拉力 F 和所需的初拉力 F_0 。

答:

带传递的功率 $P=Fv/1000$, 则有效圆周拉力

$$F = 1000P/v = \frac{1000 \times 7.5}{10} \text{ N} = 750 \text{ N}; \text{ 又 } F = F_1 - F_2, \text{ 而 } F_1 = 2F_2, \text{ 所以}$$

$$F_2 = F = 750 \text{ N}, F_1 = 2F_2 = 1500 \text{ N}; \text{ 由 } F_1 + F_2 = 2F_0, \text{ 所以 } F_0 = (F_1 + F_2)/2 = 1125 \text{ N}。$$

5.10 设单根 V 带所能传递的最大功率 $P=5 \text{ kW}$, 已知主动轮基准直径 $d_{d1}=140 \text{ mm}$, 转速 $n_1=1460 \text{ r/min}$, 包角 $\alpha_1=140^\circ$, 带与带轮之间的当量摩擦因数 $f'=0.5$, 此传动装置处在打滑前的临界状态。试求紧边拉力 F_1 和最大有效圆周拉力 $F_{\max}$ 。

解:

带传递的最大功率 $P=F_{\max}v/1000$, 又

$$v = \frac{\pi d_{d1} n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1460}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 10.7 \text{ m/s}$$

则最大有效圆周拉力为

$$F_{\max} = \frac{1000P}{v} = 1000 \times \frac{5}{10.7} \text{ N} = 467.3 \text{ N}$$

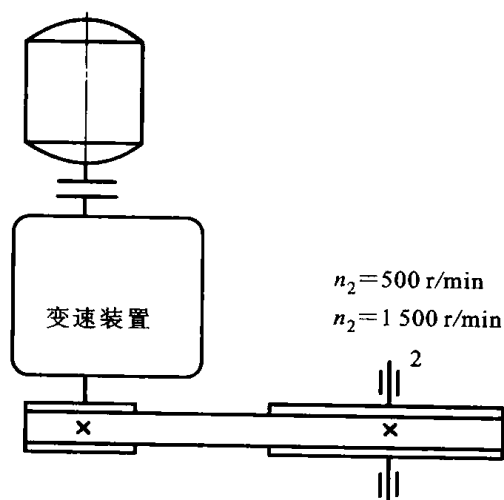
带的最大有效圆周力 $F_{\max} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}} \right)$, 则紧边拉力为

$$F_1 = \frac{F_{\max}}{1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}}} = \frac{467.3 \times 10^3}{1 - \frac{1}{e^{0.5 \times \frac{\pi}{180^\circ} \times 140^\circ}}} \text{ N} = 293.97 \text{ N}$$

三、补充思考题与习题

1. 设带所能传递的最大功率 $P=3 \text{ kW}$, 已知主动轮直径 $d_{d1}=140 \text{ mm}$, 转速 $n_1=1420 \text{ r/min}$, 小轮包角 $\alpha_1=160^\circ$, 带与带轮间的当量摩擦因数 $f'=0.5$, 求最大有效圆周力 F 和紧边拉力 F_1 。

2. 补充题图 5.1 为两级变速装置，如变速过程中轴 2 上的功率不变，则应按哪一种转速计算带的根数？如分别按两种转速计算，得出带的根数（型号相同）是否相差 3 倍？为什么？试用公式进行分析。



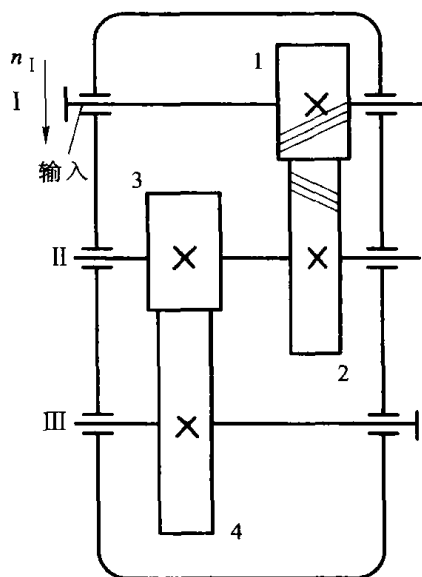
补充题图 5.1

第六章

齿 轮 传 动

一、典型例题

1. 例题 6.1 图所示为二级斜齿圆柱齿轮减速器，第一级齿轮的螺旋角的旋向已给出。为了使 II 轴轴承承受轴向力最小，试确定第二级斜齿圆柱齿轮螺旋角的旋向，并画出各轮上齿轮的轴向力、径向力及圆周力的方向。

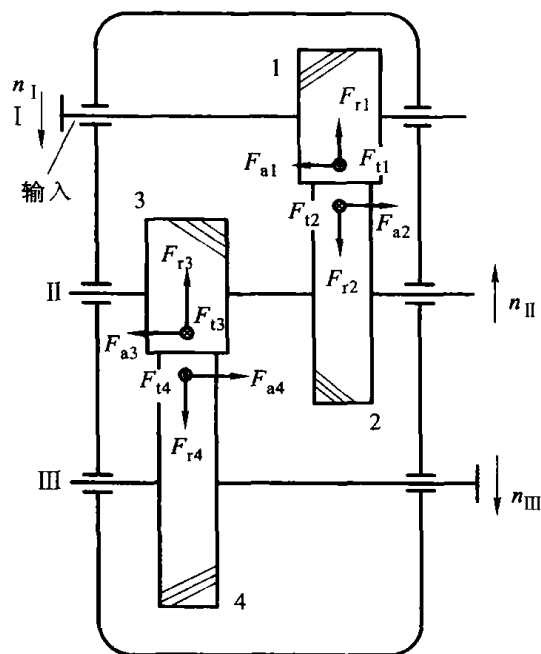


例题 6.1 图

解：

(1) 因为斜齿圆柱齿轮上的轴向力 F_a 和轮齿螺旋角方向，主、从动轮及转动方向有关，只要有一个因素不同，则 F_a 的方向就不同。已知 II 轴上齿轮 3 是主动轮，齿轮 2 是从动轮，且齿轮 3 与齿轮 2 转动方向相同，所以要使 II 轴上轴承承受的轴向力最小，也即使齿轮 3 与齿轮 2 上的轴向力方向相反，则齿轮 3 的螺旋角方向应与齿轮 2 的螺旋角方向相同，即为右旋，如例题 6.1 解图所示。

(2) 各轴上齿轮的轴向力 F_a 、径向力 F_r 、圆周力 F_t 的方向如例题 6.1 解图所示。



例题 6.1 解图

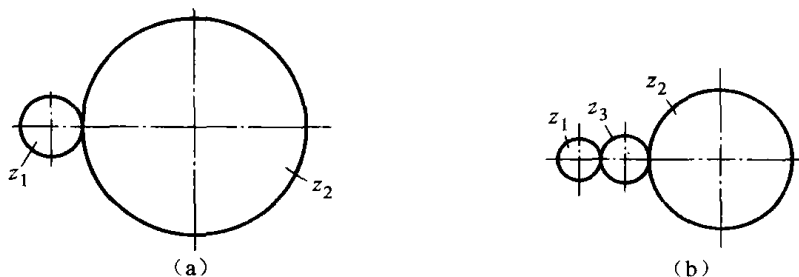
2. 在直齿圆柱齿轮传动中，已知小齿轮转速 $n_1=500 \text{ r/min}$ ，大齿轮转速 $n_2=125 \text{ r/min}$ ，中心距 $a=250 \text{ mm}$ ，求大小齿轮的齿数和模数。要求：（1）大小齿轮转动方向相反；（2）大小齿轮转动方向相同；（3）分析哪个齿轮传动的强度较差。设各个齿轮的材料、热处理、许用应力、载荷系数、齿宽都相同。考虑到齿轮为软齿面，只按照接触疲劳强度分析。（注：本题不采用内齿轮。）

解：

为了满足上述要求，采用图示的两种结构。下面以此两种结构为例进行分析，其齿轮的齿数和模数分别为：

（1） $z_1 = 20$ ， $z_2 = 80$ ， $m=5 \text{ mm}$ ，实现大小齿轮转动方向相反（图 a）。

（2） $z_1 = 17$ ， $z_3 = 20$ ， $z_2 = 68$ ， $m=4 \text{ mm}$ ，实现大小齿轮转动方向相同，（图 b）。



例题 6.2 解图

（3）直齿圆柱齿轮齿面接触疲劳强度计算公式：

$$\sigma_H = Z_H Z_E \sqrt{\frac{2KT_1 u \pm 1}{bd_1^2 u}} \leq [\sigma]_H$$

现在各齿轮的 Z_H 、 Z_E 、 K 、 b 、 $[\sigma]_H$ 均相同。令 $Z_H Z_E \sqrt{\frac{2K}{b}} = C$ ，则

$$\sigma_H = \frac{C}{d_1} \sqrt{T_1 \frac{u+1}{u}}$$

在图 a 中

$$d_1 = mz_1 = 5 \times 20 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4$$

$$\sigma_H = \frac{C}{d_1} \sqrt{T_1 \frac{u+1}{u}} = \frac{C}{100} \sqrt{T_1 \frac{4+1}{4}} \approx 0.01 C \sqrt{T_1}$$

在图 b 中, 对于齿轮 1、3 传动:

$$d_1 = mz_1 = 4 \times 17 \text{ mm} = 68 \text{ mm}$$

$$u = \frac{z_3}{z_1} = \frac{20}{17} = 1.1765$$

$$\sigma_H = \frac{C}{d_1} \sqrt{T_1 \frac{u+1}{u}} = \frac{C}{68} \sqrt{T_1 \times \frac{1.1765+1}{1.1765}} \approx 0.02 C \sqrt{T_1}$$

对于齿轮 3、2 传动:

$$d_3 = mz_3 = 4 \times 20 \text{ mm} = 80 \text{ mm}, \quad u = \frac{z_2}{z_3} = \frac{68}{20} = 3.4$$

不计效率, 则齿轮 3 的转矩

$$T_3 = T_1 \times \frac{z_3}{z_1} = T_1 \times \frac{20}{17} = 1.1765 T_1$$

$$\sigma_H = \frac{C}{80} \sqrt{1.1765 T_1 \times \frac{3.4+1}{3.4}} \approx 0.0154 C \sqrt{T_1}$$

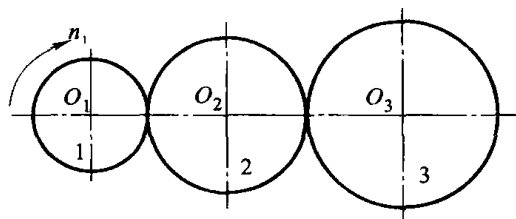
显然, 在输入转矩相同时, 图 b 中各对齿轮所受的接触应力比图 a 中两齿轮所受的接触应力大。由于许用应力相同, 所以图 b 中两对齿轮的接触强度较差。

3. 在例题 6.3 图所示的直齿圆柱齿轮传动中, 齿轮 1 为主动齿轮, 齿轮 2 为中间齿轮, 齿轮 3 为从动齿轮。已知直齿轮 3 所受的转矩 $T_3=98 \text{ N} \cdot \text{m}$, 其转速 $n_3=180 \text{ r/min}$, $z_1=22$, $z_2=25$, $z_3=45$, $m=4 \text{ mm}$ 。假设齿轮啮合、轴承及摩擦损失忽略不计, 试求:

(1) 啮合传动时, 作用在各个齿轮上的圆周力和径向力的大小, 并将方向及齿轮转动方向标于图上。

(2) 说明中间齿轮 2 在啮合时的应力性质和强度计算时应注意的问题。

(3) 若把齿轮 2 作为主动齿轮, 则在啮合传动时其应力性质有何变化, 其强度计算与前面有何不同?



例题 6.3 图

解:

(1) 各分力计算如下:

$$T_2 = T_3 \times \frac{d_2}{d_3} = T_3 \times \frac{z_2}{z_3} = 98 \times \frac{25}{45} \text{ N} \cdot \text{m} = 54.444 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_1 = T_2 \times \frac{d_1}{d_2} = T_2 \times \frac{z_1}{z_2} = 54.444 \times \frac{22}{25} \text{ N} \cdot \text{m} = 47.911 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{t2} = F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000T_1}{mz_1} = \frac{2000 \times 47.911}{4 \times 22} \text{ N} = 1088.9 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = F_{t1} \tan 20^\circ = 396.3 \text{ N}$$

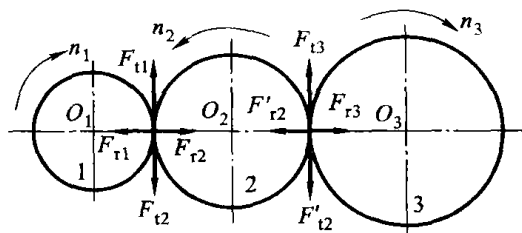
$$F_{n2} = F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{1088.9}{\cos 20^\circ} \text{ N} = 1158.8 \text{ N}$$

由齿轮 2 受力平衡条件, 得

$$F'_{r2} = F_{r2} = 396.3 \text{ N}, \quad F'_{t2} = F_{t2} = 1088.9 \text{ N}$$

F_{r3} 与 F'_{r2} 、 F_{t3} 与 F'_{t2} 是作用力与反作用力的关系, 所以 $F_{r3} = -F'_{r2}$, $F_{t3} = -F'_{t2}$ 。

F_t 和 F_r 方向及齿轮转向见图。



例题 6.3 解图

(2) 齿轮 2 在啮合传动时, 齿轮根部弯曲应力为对称循环, 双向受载。齿面接触应力为脉动循环。在校核弯曲强度时, 应该将齿根弯曲疲劳极限乘以 0.7。

(3) 若齿轮 2 为主动, 则其弯曲应力和接触应力都为脉动循环, 但齿轮 2 每转一周时, 轮齿同侧齿面啮合次数为 2, 则其应力循环次数增加 1 倍, 另外齿轮 2 主动时, 其输入转矩 T_2 等于齿轮 1 上的转矩 T_1 的 $\frac{25}{22}$ 和齿轮 3 上的转矩 T_3 的 $\frac{25}{45}$ 之和。但由于驱动齿轮 1 和齿轮 3 的是齿轮 2 上不同的轮齿, 因此强度计算时不能用 T_2 , 而用 T_1 、 T_3 中的值大者。

$$T_2 \neq T_1 + T_3$$

$$T_2 = T_1 \times \frac{25}{22} + T_3 \times \frac{25}{45}$$

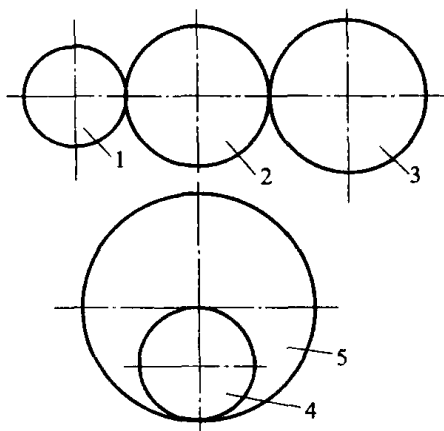
二、思考题与习题及答案

6.1 分析给出题 6.1 图分别在 (1) 当齿轮 2 和 4 为主动轮时、(2) 当齿轮 1 和 5 为主动轮时, 齿轮 2、4 的圆周力的方向。(主动轮为顺时针方向转动。)

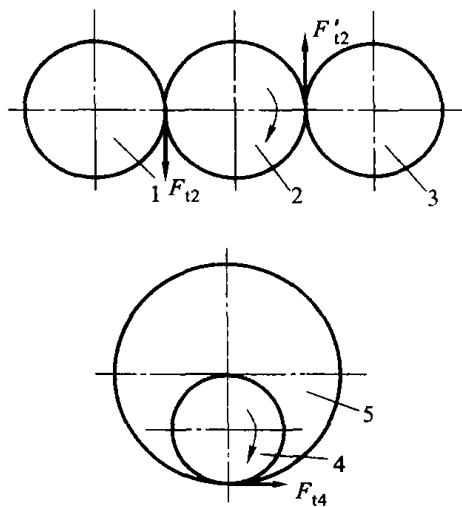
答:

(1) 当齿轮 2 和 4 为主动轮, 转动方向如题 6.1 解图 1 所示时, 其圆周力的方向如图中箭

头所示。

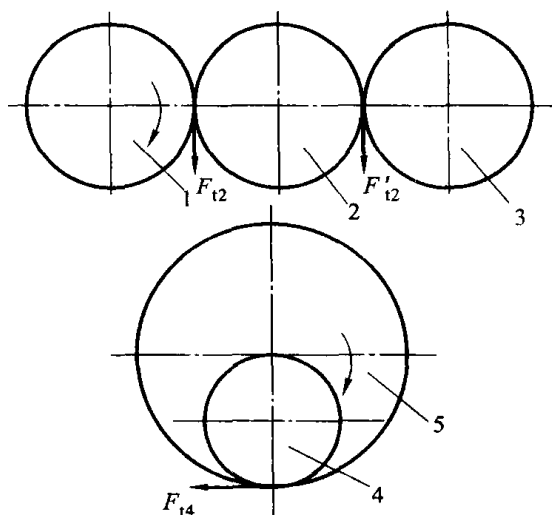


题 6.1 图



题 6.1 解图 1

(2) 当齿轮 1 和 5 为主动轮, 转动方向如题 6.1 解图 2 所示时, 齿轮 2、4 的圆周力的方向如图中箭头所示。



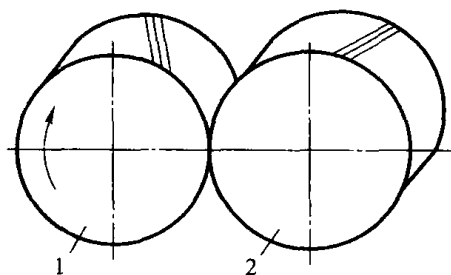
题 6.1 解图 2

6.2 分析题 6.2 图中的斜齿轮 1 和 2 上的圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_a 在下列条件下的方向, 当:

- (1) 齿轮 1 轮主动、齿的旋向和转动方向如图所示时。
- (2) 齿轮 1 轮主动, 齿的旋向和图示相反时。
- (3) 齿轮 2 轮主动, 其他条件与 (1) 相同。
- (4) 转向与图示相反, 其他条件与 (1) 相同。

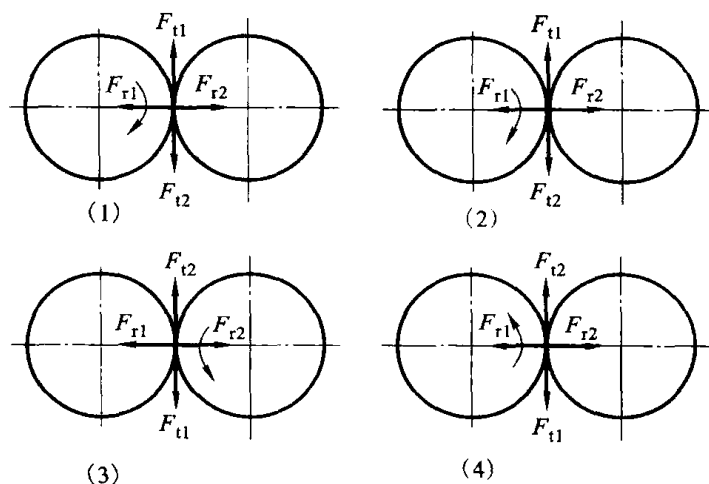
答:

在各种条件下, 齿轮 1 和 2 上的圆周力 F_{t1} 、 F_{t2} , 径向力 F_{r1} 、 F_{r2} 的方向如题 6.2 解图所示。



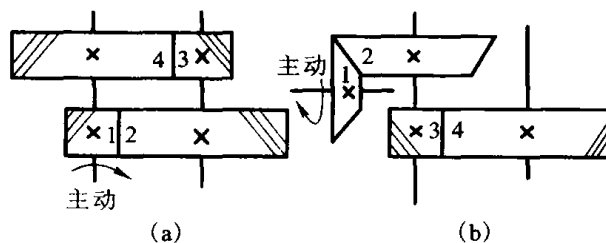
题 6.2 图

- (1) 齿轮 1 的轴向力指向纸外, 齿轮 2 的轴向力指向纸内。
- (2) 齿轮 1 的轴向力指向纸内, 齿轮 2 的轴向力指向纸外。
- (3) 齿轮 1 的轴向力指向纸内, 齿轮 2 的轴向力指向纸外。
- (4) 齿轮 1 的轴向力指向纸内, 齿轮 2 的轴向力指向纸外。



题 6.2 解图

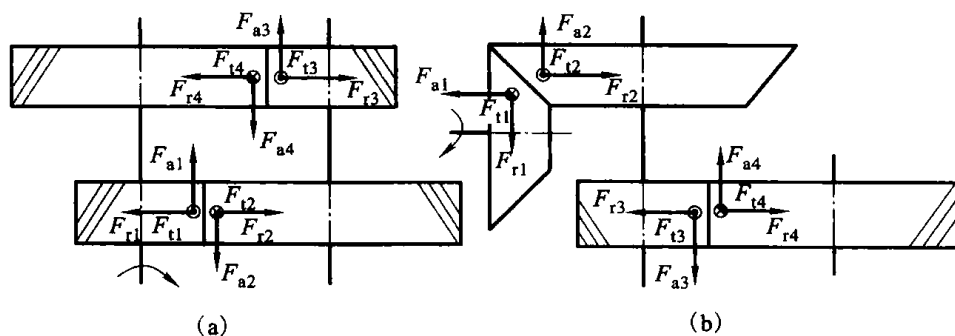
6.3 试分析题 6.3 图所示的齿轮传动中, 各齿轮所受的力 (用箭头表示出各力的作用位置及方向)。



题 6.3 图

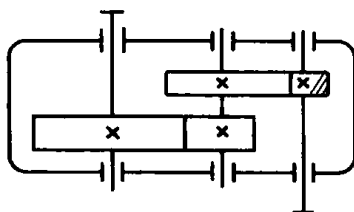
答:

题 6.3 图所示的齿轮传动中, 各齿轮所受的力的作用位置及方向如题 6.3 解图所示。



题 6.3 解图

6.4 已知题 6.4 图所示二级齿轮减速器中第一级小齿轮的齿向为右旋。试求：（1）第一级大齿轮的旋向；（2）第二级小齿轮的旋向如何确定才能使中间轴上的轴向力最小（使中间轴上两齿轮的轴向力相反，以便抵消一部分）。



题 6.4 图

答：

- （1）第一级大齿轮的旋向为左旋。
- （2）第二级小齿轮的旋向应为左旋。

6.5 齿轮有哪些失效形式？对每种失效形式可以分别采用哪些防止失效的措施？

答：

齿轮的主要失效形式有轮齿的折断、齿面疲劳点蚀、齿面磨损、齿面胶合和塑性变形 5 种。

防止齿轮失效的措施有：最主要的措施是齿轮有足够大的尺寸（模数、直径、齿宽），在不改变这些尺寸的前提下：

（1）为避免轮齿折断：可适当增大齿根圆角半径以减小应力集中；合理提高轮齿的制造精度和安装精度；正确选择材料和热处理方式以及对齿根部位进行喷丸、碾压等强化处理。

（2）为提高齿面抗点蚀能力：可提高齿面硬度；降低齿面结构中的粗糙度；合理选用润滑油粘度等。

（3）为避免或减轻齿面磨损：可改善密封和润滑条件，提高齿面硬度，但改用闭式齿轮传动则是避免齿面磨损的最有效办法。

（4）提高齿面抗胶合能力的方法有：减小模数，降低齿高，降低滑动系数；提高齿面硬度和降低齿面粗糙度；采用齿廓修形，以减少啮入冲击；采用抗胶合能力强的齿轮材料和加入极压添加剂的润滑油等。

（5）为防止或减轻轮齿的塑性变形，可适当提高齿面硬度和润滑油粘度。

6.6 闭式和开式齿轮传动在设计上有何不同特点？

答：

闭式和开式齿轮传动在设计上有以下不同特点：对于软齿面闭式齿轮传动，常因齿面点蚀而失效，故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。对于硬齿面闭式齿轮传动，其齿面接触承载能力较高，故通常先按照齿根弯曲疲劳强度进行设计，然后校核齿面接触疲劳强度。对于开式齿轮传动，其主要失效形式是齿面磨损，而且在轮齿磨薄后往往会发生轮齿折断，故目前多是按照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。

6.7 计算轮齿应力时为什么不用名义载荷而用计算载荷？

答：

由齿轮传递的额定功率计算出来的载荷称为名义载荷，但是由于原动机及工作机性能、齿轮制造及安装误差、齿轮及其支撑件变形等因素的影响，实际作用于轮齿上的载荷大于名义载荷，所以在计算齿轮轮齿应力时，不用名义载荷，而应对名义载荷乘以载荷系数 K ，即按照计算载荷进行计算。

6.8 使用系数 K_A 和动载荷系数 K_v 都是考虑动载荷影响的系数，两者有何区别？

答：

使用系数是考虑齿轮啮合外部因素引起附加动载荷影响的系数，影响它的主要因素是原动机和工作机的工作特性；而动载系数是考虑齿轮制造误差、运转速度等轮齿内部因素引起的附加动载荷影响的系数。

6.9 引起内部动载荷的原因是什么？有哪些措施可以使其减小？

答：

引起内部动载荷的主要因素是基节和齿形误差产生的传动误差、节线速度和轮齿啮合刚度等。

适当提高齿轮的加工精度，对高速传动或硬齿面齿轮进行齿廓修形，可减小动载荷。

6.10 齿向载荷分布不均是怎么产生的？哪些因素影响其不均的程度？

答：

齿向载荷分布不均匀主要是由于轴受载后弯曲而使齿轮位置发生偏移，轮齿是弹性体，受力后发生弹性变形，它们仍沿全齿宽接触，但因沿齿宽变形程度不同，载荷分布就不均匀。此外，齿轮的制造误差及齿轮和轴的安装误差、扭转变形也会使载荷沿齿宽分布不均匀。

齿向载荷分布不均匀的主要影响因素有：齿轮的制造和安装误差，轮齿、轴系及机体的刚度，齿轮在轴上相对于轴承的位置，轮齿的宽度及齿面硬度等。

6.11 提高轮齿的抗点蚀能力和抗弯曲能力有哪些可能的措施？

答：

不改变齿轮的齿数、模数、齿宽的条件下，提高轮齿的抗点蚀能力主要通过提高齿面硬度、降低齿面粗糙度、合理选用润滑油粘度。提高轮齿的抗弯曲能力可适当增大齿根圆角半径，正确选择材料和热处理方式适当提高齿面硬度，提高齿轮的制造和安装精度，以保证轮齿载荷的均匀性；对齿根部位进行喷丸、碾压等强化处理，此外还可以采用正变位，以增大齿根处的齿厚。

6.12 齿根弯曲应力计算公式中的 Y_F 、 Y_S 、 Y_ϵ 、 Y_β 的意义是什么？

答：

齿形系数 Y_F 反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力的影响；应力修正系数 Y_S 用以考虑齿根过渡圆角处的应力集中和除弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响；重合度系数 Y_ϵ 是将全部载荷作用于齿顶时的齿根应力，折算为载荷作用于单对齿啮合区上界点时的齿根应力的系数；螺旋角系数 Y_β 反映轮齿倾斜后齿根弯曲应力减少的系数。

6.13 齿轮传动中，相啮合两齿轮的齿面接触应力和齿根弯曲应力是否相等？为什么？

答：

在齿轮传动中，相啮合两齿轮的对应点的齿面接触应力是相等的，而齿根弯曲应力一般情况下不等。这是因为，相啮合两齿轮的齿面接触应力是作用力与反作用力的关系，故节点处 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ ，而相啮合两齿轮的齿根弯曲应力计算公式中齿形系数 Y_F 和应力修正系数 Y_S 通常是不相同的，故 $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$ 。

6.14 锥齿轮与圆柱齿轮在强度计算方面有何异同？

答：

锥齿轮和圆柱齿轮在强度计算方面存在以下异同：

(1) 直齿锥齿轮的强度计算与齿宽中点的背锥展开所得当量直齿圆柱齿轮的强度计算相同，可以直接应用直齿圆柱齿轮的强度计算公式，只是式中的参数应为当量齿轮的。

(2) 由于锥齿轮的齿廓精度低，其承载能力比当量直齿圆柱齿轮低，其后果相当于把齿宽减少 15%。

(3) 直齿锥齿轮的传动精度低，很难实现两对齿分担载荷，所以强度计算中不考虑重合度和齿间载荷分配系数的影响。

6.15 试设计闭式圆柱齿轮传动，已知 $P_1=7.5 \text{ kW}$ ， $n_1=1450 \text{ r/min}$ ， $n_2=700 \text{ r/min}$ ，两班制，工作 8 年，齿轮对轴承不对称布置，传动平稳，齿轮精度为 7 级。

解：

1. 选择齿轮材料、热处理方式和精度等级

一般传动，大小齿轮均选用 45 钢，采用软齿面，小齿调质，齿面硬度 217~255HBW，平均硬度为 236 HBW；大齿正火，齿面硬度为 162~217 HBW，平均硬度 190 HBW，7 级精度。

2. 初步确定主要传动尺寸

采用直齿轮软齿面闭式传动，按照齿面接触疲劳强度进行设计：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

式中参数为：

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 P_1 / n_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{7.5}{1450} \text{ N} \cdot \text{mm} = 49\,396.5 \text{ N} \cdot \text{mm}。$$

初选载荷系数 $K=1.3$ 。

由参考文献[1]中表 6.6 查得齿宽系数 $\phi_d=1.0$ 。

由参考文献[1]中表 6.5 查得弹性系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ 。

由参考文献[1]中图 6.15 查得节点区域系数 $Z_H = 2.5$ 。

齿数比 $u=1\ 450/700=2.07$ 。

初选齿数 $z_1 = 23$ ，则 $z_2 = 23 \times 2.07 = 47.6$ ，取 $z_2=47$ 。

由参考文献[1]中式 6.1，得

$$\varepsilon_a = [1.88 - 3.2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta = [1.88 - 3.2 \times (1/23 + 1/47)] \times \cos 0^\circ = 1.809$$

由参考文献[1]中图 6.16 查得 $Z_e = 0.860$ ；

许用接触应力可由参考文献[1]中式 (6.26) 求得

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H}$$

其中 $\sigma_{H\lim 1} = 570$ MPa, $\sigma_{H\lim 2} = 390$ MPa，由参考文献[1]中表 6.7 取安全系数 $S_H = 1.0$ ，

$N_1 = 60naL_n = 60 \times 1\ 450 \times 1 \times 2 \times 8 \times 8 \times 250 = 2.784 \times 10^9$ ， $N_2 = 1.34 \times 10^9$ ，由参考文献[1]中图 6.30 查得 $Z_{N1} = Z_{N2} = 1$ 。

故：

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_H} = \frac{570 \times 1}{1} \text{ MPa} = 570 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2}}{S_H} = \frac{390 \times 1}{1} \text{ MPa} = 390 \text{ MPa}$$

比较两个许用应力的大小，得

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 390 \text{ MPa}$$

小齿轮分度圆的直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 47\ 173.7 \times (2.07 + 1)}{1 \times 2.07} \times \left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.860}{390} \right)^2} \text{ mm} = 58.4 \text{ mm}$$

3. 确定传动尺寸

(1) 计算载荷系数 K 。由参考文献[1]中表 6.3 查得使用系数 $K_A = 1.0$ ，齿轮线速度为

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1\ 000} = \frac{3.14 \times 1\ 450 \times 58.4}{60 \times 1\ 000} \text{ m/s} = 4.43 \text{ m/s}$$

由参考文献[1]中图 6.7 查得动载系数 $K_v = 1.14$ ；由参考文献[1]中图 6.12 查得齿向载荷分布系数 $K_\beta = 1.18$ （参照轴刚性大）；由参考文献[1]中表 6.4 查得齿间载荷系数 $K_\alpha = 1.1$ 。所以

$$K = K_A K_v K_\beta K_\alpha = 1 \times 1.14 \times 1.18 \times 1.1 = 1.48。$$

(2) 由于 K 值初选与计算值有较大差异，要对 d_{1t} 进行修正

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 58.4 \times \sqrt[3]{\frac{1.48}{1.3}} \text{ mm} = 60.98 \text{ mm}$$

(3) 确定模数 $m = d_1/z_1 = 60.98/23 \text{ mm} = 2.65 \text{ mm}$ ，由参考文献[1]中表 6.1，选择模数为 $m=3 \text{ mm}$ 。

(4) 计算传动尺寸。

$$\text{中心距 } a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 3 \times (23 + 47) \text{ mm} = 105 \text{ mm}。$$

$$d_1 = mz_1 = 3 \times 23 \text{ mm} = 69 \text{ mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 3 \times 47 \text{ mm} = 141 \text{ mm}$$

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 69 \text{ mm} = 69 \text{ mm}$$

取 $b_1 = 75 \text{ mm}$, $b_2 = 70 \text{ mm}$ 。

4. 校核齿根弯曲强度 (略)

5. 计算齿轮其他几何尺寸 (略)

6. 结构设计并绘制齿轮零件工作图 (略)

6.16 已知: 一级斜齿圆柱齿轮减速器用电动机驱动, 工作平稳, 中心距 $a=230 \text{ mm}$, $m_n=3 \text{ mm}$, $\beta=11^\circ 58' 7''$, $z_1=25$, $z_2=125$, $b=115 \text{ mm}$; 小齿轮材料为 40Cr, 调质, 齿面硬度为 260 ~ 280 HBW; 大齿轮材料为 45 钢, 正火, 齿面硬度 190 ~ 217 HBW; 小齿轮转速 $n_1=975 \text{ r/min}$; 大齿轮转速 $n_2=195 \text{ r/min}$ 。要求长寿命, 试求此减速器的许用功率 $P(\text{kW})$ 。可不必进行精确检验。

解:

由已知条件, 传动齿轮为软齿面, 故应按照齿面接触疲劳强度校核, 根据

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma]_H \text{ 反求, 由参考文献[1]相应图表查得 } Z_E=189.8 \text{ MPa}^{1/2},$$

$\beta=11^\circ 58' 7''$; 查参考文献[1]中图 6.15, 得 $Z_H=2.45$ 。而

$$\epsilon_a = [1.88 - 3.2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta = [1.88 - 3.2 \times (1/25 + 1/125)] \times \cos 11^\circ 58' 7'' = 1.813,$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{115 \times \sin 11^\circ 58' 7''}{\pi \times 3} = 2.532, \text{ 查参考文献[1]中图 6.16 和图 6.26 得 } Z_\epsilon=0.749,$$

$$Z_\beta=0.989。$$

另外, 查参考文献[1]中的表 6.3、图 6.7、图 6.12 和表 6.4 可得 $K_A=1.0$ 。齿轮线速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 3 \times 25 \times 975}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 3.83 \text{ m/s},$$

$$K_v=1.12, K_\beta=1.12, K_\alpha=1.2 \text{ (8 级精度)}, \text{ 所以 } K=K_A K_v K_\beta K_\alpha=1 \times 1.12 \times 1.12 \times 1.2=1.51,$$

而 $Z_{N1}=Z_{N2}=1.0$, $S_H=1.0$ 。查参考文献[1]中图 6.29 得 $\sigma_{Hlim1}=600 \text{ MPa}$, $\sigma_{Hlim2}=405 \text{ MPa}$

故取 $[\sigma]_H=405 \text{ MPa}$ 。

将有关参数代入齿面接触疲劳强度公式

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

经整理可得

$$\begin{aligned} T_1 &\leq \left(\frac{[\sigma]_H}{Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta} \right)^2 bd_1^2 u / 2k(u+1) \\ &= \left(\frac{4.05}{189.8 \times 2.45 \times 0.749 \times 0.989} \right)^2 \times 115 \times 75^2 \times 5/2 \times 1.51 \times (5+1) \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 246\,752.4 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

所以该减速器的许用功率

$$P = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{246\,752.4 \times 975}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 25.2 \text{ kW}$$

三、补充思考题与习题

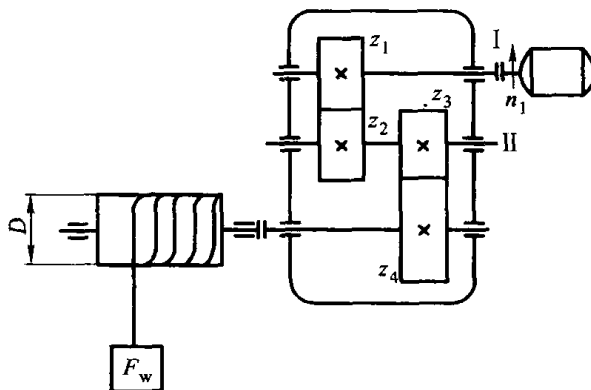
1. 补充题图 6.1 所示为一卷扬机的传动装置，试计算卷扬机能够提升的最大重力 F_w 。已知电动机功率 $P=3\text{kW}$ ，减速器输入转速 $n_1=960\text{r/min}$ ，卷筒直径 $D=200\text{ mm}$ ，齿轮齿数 $z_1=z_3=22$ ， $z_2=z_4=110$ ，齿轮模数 $m=4\text{ mm}$ ，齿轮材料为 45 钢，调质，其许用应力值 $[\sigma]_{H1}=[\sigma]_{H3}=550\text{ MPa}$ ， $[\sigma]_{H2}=[\sigma]_{H4}=500\text{ MPa}$ ， $[\sigma]_{F1}=[\sigma]_{F3}=250\text{ MPa}$ ， $[\sigma]_{F2}=[\sigma]_{F4}=200\text{ MPa}$ ，齿轮宽度 $b_1=b_3=75\text{ mm}$ ， $b_2=b_4=70\text{ mm}$ 。

齿轮强度计算公式

$$\sigma_H = 21\,000 \sqrt{\frac{KT_1}{bd_1^2} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_F = \frac{2\,000KT_1}{bd_1m} Y_F \leq [\sigma]_F$$

式中， $Y_{F1}=Y_{F3}=2.72$ ， $Y_{F2}=Y_{F4}=2.18$ ， $K=1.3$ 。忽略摩擦损失。



补充题 6.1 图

2. 有一对直齿圆锥齿轮传动，已知： $z_1=28$ ， $z_2=48$ ， $m=4\text{ mm}$ ， $b=30\text{ mm}$ ， $P=3\text{ kW}$ ， $n_1=960\text{ r/min}$ ， $\alpha=20^\circ$ 。试计算啮合点各力的大小（忽略摩擦损失）。

3. 一传动装置，输入转矩为 T_1 ，输出转矩为 T_2 ，传动比为 i ，总效率为 η ，试证明 $T_2 = T_1 i \eta$ 。

第七章

蜗 杆 传 动

一、典型例题

1. 一阿基米德蜗杆传动, 已知: 传动比 $i=18$, 蜗杆头数 $z_1=2$, 模数 $m=8$ mm, 蜗杆分度圆直径 $d_1=80$ mm。求:

- (1) 蜗杆分度圆导程角 γ 、蜗轮齿数 z_2 及蜗轮分度圆柱螺旋角 β_2 ;
- (2) 蜗轮分度圆直径 d_2 及蜗杆传动中心距 a 。

解:

- (1) 确定蜗杆传动的基本参数

$$z_2 = iz_1 = 18 \times 2 = 36$$

$$\gamma = \arctan \frac{z_1 m}{d_1} = \arctan \frac{2 \times 8}{80} = 11^\circ 18' 35''$$

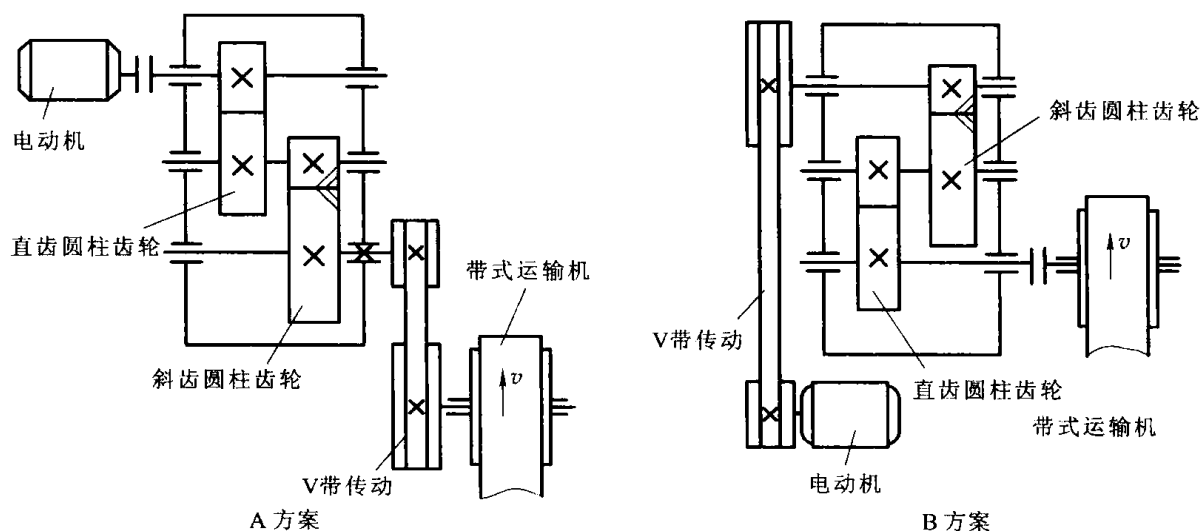
$$\beta_2 = \gamma = 11^\circ 18' 35''$$

- (2) 确定 d_2 和中心距 a

$$d_2 = z_2 m = 36 \times 8 \text{ mm} = 288 \text{ mm}$$

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + mz_2) = \frac{1}{2} \times (80 + 8 \times 36) \text{ mm} = 184 \text{ mm}$$

2. 例题 7.1 图中两种传动方案, 你认为哪种方案较好? 试分析说明原因。



例题 7.1 图

解:

B 方案较好。因为:

(1) B 方案中, 带传动在高速级, 其所需有效拉力较小, 要求带的型号、带轮尺寸、预紧力均较小。而 A 方案正好相反。

(2) B 方案中, 齿轮传动第一级小齿轮远离输入端, 第二级大齿轮远离输出联轴器, 可利用轴的弯曲变形和扭转变形的综合作用, 使载荷沿齿向分布不均匀的状况得到改善。而 A 方案上述情况相反。

(3) B 方案中带传动的紧边在下, 松边在上, 有利于增大包角; 而 A 方案中, 带传动的紧边在上、松边在下, 对包角不利。

(4) B 方案中, 带传动直接与电动机连接, 因带传动有缓冲、吸振功能, 可将齿轮传动的不平稳性减缓, 有利于电动机的工作; 而 A 方案中齿轮箱与电动机直接相连, 齿轮传动的不平稳性将直接影响到电动机。

3. 证明能够自锁的蜗杆传动, 其效率小于或等于 50%。

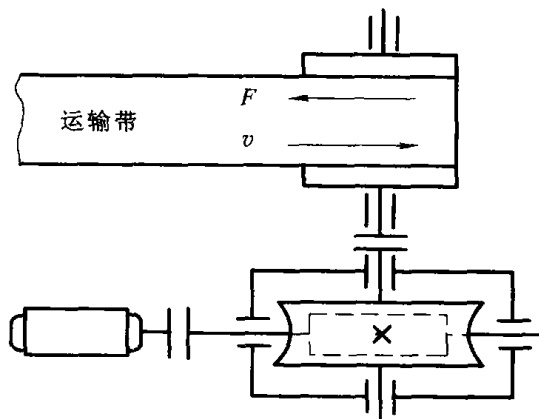
解:

蜗杆传动效率

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = \frac{\tan \gamma}{\frac{\tan \gamma + \tan \rho'}{1 - \tan \gamma \tan \rho'}} = \frac{\tan \gamma (1 - \tan \gamma \tan \rho')}{\tan \gamma + \tan \rho'} < \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma + \tan \rho'}$$

因为自锁条件 $\gamma \leq \rho'$, 故 $\tan \gamma \leq \tan \rho'$ 。当 $\tan \gamma = \tan \rho'$ 时 $\frac{\tan \gamma}{\tan \gamma + \tan \rho'} = \frac{1}{2}$, 当 $\tan \gamma < \tan \rho'$ 时 $\frac{\tan \gamma}{\tan \gamma + \tan \rho'} < \frac{1}{2}$, 所以 $\eta < \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma + \tan \rho'} \leq \frac{1}{2}$, 即自锁的蜗杆传动 $\eta < 50\%$ 。

4. 例题 7.2 图所示为带式输送机中单级蜗杆减速器。已知电动机功率 $P = 7.5 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 15$, 载荷有轻微冲击, 单向连续运转, 每天工作 8 小时, 每年工作 250 天, 使用寿命为 5 年。设计该蜗杆传动。



例题 7.2 图

解:

(1) 选择蜗杆蜗轮的材料。

蜗杆材料: 45 钢, 表面淬火, 齿面硬度为 45~55 HRC。

蜗轮材料: 铸造锡青铜 ZCuSn10P1, 砂模铸造。

(2) 确定主要参数。

选择蜗杆头数 z_1 , 因为 $i=15$, 带式运输机无自锁要求, 一般应该按照 $z_2 \geq 28$, 故选 $z_1=2$;
蜗轮齿数 $z_2 = iz_1 = 15 \times 2 = 30$ 。

(3) 按照齿面接触疲劳强度进行设计计算。

① 计算作用在蜗轮上的转矩 T_2 :

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{7.5}{1440} \text{ N}\cdot\text{mm} \approx 5 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

因为 $z_1=2$, 故初估 $\eta=0.8$ 。而

$$T_2 = T_1 i \eta = 5 \times 10^4 \times 15 \times 0.8 \text{ N}\cdot\text{mm} = 6 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

② 确定载荷系数 K :

$$K = K_A K_V K_\beta$$

因为原动机为电动机, 载荷有轻微冲击, 由参考文献[1]中表 7.4 查得, $K_A=1.15$; 根据工作条件取动载荷系数 $K_V=1.1$; 齿向载荷分布系数 $K_\beta=1.1$ 。所以

$$K = K_A K_V K_\beta = 1.15 \times 1.1 \times 1.1 = 1.4$$

③ 确定弹性影响系数 Z_E :

$$Z_E = 160 \text{ MPa}^{1/2}。$$

④ 确定许用应力 $[\sigma]_H$:

$$[\sigma]_H = K_{HN} [\sigma]_{H0}$$

由参考文献[1]中表 7.5 查得, $[\sigma]_{H0} = 200 \text{ MPa}$ 。寿命系数 $K_{HN} = \sqrt[8]{10^7 / N}$, N 为应力循环次数, 为

$$N = 60 n_2 L_h = 60 \times \frac{n_1}{i} \times 5 \times 250 \times 8 = 60 \times \frac{1440}{15} \times 12000 = 5.8 \times 10^7$$

所以

$$[\sigma]_H = K_{HN} [\sigma]_{H0} = \sqrt[8]{10^7 / N} [\sigma]_{H0} = \sqrt[8]{10^7 / (5.8 \times 10^7)} \times 200 \text{ MPa} = 160.5 \text{ MPa}$$

⑤ 确定模数 m 和蜗杆直径 d_1 :

由参考文献[1]中式 (7.12)

$$d_1 m^2 \geq 9 K T_2 \left(\frac{Z_E}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2 = 9 \times 1.4 \times 6 \times 10^5 \times \left(\frac{160}{30 \times 160.5} \right)^2 = 8348$$

由参考文献[1]中表 7.1 可知, 当 $m=10 \text{ mm}$, $d_1=90 \text{ mm}$ 时, $d_1 m^2 = 9000 > 8348$, 满足条件。

⑥ 计算中心距 a :

蜗杆传动的中心距为

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2} \times (90 + 10 \times 30) \text{ mm} = 195 \text{ mm}$$

(4) 传动效率及热平衡计算。

① 求蜗杆分度圆导程角 γ :

$$\gamma = \arctan \frac{z_1 m}{d_1} = \arctan \frac{2 \times 10}{90} = 12.529^\circ$$

② 滑动速度 v_s :

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \times \cos 12.529^\circ} = \frac{\pi \times 90 \times 1440}{60000 \times \cos 12.529^\circ} = 7 \text{ m/s}$$

③ 确定当量摩擦角 ρ' :

由参考文献[1]中表 7.8, 得

$$\rho' = 1.120^\circ$$

④ 计算效率 η :

$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = (0.95 \sim 0.96) \times \frac{\tan 12.529^\circ}{\tan(12.529^\circ + 1.120^\circ)} = 0.8693 \sim 0.8785$$

取 $\eta = 0.87$ 。

⑤ 估算箱体散热面积:

$$A = \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{K_S (t - t_0)} = \frac{1000 \times 7.5 \times (1 - 0.87)}{9 \times (70 - 20)} \text{ m}^2 = 2.167 \text{ m}^2$$

若散热面积不足此数, 需添加散热片、装置风扇或者采取其他散热冷却方式。

(5) 蜗杆、蜗轮结构设计及其零件工作图绘制 (略)

二、思考题与习题及答案

7.1 蜗杆传动特点有哪些, 为什么?

答:

蜗杆传动通常用于传递空间交错 90° 的两轴之间的运动和动力, 蜗杆传动具有以下特点:

(1) 单级传动比大, 结构紧凑。

(2) 因为蜗杆齿是连续不断的螺旋齿, 与蜗轮轮齿的啮合过程是连续的, 而且同时啮合的齿对数较多, 因此传动平稳, 噪声小。

(3) 可以实现自锁。当蜗杆导程角 γ 小于其齿面间的当量摩擦角 ρ' 时, 将形成自锁。

(4) 传动效率低。由于蜗杆蜗轮的齿面间存在较大的相对滑动, 所以摩擦大, 热损耗大, 传动效率低。 η 通常为 $0.7 \sim 0.9$, 自锁时啮合效率 $\eta < 0.5$ 。

(5) 蜗轮常用贵重的减摩材料制造 (如铜合金), 成本较高。

7.2 圆柱蜗杆传动正确啮合的条件是什么?

答:

圆柱蜗杆传动正确啮合的条件是:

在中间平面上, 即蜗杆的轴向模数 m_{a1} 等于蜗轮的端面模数 m_{t2} ; 蜗杆的轴面压力角 α_{a1} 等

于蜗轮的端面压力角 α_2 ，并且模数和压力角均为标准值；蜗杆导程角 γ 等于蜗轮的螺旋角 β ，且螺旋线的方向相同；即 $m_{a1} = m_{t2} = m$ ， $\alpha_{a1} = \alpha_{t2} = \alpha$ ， $\gamma = \beta_2$ 。

7.3 蜗杆传动中为什么对每一个模数 m 规定了一定数量的标准的蜗杆分度圆直径 d_1 ？

答：

由于切制蜗轮的滚刀除顶圆直径外，其直径和齿形参数必须与其相啮合蜗杆的直径和齿形参数相同，因此只要有一种尺寸的蜗杆，就得有一种对应的蜗轮滚刀。对于同一模数，可有很多不同直径的蜗杆，因此对每一模数都要配备很多把蜗轮滚刀。为了减少滚刀数量并便于标准化，所以国家标准对每一个模数规定了有限数量的蜗杆分度圆直径 d_1 值。

7.4 如何选择蜗杆的头数 z_1 ？对于动力传动，为什么蜗轮的齿数 z_2 不应小于 28，也不宜大于 80？

答：

蜗杆头数 z_1 的选择与传动比、效率、制造等有关。当传动比 i 较大或要求自锁时，可取 $z_1=1$ ，但传动效率较低；当传动比 i 较小时，为了避免滚切蜗轮轮齿时发生根切，或传动功率较大时为提高传动效率，可采用多头蜗杆，取 $z_1=2、4$ 或 6 。但是头数 z_1 过多，则制造较高精度的蜗杆和蜗轮滚刀有困难。

蜗轮齿数 $z_2=i z_1$ 。为了保证有足够的啮合齿对数，使传动平稳， z_2 不应小于 28。动力蜗杆传动， z_2 也不宜大于 80，因为当蜗轮直径不变时， z_2 越大，模数就越小，将削弱蜗轮轮齿的弯曲强度；而如果模数不变，则蜗轮直径将要增大，传动结构尺寸变大，蜗杆轴的支承跨距加长，导致蜗杆的弯曲刚度降低，影响啮合精度。

7.5 蜗杆传动的变位有何特点？为什么？

答：

蜗杆传动变位后，蜗杆的参数和尺寸保持不变，只是节圆不再与分度圆重合；而变位后的蜗轮，其节圆和分度圆却仍然重合，只是其齿顶圆和齿根圆改变了。这是因为蜗杆齿沿齿高各处的轴向速度是相等的，而变位后蜗轮的角速度是不变的，其分度圆上的圆周速度也是不变的，因此变位后蜗轮节圆和分度圆仍然重合。

蜗杆传动根据使用场合的不同，可分为两种变位方式：

(1) 变位前后，蜗轮的齿数不变 ($z'_2 = z_2$)，而传动中心距改变 ($a' \neq a$)。这种方法可以配凑中心距。

(2) 变位前后，蜗杆传动中心距不变 ($a' = a$)，而蜗轮的齿数发生变化 ($z'_2 \neq z_2, d'_2 \neq d_2$)。利用这种变位可以微量改变蜗杆传动的传动比。

7.6 蜗杆传动中对蜗杆副材料有什么要求？常用的蜗杆副材料有哪些？蜗轮材料一般根据什么条件来选择？

答：

基于蜗杆传动的失效形式，蜗杆副的材料组合不仅要求有足够的强度，更重要的是要求具有良好的减摩、耐磨、易于跑合的性能和抗胶合能力。

蜗杆一般采用碳钢或合金钢制造，要求齿面较光洁，硬度较高。对于高速重载的蜗杆常用 20Cr、20CrMnTi 等合金钢渗碳淬火，表面硬度可达 56~62HRC；或用 45、40Cr 等钢表面淬火，

硬度可达 45~55HRC；淬硬蜗杆表面应磨削或抛光。一般蜗杆可采用 40、45 等碳钢调质处理，硬度为 217~255HBW。在低速或手摇传动中，蜗杆也可不经热处理。

常用的蜗轮材料有铸造锡青铜、铸造铝铁青铜及铸铁等。通常根据齿面相对滑动速度的大小来选择。锡青铜的抗胶合和耐磨性能好，允许的滑动速度 v_s 可达 25 m/s，常用于滑动速度 $v_s > 6$ m/s 的重要传动中。铝铁青铜强度较高、价廉，但切削性能差、抗胶合能力较差，宜用于配对经淬火的蜗杆、滑动速度 $v_s \leq 6$ m/s 的传动。在滑动速度 $v_s \leq 2$ m/s 的传动中，蜗轮也可用球墨铸铁、灰铸铁。但蜗轮材料的选取并不完全决定于滑动速度 v_s 的大小，对重要的蜗杆传动，即使 v_s 值不高，也常采用锡青铜制作蜗轮。

7.7 为什么无锡青铜或铸铁蜗轮的许用接触应力 $[\sigma]_H$ 与齿面相对滑动速度 v_s 有关？为什么含锡青铜蜗轮的许用接触应力 $[\sigma]_H$ 与应力循环次数 N 有关，而与 v_s 无关？

答：

(1) 无锡青铜或铸铁抗胶合能力差，蜗轮齿面的失效形式主要是胶合，进行齿面接触疲劳强度计算是条件性计算，是通过限制齿面接触应力的防止发生齿面胶合，因此要根据抗胶合条件来选取许用接触应力。而齿面相对滑动速度 v_s 是影响胶合的重要因素，并且 v_s 越大，越容易发生胶合，因此无锡青铜或铸铁青铜的许用接触应力与齿面相对滑动速度 v_s 有关，且 v_s 越大，许用接触应力越小。

(2) 锡青铜抗胶合能力强，蜗轮齿面的失效形式主要是疲劳点蚀，而疲劳点蚀是在接触应力多次作用下产生的，所以锡青铜蜗轮的许用接触应力与应力循环次数 N 有关，而与 v_s 无关。

7.8 蜗杆传动的主要失效形式是什么？为什么？蜗杆传动设计计算准则是什么？

答：

蜗杆传动的主要失效形式为齿面点蚀、齿面胶合、齿面磨损和齿根弯曲疲劳折断，而且失效通常发生在蜗轮轮齿上。这是由于蜗杆传动在齿面间有较大的相对滑动，而且蜗轮材料强度较弱，因此与齿轮相比，其齿面磨损、齿面点蚀、齿面胶合的现象更易发生，且发生在蜗轮轮齿上。

在闭式蜗杆传动中，蜗轮齿多因齿面胶合或点蚀而失效，因此，通常按齿面接触疲劳强度进行设计，而按齿根弯曲疲劳强度进行校核。此外，由于闭式蜗杆传动散热较为困难，还应做热平衡计算。

还有蜗杆轴的刚度计算，通常把蜗杆螺旋部分视为以蜗杆齿根圆直径为轴径的轴段。

在开式蜗杆传动中，多发生齿面磨损和轮齿折断，因此，应以保证齿根弯曲疲劳强度作为开式蜗杆传动的主要设计准则。

7.9 为什么闭式蜗杆传动必须进行热平衡计算？采取哪些措施可改善蜗杆传动的散热条件？

答：

由于蜗杆传动的效率较低，蜗杆传动的发热量较大，对于闭式传动，如果散热不充分，温升过高，就会使润滑油粘度降低，降低润滑作用，导致齿面磨损加剧，甚至引起齿面胶合。所以，对于连续工作的闭式蜗杆传动，应进行热平衡计算，以将油温限制在规定的范围内。改善

蜗杆传动的散热条件的措施有：

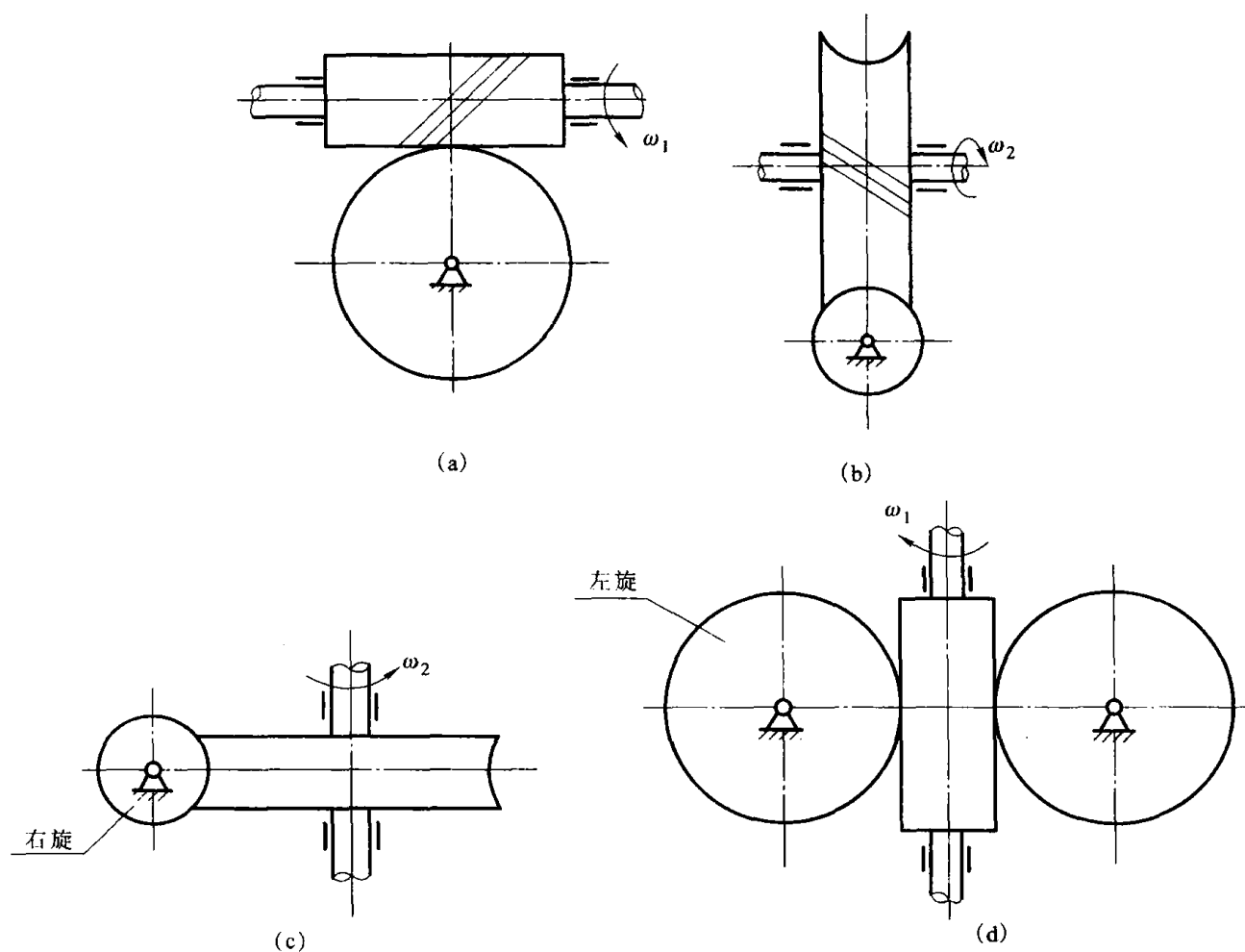
(1) 在蜗轮箱体外表面上铸出或焊上散热片，以增加散热面积，散热片本身面积按 50% 计算。

(2) 在蜗杆轴上装风扇，以增加散热系数。

(3) 可在箱体油池内装蛇形水管，用循环水冷却。

(4) 对温控要求较高的蜗杆传动采用压力喷油循环润滑。

7.10 标出题 7.10 图中未注明的蜗杆或蜗轮轮齿螺旋线方向及转动方向（均为蜗杆主动），画出蜗杆和蜗轮受力的作用点及三个分力（用箭头或 $\otimes$ 、 $\odot$ 表示，例如 $F_{a1} \otimes F_{t1}$ ）



题 7.10 图

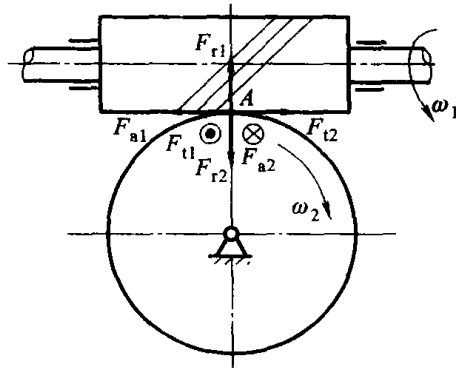
答：

力的作用点为啮合点处

(1) 蜗轮左旋，蜗轮 2 转向顺时针（题 7.10 解图 1）。

F_{a1} 向左， F_{t1} 垂直纸面向外， F_{r1} 向上。

F_{a2} 垂直纸面向里， F_{t2} 向右， F_{r2} 向下。

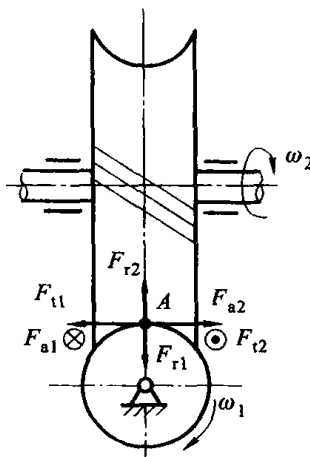


题 7.10 解图 1

(2) 蜗杆右旋，蜗杆 1 转向顺时针（题 7.10 解图 2）。

F_{a1} 垂直纸面向外， F_{t1} 向左， F_{r1} 向下。

F_{a2} 向右， F_{t2} 垂直纸面向里， F_{r2} 向上。

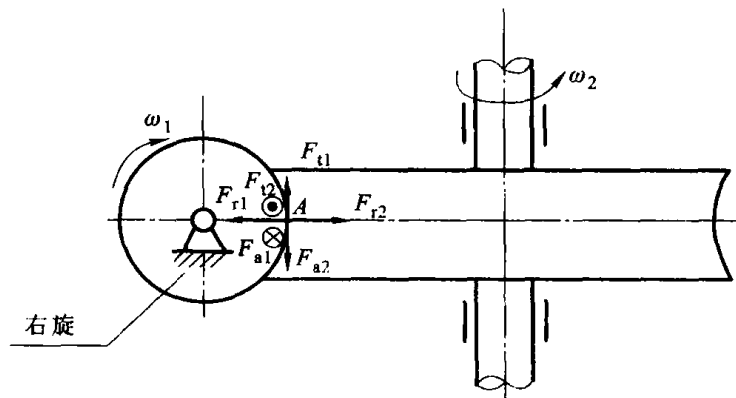


题 7.10 解图 2

(3) 蜗轮右旋，蜗杆转向顺时针（题 7.10 解图 3）。

F_{a1} 垂直纸面向里， F_{t1} 向上， F_{r1} 向左。

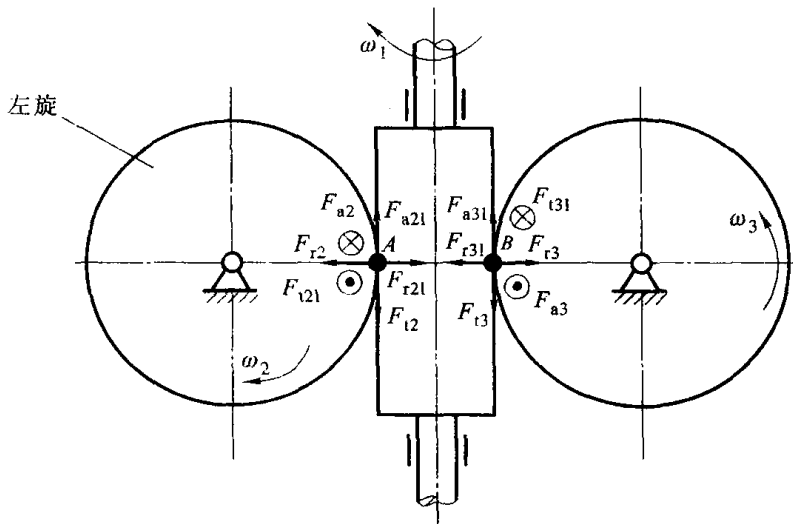
F_{a2} 向下， F_{t2} 垂直纸面向外， F_{r2} 向右。



题 7.10 解图 3

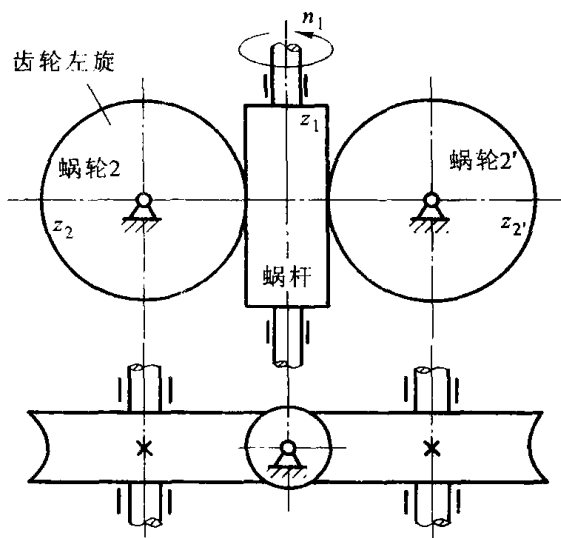
(4) 蜗杆左旋，两侧蜗轮均左旋（题 7.10 解图 4）。

左侧蜗轮 2 转向顺时针，右侧蜗轮 3 转向逆时针； F_{a21} 向上， F_{t21} 垂直纸面向外， F_{r21} 向右； F_{a2} 垂直纸面向里， F_{t2} 向下， F_{r2} 向左； F_{a31} 向上， F_{t31} 垂直纸面向里， F_{r31} 向左； F_{a3} 垂直纸面向外， F_{t3} 向下， F_{r3} 向右。



题 7.10 解图 4

7.11 一标准圆柱蜗杆传动，已知：蜗杆转速 $n_1=960 \text{ r/min}$ ，模数 $m=8 \text{ mm}$ ，蜗杆分度圆直径 $d_1=80 \text{ mm}$ ，蜗杆头数 $z_1=2$ ，蜗轮齿数 $z_2=z'_2=45$ 。试分析、计算：蜗轮的分度圆直径 d_2 、传动中心距 a 、传动比 i 、蜗杆分度圆柱上的导程角 γ ；求节点啮合处蜗杆与蜗轮的相对滑动速度 v_s ；蜗杆为主动时，标出题 7.11 图中蜗杆螺旋线方向、蜗轮轮齿旋向及转向、受力的作用点及各传动件所受分力的方向（用箭头或 $\odot$ 、 $\otimes$ 表示）。



题 7.11 图

解：

$$d_2 = mz_2 = 8 \times 45 \text{ mm} = 360 \text{ mm}$$

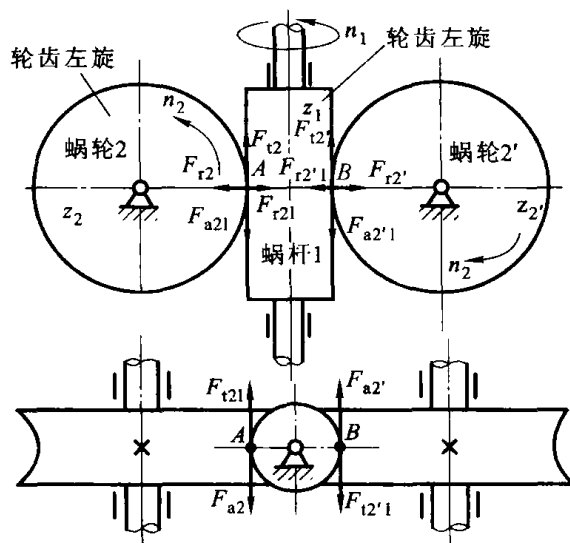
$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(80 + 360) \text{ mm} = 220 \text{ mm}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{45}{2} = 22.5$$

$$\tan \gamma = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{8 \times 2}{80} = 0.2, \gamma = \arctan 0.2 = 11.3099^\circ = 11^\circ 18' 35''$$

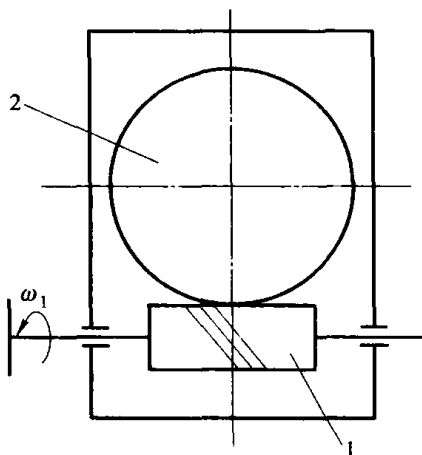
$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} = \frac{3.142 \times 80 \times 960}{60 \times 1000 \times \cos 11.3099^\circ} \text{ m/s} = 13.08 \text{ m/s}$$

各传动件轮齿旋向、转向及所受各力的方向如题 7.11 解图所示。



题 7.11 解图

7.12 有一闭式蜗杆传动(题 7.12 图), 已知: 蜗杆输入功率 $P_1 = 2.8 \text{ kW}$, 蜗杆转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 蜗杆头数 $z_1 = 2$, 蜗轮齿数 $z_2 = 40$, 模数 $m = 8 \text{ mm}$, 蜗杆分度圆直径 $d_1 = 80 \text{ mm}$, 蜗杆和蜗轮齿面间的当量摩擦因数 $f' = 0.1$ 。试求: (1) 该传动的啮合效率 η_1 及传动总效率 η 。(2) 作用于蜗杆轴上的转矩 T_1 及蜗轮轴上的转矩 T_2 。(3) 作用于蜗杆和蜗轮上的各分力的大小和方向。



题 7.12 图

解:

$$(1) \tan \gamma = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{8 \times 2}{80} = 0.2, \quad \gamma = 11.3099^\circ, \quad \rho_v = \arctan f' = \arctan 0.1 = 5.7^\circ, \quad \text{啮合效率}$$

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} = \frac{\tan 11.3099^\circ}{\tan(11.3099^\circ + 5.7^\circ)} = 0.654。$$

考虑轴承效率 η_2 与搅油效率 η_3 , 取 $\eta_2\eta_3 = 0.96$, 则该蜗杆传动的总效率为 $\eta = \eta_1\eta_2\eta_3 = 0.654 \times 0.96 = 0.628$ 。

$$(2) T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.8}{960} \text{ N}\cdot\text{mm} = 2.79 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

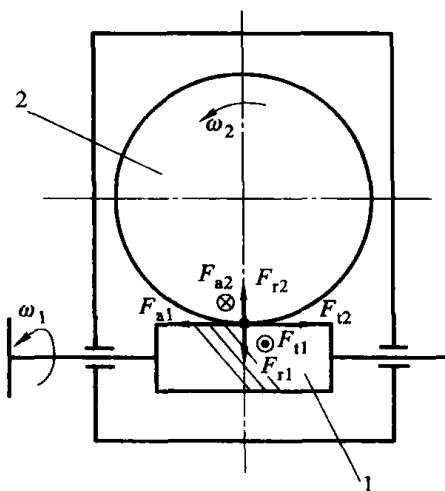
$$T_2 = i\eta T_1 = 20 \times 0.628 \times 2.79 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm} = 3.50 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$(3) F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1 = \frac{2 \times 2.79 \times 10^4}{80} \text{ N} = 697.5 \text{ N}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2 = \frac{2 \times 3.50 \times 10^5}{8 \times 40} \text{ N} = 2.19 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{a1} \tan \alpha = 2.19 \times 10^3 \tan 20^\circ \text{ N} = 797 \text{ N}$$

各分力的方向见图 7.12 解图。



题 7.12 解图

7.13 如题 7.13 图所示,有一手动绞车采用蜗杆传动。已知:模数 $m=8 \text{ mm}$, 蜗杆头数 $z_1=1$, 蜗杆分度圆直径 $d_1=80 \text{ mm}$, 蜗轮齿数 $z_2=40$, 卷筒直径 $D=200 \text{ mm}$, 传动效率 $\eta=0.4$ 。试求:

(1) 欲使重物 F_W 上升 1 m , 手柄应转多少转? 并在图上标出手柄的转动方向。

(2) 若起重量 $F_W=10^4 \text{ N}$, 人手推力 $F=200 \text{ N}$, 手柄长 L 为多少?

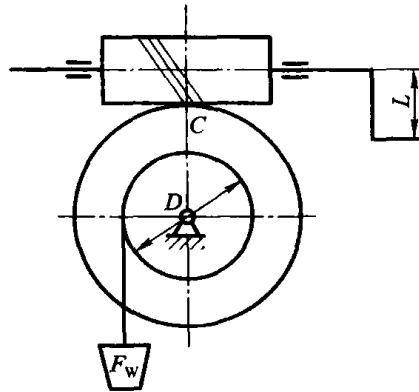
(3) 按起重量 $F_W=10^4 \text{ N}$ 确定在节点 C 处各对分力的大小和方向。

解:

$$(1) \text{重物上升 } 1 \text{ m, 则卷筒转动的圈数为 } n_w = \frac{1000}{\pi D} = \frac{1000}{3.14 \times 200} \text{ r} = 1.59 \text{ r}。$$

而蜗杆传动的传动比 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{1} = 40$, 故重物上升 1 m 距离, 蜗杆的转动圈数即手柄的转

动圈数为



题 7.13 图

$$n = i n_w = 40 \times 1.59 \text{ r} = 63.7 \text{ r}$$

手柄的转动方向见题 7.13 解图所示。

(2) 将重物绞起, 应有

$$F \times L \times i \times \eta = F_w \times D / 2$$

则

$$L = \frac{F_w \times D}{2F \times i \times \eta} = \frac{10\,000 \times 200}{2 \times 200 \times 40 \times 0.4} \text{ mm} = 312.5 \text{ mm}$$

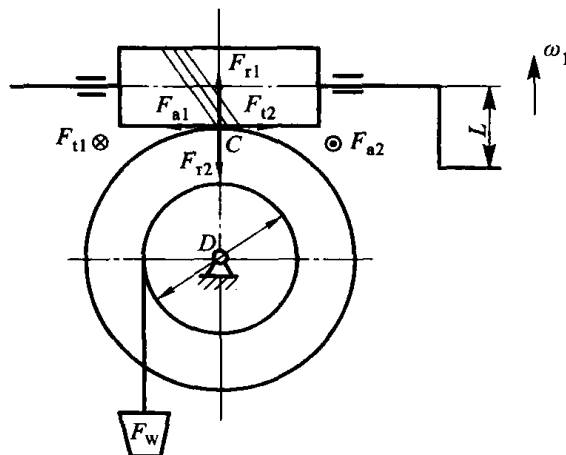
(3) 各对分力大小如下:

$$\begin{aligned} F_{t1} = -F_{a2} &= 2T_1 / d_1 = 2T_2 / (i \times \eta \times d_1) = F_w \times D / (i \times \eta \times d_1) \\ &= \frac{10\,000 \times 200}{40 \times 0.4 \times 80} \text{ N} = 1\,562.5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{a1} = -F_{t2} = 2T_2 / d_2 = F_w \times D / (m \times z_2) = \frac{10\,000 \times 200}{8 \times 40} \text{ N} = 6\,250 \text{ N}$$

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{a1} \tan \alpha = 6\,250 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 2\,274.81 \text{ N}$$

各对分力方向如图题 7.13 解图所示。



题 7.13 解图

7.14 试设计电动机驱动的闭式单级圆柱蜗杆传动，已知：蜗杆轴上输入功率 $P_1=7 \text{ kW}$ ，蜗杆转速 $n_1=1440 \text{ r/min}$ ，蜗轮的转速 $n_2=80 \text{ r/min}$ ，载荷平稳，单向转动，工作寿命 3 年，每日工作 16 h，批量生产。

解：

(1) 选择蜗杆传动类型。

根据 GB/T 10085—1988 推荐，采用渐开线蜗杆。

(2) 选择材料及热处理方式。

考虑到蜗杆传动传递的功率不大，速度也不太高，故蜗杆用 45 钢制造，调质处理，齿面硬度为 220~250HBW；假设相对滑动速度 $v_s > 6 \text{ m/s}$ ，故轮缘材料选用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1，又因批量生产，采用金属模铸造，轮芯用灰铸铁 HT100 制造。

(3) 选择蜗杆头数和蜗轮齿数。

此蜗杆传动的传动比为

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1440}{80} = 18$$

由参考文献[1]表 7.2，选取 $z_1=2$ ，则 $z_2=i \cdot z_1=18 \times 2=36$ 。

(4) 按齿面接触疲劳强度确定模数 m 和蜗杆分度圆直径 d_1 。

$$m^2 d_1 \geq 9KT_2 \left(\frac{Z_E}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2$$

① 确定作用在蜗轮上的转矩 T_2 。

按 $z_1=2$ ，初取效率 $\eta=0.82$ ，则

$$T_2 = i\eta T_1 = i\eta \times 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 18 \times 0.82 \times 9.55 \times 10^6 \times \frac{7}{1440} \text{ N}\cdot\text{mm} = 6.852 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

② 确定载荷系数 $K = K_A K_V K_\beta$ 。

由参考文献[1]表 7.4，查取使用系数 $K_A=1.0$ ；假设蜗轮圆周速度 $v_2 < 3 \text{ m/s}$ ，取动载系数 $K_V=1.0$ ；因工作载荷平稳，故取齿向载荷分布系数 $K_\beta=1.0$ ，所以

$$K = K_A K_V K_\beta = 1.0$$

③ 确定许用接触应力 $[\sigma]_H = K_{HN} [\sigma]_{H0}$ 。

由参考文献[1]表 7.5 查取基本许用接触应力 $[\sigma]_{H0} = 200 \text{ MPa}$ 。

应力循环次数 $N = 60an_2L_h = 60 \times 1 \times 80 \times 3 \times 250 \times 16 = 5.76 \times 10^7$ 。

故寿命系数

$$K_{HN} = \sqrt[8]{10^7 / N} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5.76 \times 10^7}} = 0.803,$$

所以

$$[\sigma]_H = K_{HN} [\sigma]_{H0} = 0.803 \times 200 \text{ MPa} = 161 \text{ MPa}$$

④ 确定材料弹性系数 $Z_E = 160 \sqrt{\text{MPa}}$ 。

⑤ 确定模数 m 和蜗杆分度圆直径 d_1 。

$$m^2 d_1 \geq 9KT_2 \left(\frac{Z_E}{Z_2[\sigma]_H} \right)^2 = \left[9 \times 1 \times 6.852 \times 10^5 \times \left(\frac{160}{36 \times 161} \right)^2 \right] \text{mm}^3 = 4\,699 \text{mm}^3$$

由参考文献[1]表 7.1, 按照 $m^2 d_1 \geq 4\,699 \text{mm}^3$, 选取 $m = 8 \text{mm}$, $d_1 = 80 \text{mm}$ 。

(5) 计算传动中心距。

蜗轮分度圆直径 $d_2 = mz_2 = 8 \times 36 \text{mm} = 288 \text{mm}$, 所以

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(80 + 288) \text{mm} = 184 \text{mm}$$

(6) 验算蜗轮圆周速度 v_2 、相对滑动速度 v_s 及传动效率 η 。

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 288 \times 80}{60 \times 1000} \text{m/s} = 1.206 \text{m/s}$$

与原假设相符, 取 $K_v = 1.0$ 合适。

由 $\tan \gamma = mz_1 / d_1 = 8 \times 2 / 80 = 0.2$, 得 $\gamma = 11^\circ 18' 35''$, 所以

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \times \cos \gamma} = \frac{\pi \times 80 \times 1\,440}{60 \times 1000 \times \cos 11^\circ 18' 35''} = 6.15 \text{m/s}$$

显然, $v_s > 6 \text{m/s}$, 与原假设相符, 选用 ZCuSn10P1 材料作为蜗轮轮缘材料合适。查参考文献[1]表 7.8, 线性插值得到当量摩擦角 $\rho' = 1^\circ 11'$ 。所以

$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan 11^\circ 18' 35''}{\tan(11^\circ 18' 35'' + 1^\circ 11')} = 0.86 \sim 0.87$$

取 $\eta = 0.865$ 。

(7) 蜗杆与蜗轮的主要几何尺寸 (略)。

(8) 热平衡计算。

所需散热面积

$$A = \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_S(t-t_0)}$$

取油温 $t = 70^\circ$, 周围空气温度 $t_0 = 20^\circ$, 设通风良好, 取散热系数 $K_S = 15 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 则

$$A = \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_S(t-t_0)} = \frac{1000 \times 7 \times (1-0.865)}{15 \times (70-20)} \text{m}^2 = 1.26 \text{m}^2$$

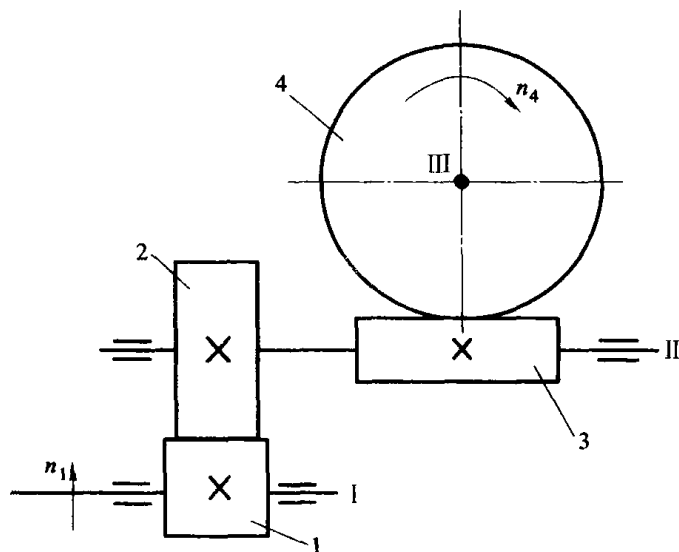
若箱体散热面积不足, 需要加散热片、装置风扇或者采取其他散热冷却方式。

(9) 选择精度等级和侧隙种类。

因为这是一般动力传动, 而且 $v_2 < 3 \text{m/s}$, 故取 8 级精度, 侧隙种类代号为 c, 即传动 8cGB/T 10089—1988。

(10) 蜗杆和蜗轮的结构设计, 绘制蜗杆和蜗轮的零件工作图 (略)。

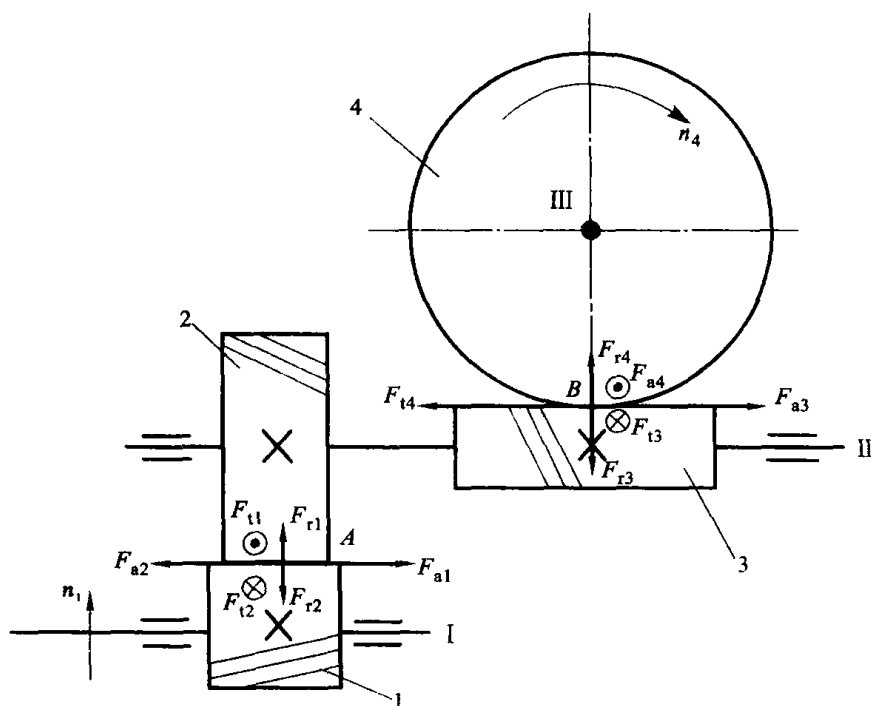
7.15 题 7.15 图为一级斜齿圆柱齿轮加一级蜗杆传动。斜齿轮 1 由电动机驱动。已知当斜齿轮 1 按图示方向转动时, 蜗轮输出轴按图示的顺时针转动。试分析为使轴 II 轴向力较小, 合理确定出斜齿轮 2 轮齿旋向和蜗杆螺旋线旋向; 分别画出斜齿轮 1、2 的轮齿旋向, 并判断出蜗轮的轮齿旋向, 画出各传动件啮合点受力方向。



题 7.15 图

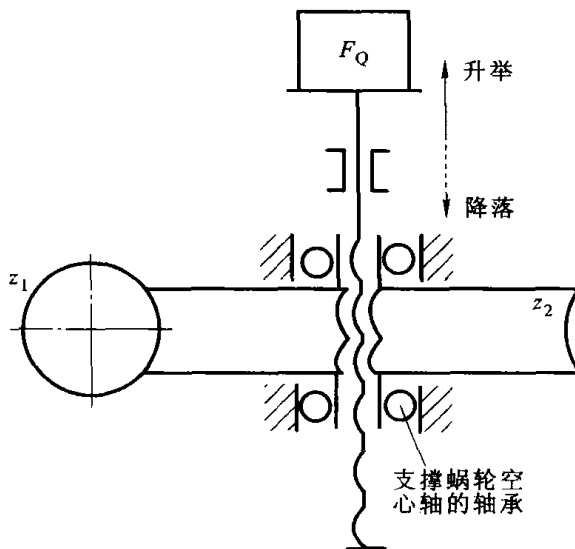
解:

因为已知蜗杆的转动方向逆时针（由右向左看），且蜗杆受的轴向力方向与蜗轮所承受的圆周力（在啮合点处向左）方向相反，则蜗杆受的轴向力为由啮合点指向右侧。所以根据蜗杆的转动方向及承受的轴向力方向判断，蜗杆的螺旋线方向为右旋。为使轴 II 受轴向力最小，则齿轮 2 所受的轴向力方向应与蜗杆的轴向力方向相反。它的转动方向与蜗杆相同，则该齿轮的轮齿旋向为右旋。



题 7.15 解图

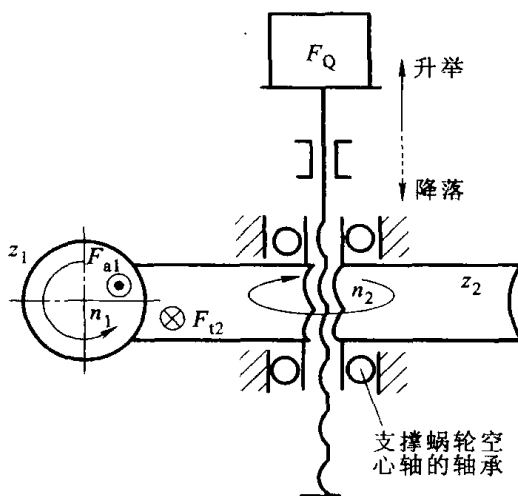
7.16 有一蜗杆传动与螺旋传动联用的重物升降系统如题 7.16 图所示,蜗杆带动蜗轮转动,蜗轮轮毂的中部有螺纹孔(即蜗轮轮毂兼作螺母),蜗轮转动时,螺杆上下移动。蜗杆、螺杆均为右旋。已知重物上升时,螺杆的传动效率 $\eta_0=0.35$,蜗杆传动效率 $\eta=0.66$ 。蜗杆头数 $z_1=1$,蜗轮齿数 $z_2=39$,螺旋传动的螺距 $P=6\text{ mm}$,单线,起重量 $F_Q=140\text{ kN}$,试分析重物上升时蜗杆的转向,重物上升 500 mm 时,蜗杆转多少圈?推动重物上升时,蜗杆所需的转矩为多少?重物上升和下降时,蜗杆传动的效率是否相同,螺旋传动效率是否相同?并给出理由。



题 7.16 图

解:

已知螺杆为右旋。当螺杆上升时,螺母转向为顺时针(由上向下看)。蜗轮的转向与之相同,则蜗轮所受的圆周力可以判断出来,如题 7.16 解图所示在啮合点处,蜗轮的圆周力为向内,则蜗杆的轴向力为指向外。又蜗杆为右旋,根据右手定则,可以判断出来,蜗杆的转向为逆时针。



题 7.16 解图

重物提升高度 500 mm 时, 蜗杆转过的圈数 n_0

$$n_0 = \frac{500}{P} \times \frac{z_2}{z_1} = \frac{500}{6} \times \frac{39}{1} \text{ r} = 3250 \text{ r}$$

设螺纹副的中径为 D_2 , 螺纹升角为 ψ , 当量摩擦角为 ρ_v 。螺杆上的螺旋线线数为 $n=1$ 。则根据螺纹升角与螺矩、螺纹中径、螺旋线数之间的关系有

$$\tan \psi = \frac{nP}{\pi D_2} \Rightarrow D_2 = \frac{nP}{\pi \tan \psi} \quad (1)$$

升举重物时, 螺旋传动的效率 η_0 为

$$\eta_0 = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho_v)} \quad (2)$$

推动重物上升时, 克服螺纹副摩擦力矩所需要的升举力矩 T_b 为

$$T_b = \frac{D_2}{2} F_Q \tan(\psi + \rho_v) \quad (3)$$

将 (1)、(2) 两式代入 (3) 式中, 经整理, 则有

$$T_b = \frac{nPF_Q}{2\pi\eta_0}$$

所以
$$T_b = \frac{1 \times 6 \times 140 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 0.35} \text{ N}\cdot\text{mm} = 382165.61 \text{ N}\cdot\text{mm} \approx 3.8 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

因为螺母被固定在蜗轮上, 所以螺旋传动的升举力矩 T_b 即为蜗轮的转矩 $T_2 = T_b$ 。则: 推动重物上升时, 蜗杆所需的扭矩 T_1 为

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta} = \frac{T_2}{\frac{z_2}{z_1}\eta} = \frac{T_2 z_1}{z_2 \eta} = \frac{3.8 \times 10^5 \times 1}{39 \times 0.66} \text{ N}\cdot\text{mm} = 1.48 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

求 T_1 的另一种方法是用功和能, 即

转动蜗杆能量 $\times \eta_0 \eta_c =$ 起升重物能量

$$T_1 \times 2\pi n_0 \times \eta_0 \eta_c = F_Q \times 500$$

$$T_1 = \frac{140 \times 1000 \times 500}{2\pi \times 3250 \times 0.35 \times 0.66} \text{ N}\cdot\text{mm} = 1.484 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

重物上升、下降时, 蜗杆传动的效率相同, 螺旋传动的效率也相同。理由如下:

重物上升、下降时只是蜗杆和螺旋传动的转动方向改变, 其效率计算公式相同, 即蜗杆传动的效率为

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')}$$

螺旋传动的效率为

$$\eta_0 = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho_v)}$$

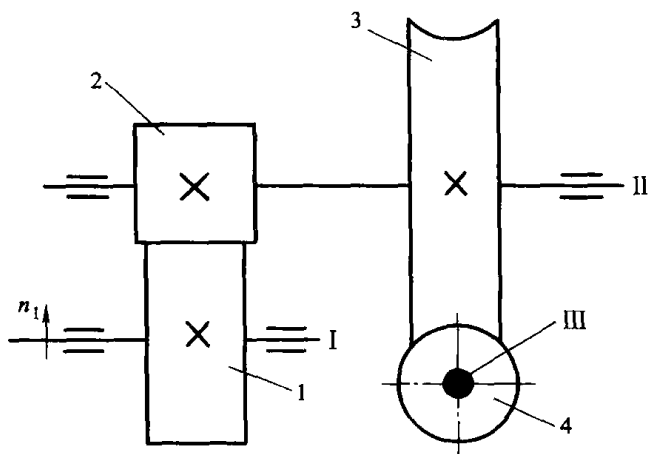
7.17 如题 7.17 图所示为标准斜齿圆柱齿轮—标准圆柱蜗杆增速传动。已知该传动装置的

总传动比为 $i=40$ ，载荷平稳，蜗杆螺旋线为右旋，头数 $z_4=2$ ，模数 $m=5\text{ mm}$ ，蜗杆分度圆直径 $d_4=50\text{ mm}$ ，齿轮 1 的转向如题 7.17 图所示。设齿轮传动效率 $\eta_{\text{齿轮}}$ 、蜗杆传动啮合效率 $\eta_{\text{蜗杆}}$ 分别为 0.99、0.65，要求蜗杆轴转矩为 $T_m=200\text{ N}\cdot\text{mm}$ 。试分析、计算：

(1) 考虑轴 II 受力情况是否合理的前提下，合理地画出各传动件的轮齿旋向、受力方向和轴 III 转向。

(2) 计算轴 I 的输入转矩 T_1 应为多少 $\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

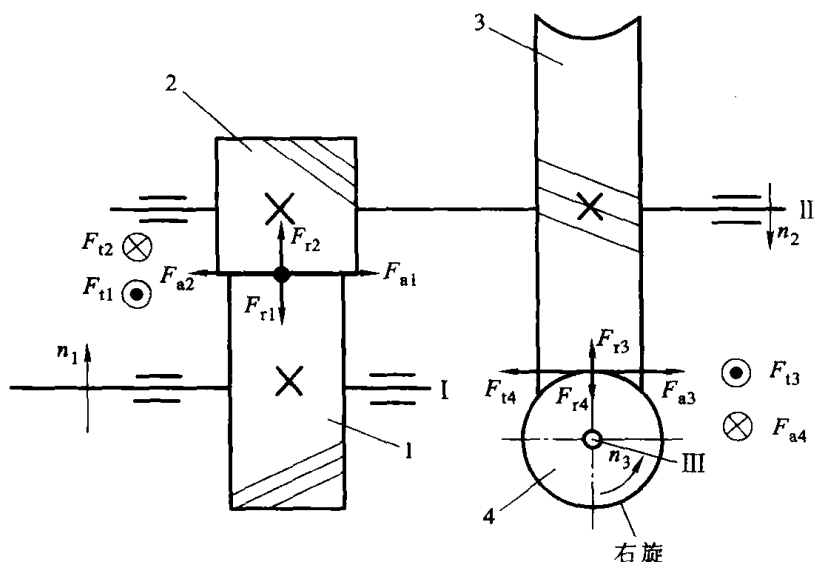
(3) 计算蜗轮分度圆螺旋角 β 及蜗轮轮齿所受的分力大小。



题 7.17 图

解：

(1) 考虑到轴的受力合理性，须使齿轮 2 和蜗轮 2 所受的轴向力相互抵消一部分。各传动件的轮齿旋向、受力方向和轴 III 的转向如题 7.17 解图所示。



题 7.17 解图

(2) 计算轴 I 的输入转矩 T_I :

$$\because T_{II} = T_I i_{I II} \eta_{\text{齿轮}}$$

$$T_{III} = T_{II} i_{II III} \eta_{\text{蜗杆}} = T_I i_{I II} i_{II III} \eta_{\text{齿轮}} \eta_{\text{蜗杆}}$$

$$\therefore T_I = \frac{T_{III}}{i_{I II} i_{II III} \eta_{\text{齿轮}} \eta_{\text{蜗杆}}},$$

$$\text{而 } i_{I II} i_{II III} = \frac{1}{i} = \frac{1}{40},$$

故

$$T_I = \frac{200}{\frac{1}{40} \times 0.99 \times 0.65} \text{ N}\cdot\text{mm} = 12\,432 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(3) 根据蜗杆传动正确啮合条件, 蜗杆与蜗轮轮齿的螺旋线方向相同, 蜗杆分度圆柱上的导程角等于蜗轮分度圆柱上的螺旋角, 已知蜗杆分度圆柱上的导程角 γ

$$\gamma = \arctan \frac{z_4 m}{d_4} = \arctan \frac{2 \times 5}{50} = \arctan 0.2 = 11.3099^\circ$$

所以蜗轮分度圆柱上的螺旋角 $\beta = \gamma = 11.3099^\circ$ 。

蜗轮轮齿所受各分力的大小可由蜗杆齿的受力分析得到, 因为各组分力之间是作用力与反作用力的关系。

$$F_{t4} = -F_{a3} = \frac{2T_{III}}{d_4} = \frac{2 \times 200}{50} \text{ N} = 8 \text{ N}$$

$$F_{a4} = -F_{t3} = \frac{2T_{II}}{d_3} = \frac{2T_{III}}{i_{II III} \eta_{\text{蜗杆}} d_3} = \frac{2T_{III} \times \frac{z_3}{z_4}}{m z_3 \eta_{\text{蜗杆}}} = \frac{2T_{III}}{m z_4 \eta_{\text{蜗杆}}} = \frac{2 \times 200}{5 \times 2 \times 0.65} \text{ N} = 61.5 \text{ N}$$

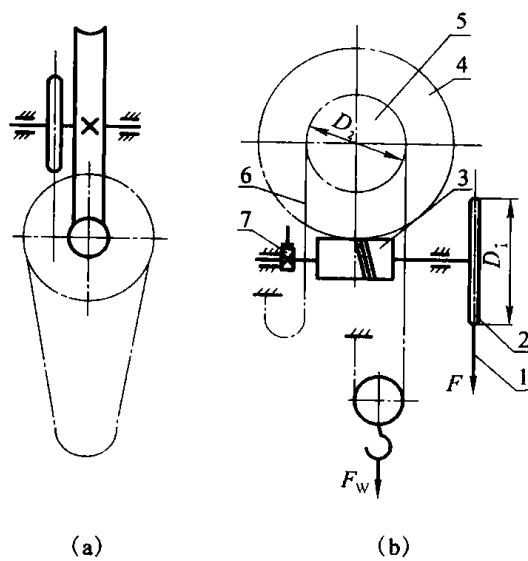
$$F_{r4} = -F_{r3} = F_{a3} \tan \alpha = 8 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 2.912 \text{ N}$$

[讨论]: 试比较本题与三级圆柱齿轮传动方案的优缺点。(注: 小型工具显微镜, 工作台阻尼装置就用三级圆柱齿轮传动升速。)

三、补充思考题与习题

补充题图 7.1 所示为起重量 $F_w = 3 \times 10^4 \text{ N}$ 的起重吊车, 已知蜗杆 3 头数 $z_1=2$, 模数 $m=8 \text{ mm}$, 蜗杆分度圆直径 $d_1=63 \text{ mm}$, 蜗轮 4 齿数 $z_2=42$, 起重链轮 5 直径 $D_2=162 \text{ mm}$, 蜗杆传动的当量摩擦因数 $f'=0.1$, 轴承和链传动中的摩擦损失等于 5%, 作用在手链轮 2 上的圆周力 $F=400 \text{ N}$ 。试计算:

- (1) 蜗杆传动的啮合效率 η_1 。
- (2) 蜗杆轴上所需的转动力矩 T_1 和手链轮的直径 D_1 。
- (3) 蜗杆蜗轮在节点处啮合时所受各分力的大小和方向。



补充题图 7.1

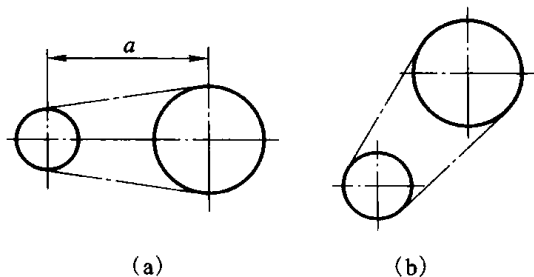
1—手动链 2—手链轮 3—蜗杆 4—蜗轮 5—起重链轮 6—起重链 7—制动器

第八章

其他常用传动

一、思考题与习题及答案

8.1 题 8.1 图所示链传动布置形式中小链轮为主动轮，中心距约为链节距 40 倍。它在图 a、b 所示布置中应如何回转才算合理？两轮轴线布置在同一铅垂面内有何缺点？应采取何种措施？



题 8.1 图

答：

图 a 所示的链传动结构中，主动轮作逆时针转动，因为中心线水平，紧边在上，以避免在上的松边下垂量过大而阻碍链轮的运转。同理，图 b 所示的链轮结构中，中心线与水平面有夹角，主动轮做逆时针转动，松边在下。

两轮轴线在同一铅垂面内，容易造成链条从链轮上松动，应避免这种布置。可以采取如下措施：① 中心距可调；② 设有张紧装置；③ 改变其中一个链轮的位置。

8.2 说明链传动的多边形效应特征并分析其原因。

答：

因为链是按照一个多边形分布在链轮上的。铰链线速度的方向与链条线速度的方向所成的夹角在某一范围内变化，使得链传动的瞬时传动比和链速不是常数。链传动的多边形效应的特征是：

- ① 链传动的运动不均匀性。
- ② 链传动因其多边形效应而引起动载荷。

主要原因如下：

(1) 由于主、从动链轮上铰链线速度的方向与链条线速度的方向所构成的夹角 β 与 γ 随时间而变，而链速也将随链轮转动的位置而不断变化，因而造成链传动的运动不均匀性。

(2) 由于链及从动轮周期的加速减速, 引起动载荷。链轮的转速越高, 节距越大, 则最大加速度越大。链的加速度和它拖动质量越大, 引起的动载荷就越大。

(3) 链的垂直方向分速度的周期性变化会导致链条的横向振动, 产生动载荷。

(4) 链节和轮齿啮合瞬间的相对速度突变也将引起冲击和动载荷。链轮的转速越高、链节距越大、齿形角越大、链轮齿数越少, 则冲击越强烈。

8.3 比较说明 V 带传动和摩擦轮传动中的弹性滑动发生原因及对传动的影响。

答:

(1) 在 V 带传动中, 由于传动带是有弹性的, 受拉后将产生弹性伸长, 拉力越大, 伸长量越大。因为紧边拉力大于松边拉力, 所以带在紧边的伸长量大于松边的伸长量。从带的紧边进入主动轮到离开带轮的过程中, 带的弹性伸长量逐渐减少, 即带相对于带轮向后缩了一点。同样, 带绕过从动轮时, 带的弹性伸长量逐渐增加, 使带相对于带轮向前移动一点。这种由于带的弹性变形而引起的带与带轮之间的相对滑动现象称为弹性滑动。

带传动的弹性滑动会引起如下的后果: 从动轮的圆周速度总是落后于主动轮的圆周速度, 并随着载荷的变化而变化, 导致传动的传动比不准确; 损失了一部分能量, 降低了传动效率, 会使带的温度升高, 并引起传动带磨损。

(2) 在摩擦轮传动中, 摩擦轮受力后, 在接触处因材料的弹性变形而被挤压成一小平面, 当传递功率时, 在该平面受有摩擦力的作用, 从而使主动轮表面任意微块在通过接触区的过程中由压缩变为拉伸, 从而使从动轮上对应的微块由拉伸变为压缩, 所以彼此之间产生相对滑动。这种由于材料弹性变形而产生的滑动称为弹性滑动。

与带传动类似, 摩擦轮传动中弹性滑动引起的后果如下: 从动轮的圆周速度总是落后于主动轮的圆周速度, 并随着载荷的变化而变化, 导致传动的传动比不准确; 损失了一部分能量, 降低了传动效率。图 8.3 解图所示为摩擦轮传动中的弹性滑动。

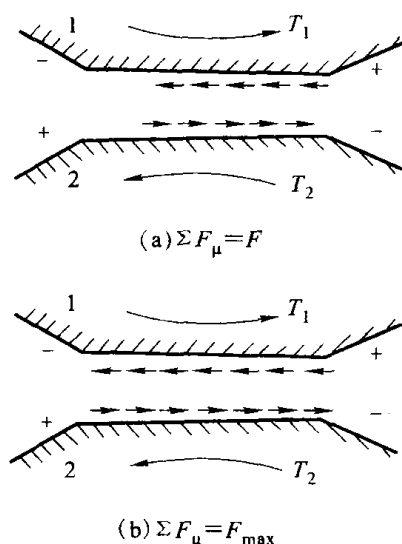


图 8.3 解图 弹性滑动

8.4 设计一输送装置用链传动, 已知链传动功率 $P=5.5 \text{ kW}$, 转速 $n_1=720 \text{ r/min}$, 从动轮转速 $n_2=200 \text{ r/min}$, 载荷平稳, 中心距可以调节。

解:

1. 选取链轮齿数和传动比

传动比为 $i = n_1/n_2 = 720/200 = 3.6$, 由参考文献[1]表 8.7, 选取小链轮齿数 $z_1 = 25$, 则大链轮齿数 $z_2 = i \cdot z_1 = 3.6 \times 25 = 90$ 。

2. 确定链节距和排数

链的型号和节距可根据传递的功率及小链轮转速, 由参考文献[1]公式 (8.15) 可得

$$P_C \geq f_1 f_2 P$$

式中: f_1 ——应用系数, 由表 8.8 可以查得 $f_1 = 1$;

$$f_2 \text{——齿数系数, } f_2 = (19/z_1)^{1.08} = \left(\frac{19}{25}\right)^{1.08} = 0.978。$$

则 $P_C \geq f_1 f_2 P = 1 \times 0.978 \times 5.5 \text{ kW} = 5.38 \text{ kW}$ 。由参考文献[1]图 8.14 查得, 可选择 08A 型单排滚子链, 其节距为 $p = 12.70 \text{ mm}$ 。

3. 计算链节数和链轮中心距

初定中心距 $a_0 = (30 \sim 50)p = (30 \sim 50) \times 12.70 \text{ mm} = 381 \sim 635 \text{ mm}$, 链节数

$$\begin{aligned} L_p &= \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a_0} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \\ &= \frac{2(381 \sim 635)}{12.7} + \frac{25 + 90}{2} + \frac{12.7}{381 \sim 635} \left(\frac{90 - 25}{2\pi} \right)^2 \\ &= (119.64 \sim 161.067) \end{aligned}$$

取 $L_p = 140$, 则实际的中心距为

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{12.7}{4} \times \left[\left(140 - \frac{25 + 90}{2} \right) + \sqrt{\left(140 - \frac{25 + 90}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{90 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] \text{ mm} \\ &= 506.41 \text{ mm} \end{aligned}$$

因为中心距可调, 其调整量为 $\Delta a \geq 2p = 25.4 \text{ mm}$ 。

故实际中心距为 $a' = a - \Delta a = 506.41 \text{ mm} - 25.4 \text{ mm} = 481 \text{ mm}$ 。

4. 计算轴上载荷

作用在轴上的载荷 $F_Q = (1.2 \sim 1.3)F = (1.2 \sim 1.3) \times 1000 \frac{P}{v}$, 其中 $P = 5.5 \text{ kW}$, $v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} =$

$$\frac{720 \times 25 \times 12.7}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 3.81 \text{ m/s}, \text{ 则}$$

$$F_Q = (1.2 \sim 1.3)F = (1.2 \sim 1.3) \times 1000 \times \frac{5.5}{3.81} \text{ N} = 1732 \sim 1877 \text{ N}$$

8.5 设计一螺旋千斤顶。要求起重量为 45 000 N, 起重高度为 180 mm。

解:

1. 选取螺杆、螺母的材料并且确定其材料的许用应力

螺杆材料选择 45 钢, 调质并表面淬火处理, $\sigma_s=360$ MPa, 查参考文献[1]表 8.13, 得

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5} = \frac{360}{3 \sim 5} \text{ MPa} = 120 \sim 72 \text{ MPa}, \text{ 手动可取 } [\sigma] = 120 \text{ MPa}。$$

螺母材料选择 ZCuAl10Fe3。由表 8.13 可知, $[\sigma]_b=40\sim60$ MPa, 取 $[\sigma]_b=50$ MPa; $[\tau]_p=30\sim40$ MPa, 取 $[\tau]_p=35$ MPa。

2. 按耐磨性条件计算螺纹中径

由参考文献[1]8.2.3 节, 因螺母兼作支承, 取 $\psi=2.5$, 查参考文献[1]表 8.12, 许用压强 $[p]=20$ MPa, 选用梯形螺纹, 则

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi[p]}} = 0.8 \times \sqrt{\frac{45\,000}{2.5 \times 20}} \text{ mm} = 24 \text{ mm}$$

为保证螺杆强度, 将 d_2 值增大, 查表 GB/T 5796.3—2005, 取 $d=38$ mm、 $d'=39$ mm、 $P=10$ mm、 $d_2=33$ mm ($d_2>24$ mm)、 $d_3=27$ mm 的梯形螺纹, 中等精度, 螺旋副标记为 Tr38×10—7H/7e。

螺母高度 $H=\psi d_2=2.5 \times 33 \text{ mm}=82.5 \text{ mm}$, 取 $H=80$ mm, 则螺旋圈数为 $z=H/P=80/10=8$ 圈。

3. 自锁性验算

取单线螺纹, 导程 $P_h=P=10$ mm, 故螺旋升角为

$$\lambda = \arctan \frac{P_h}{\pi d_2} = \arctan \frac{10}{33\pi} = 5.51^\circ$$

由参考文献[1]表 8.14 得, 钢对青铜 $f=0.08\sim0.10$, 取 $f=0.1$, 则

$$\rho' = \arctan f' = \arctan 0.1 = 5.71^\circ$$

因为 $\lambda < \rho'$, 所以符合自锁性条件。

4. 螺杆的强度计算

螺杆所受转矩

$$T = F \tan(\lambda + \rho') \frac{d_2}{2} = 45\,000 \times \tan(5.51^\circ + 5.71^\circ) \times \frac{33}{2} \text{ N}\cdot\text{mm} = 1.47 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

由参考文献[1]公式 (8.24), 得

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d_3^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 45\,000}{3.14 \times 27^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \times 1.47 \times 10^5}{3.14 \times 27^3}\right)^2} \text{ MPa} = 102.6 \text{ MPa} < [\sigma] = 120 \text{ MPa}$$

5. 螺母螺纹牙的强度计算

因螺母材料强度低于螺杆, 故只验算螺母螺纹强度即可。

梯形螺纹的牙根部厚度

$$b = 0.65P = 0.65 \times 10 \text{ mm} = 6.5 \text{ mm}$$

螺纹牙工作高度 $h=0.5P=0.5 \times 10 \text{ mm}=5 \text{ mm}$ 。

带入相应公式, 得

$$\tau = \frac{F}{\pi d' b z} = \frac{45\,000}{\pi \times 39 \times 6.5 \times 8} = 7.06 \text{ MPa} < [\tau]_p = 35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b = \frac{3 F h}{\pi d' z b^2} = \frac{3 \times 45\,000 \times 3}{\pi \times 39 \times 8 \times 6.5^2} = 16.3 \text{ MPa} < [\sigma]_b = 50 \text{ MPa}$$

6. 螺杆的稳定性计算

螺杆最大工作长度 l 为螺杆升高至最大起重高度时, 从螺母高度中点到托杯底面之间的距离。

最大起重高度为 180 mm, 1/2 螺母高度为 $H/2=80 \text{ mm}/2=40 \text{ mm}$ 。

设千斤顶螺杆上部安装手柄的高度为

$$h_1 = (1.8 \sim 2.0) d'_1$$

式中, d'_1 为手柄的直径, mm, 选择手柄材料为 Q235, $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$, 其许用弯曲应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3} = \frac{240}{3} \text{ MPa} = 80 \text{ MPa}$ 。手柄承受的弯矩 $M = 1.1 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 则

$$d'_1 \geq \sqrt{\frac{M}{0.2[\sigma]}} = \sqrt{\frac{1.1 \times 10^5}{0.2 \times 80}} \text{ mm} = 19.1 \text{ mm}$$

取 $d'_1 = 20 \text{ mm}$, 取安装手柄处螺杆高 $h_1 = 2d'_1 = 2 \times 20 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$

$$l = (40 + 180 + 40) \text{ mm} = 260 \text{ mm}$$

按一端固定、一端自由, 查参考文献[1]表 8.15, 得螺杆的长度系数 $\mu = 2.0$ 。

由长径比公式得

$$\lambda = \frac{4\mu l}{d_3} = \frac{4 \times 2 \times 260}{27} = 77.04$$

对于淬火钢螺杆, $\lambda = 77.04 < 85$ 时, 临界载荷为

$$F_c = \frac{490}{1 + 0.0002\lambda^2} \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{490}{1 + 0.0002 \times 77.04^2} \times \frac{\pi \times 27^2}{4} \text{ N} = 1.28 \times 10^5 \text{ N}$$

则根据受压螺杆的稳定性条件 (见参考文献[1]式 8.30), 得

$$F_c / F = 1.28 \times 10^5 / 45\,000 = 2.85 > 2.5$$

稳定条件满足。

7. 千斤顶结构设计简图 (略)

二、补充思考题

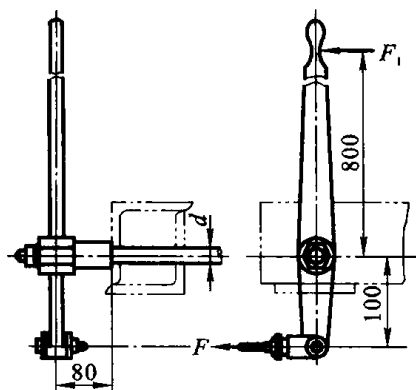
试分析链传动的瞬时传动比等于常数的必要条件。

第九章

轴

一、典型例题

例题 9.1 图所示为一杠杆机构，由心轴支撑，已知手柄作用力 $F_1=250\text{ N}$ ，心轴材料用 45 钢， $[\sigma]_{-1b}=60\text{ MPa}$ 。其他数据见下图，试确定杠杆心轴的直径 d 。



例题 9.1 图

解：

由受力分析得： $800F_1=100F$ ，所以 $F=8F_1$ 。

作用在轴上的力： $F_{\text{总}}=F_1+F=9F_1$

轴上所受的弯矩为 $M=F_{\text{总}} \times 80=9 \times 250 \times 80\text{ N} \cdot \text{mm}$

已知 45 钢， $[\sigma]_{-1b}=60\text{ MPa}$ ， $W=0.1d^3$

确定轴的直径为：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0.1[\sigma]_{-1b}}} = \sqrt[3]{\frac{9 \times 250 \times 80}{0.1 \times 60}}\text{ mm} = 31.07\text{ mm}$$

取 $d=32\text{ mm}$ 。

二、思考题与习题及答案

9.1 心轴、传动轴和转轴是如何分类的？试各举一实例，并分析其受力特点及应力变化情况。

答：

根据轴的承载情况不同可分为转轴、心轴和传动轴三类。既传递转矩又承受弯矩的轴称为

转轴，如自行车的中轴；只传递转矩而不承受弯矩或承受弯矩很小的轴称为传动轴，如汽车变速箱与后桥间的轴；只承受弯矩而不传递转矩的轴称为心轴，如火车车厢的轴、自行车的前轴。

自行车中轴是转轴，受弯矩和转矩作用，截面上有弯曲应力和扭转剪应力，弯曲应力循环特性是对称循环，扭转剪应力循环特性随转矩的性质而变化。

火车车厢的轴、自行车的前轴是心轴，受弯矩作用，截面上有弯曲应力，弯曲应力循环特性是对称循环。

汽车变速箱与后桥间的轴是传动轴，受转矩作用，截面上有扭转剪应力，扭转剪应力循环特性随转矩的性质而变化。

9.2 一般情况下，轴的设计为什么分三步进行？每一步解决什么问题？轴的设计特点是什么？

答：

转轴在工作中既受弯矩又受转矩，心轴和传动轴可看做转轴的特例。如果知道了转轴所受的转矩和弯矩就可算出轴的各段尺寸。但一般在开始计算时并不知道轴的形状和尺寸，无法确定轴的跨距和力的作用点，也就无法求出弯矩。为了解决这个问题，轴的设计分三步进行：第一，初定轴径；第二，结构设计，画草图，确定轴的尺寸，得到轴的跨距和力的作用点；第三，计算弯矩、转矩，进行校核计算。如不满足要求，则应修改轴的结构和尺寸，重复第二、三步，直到满足设计要求。

转轴的设计特点是：在设计过程中，结构设计和设计计算交叉进行。

9.3 观察多级齿轮减速器，低速轴的直径比高速轴的直径大，为什么？

答：

因为低速轴的转矩比高速轴的转矩大，故低速轴的直径比高速轴的直径大。

9.4 轴的结构设计应考虑哪几方面问题？

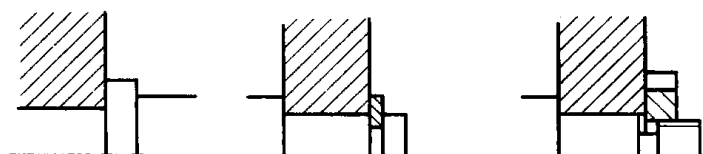
答：

- (1) 应考虑制造安装的要求，轴应便于加工，轴上零件应便于装配与拆卸。
- (2) 应考虑定位固定的要求，轴承和轴上零件应有正确而可靠的工作位置。
- (3) 轴的受力应合理，尽量减小应力集中。

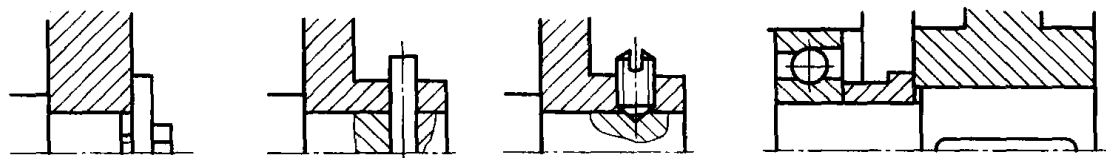
9.5 轴上零件的轴向固定的常用方法有哪些？试以草图表示，并说明其适用场合。

答：

轴上零件轴向固定的常用方法有：轴肩固定、弹性卡圈固定、圆螺母固定、轴端挡板固定、销固定、紧定螺钉固定和套筒固定等，如题 9.5 解图所示。弹性挡圈和紧定螺钉适合于轴向力很小时，轴端挡圈适合于轴端，套筒不适合于长轴段，而圆螺母可以。



(a) 用轴肩固定 (b) 用弹簧卡圈固定 (c) 用螺母或圆螺母固定



(d) 用轴端挡板固定

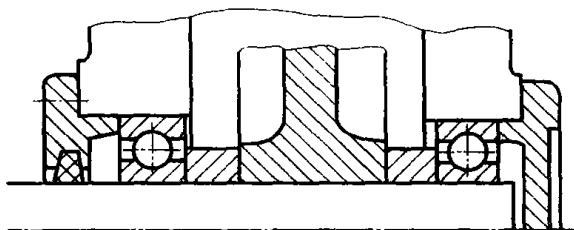
(e) 用销固定

(f) 用紧定螺钉固定

(g) 用套筒固定

题 9.5 解图

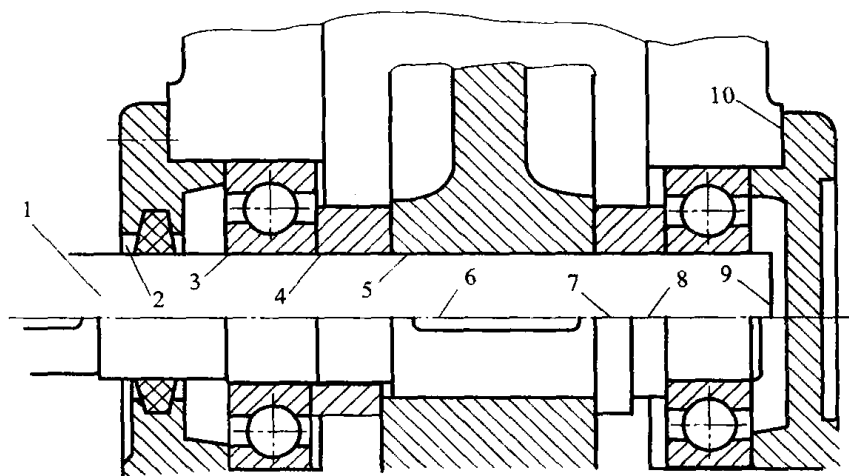
9.6 试指出题 9.6 图轴的结构设计不正确之处，并在轴线下方绘图改正之。



题 9.6 图

答:

该轴的结构设计不正确之处（题 9.6 解图），主要有：



题 9.6 解图

- (1) 轴伸处无轴肩，使轴上零件无法定位，而且少键。
- (2) 轴承透盖上的孔径过大、加工面过大。
- (3) 此处与轴承配合的轴径应大于轴承内径孔通过处的轴径，以便于拆装。
- (4) 套筒太厚不好拆轴承。
- (5) 此处与齿轮孔相配合的轴径应大于前段的轴径，而且该段轴的长度要比齿轮轮毂宽短 2~3 mm，以保证齿轮的固定。
- (6) 与齿轮轮毂配合轴段上少键。
- (7) 此处少轴环，齿轮在轴上无定位。

(8) 齿轮在机体内的布置不对称。

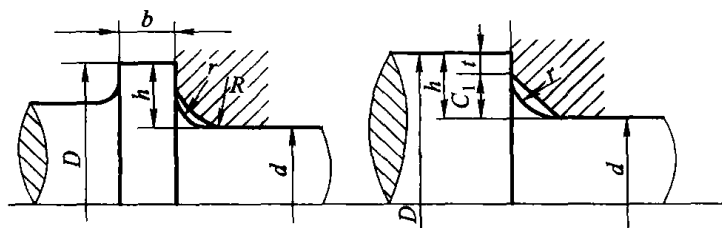
(9) 右端轴伸出轴承太长。

(10) 少调整垫片。

9.7 请画图说明阶梯轴的轴肩圆角半径 r 、轴肩高度 h 和轴上零件倒角高度 C 、轴上零件圆角半径 R 的关系？

答：

为保证轴上零件的端面紧靠在轴肩上，轴肩的圆角半径 r 必须小于相配零件的倒角 C_1 或圆角半径 R ，轴肩高 h 必须大于 C_1 或 R ，如题 9.7 解图所示。



轴肩圆角和相配零件的倒角（或圆角）

题 9.7 解图

9.8 轴的强度计算有哪几种方法？每种各在什么情况下适用？各有什么优缺点？

答：

轴的强度计算方法有：扭转强度计算、弯扭合成强度计算和安全系数校核计算。

只受扭矩的轴和受弯矩不大又不重要的传动轴，可只用扭转强度计算，计算简单；对于既受扭矩又受弯矩作用的一般的轴可按弯扭合成强度计算，基本不考虑应力集中、表面质量、绝对尺寸等因素，计算比较简单；对于重要的轴，应进行安全系数计算。它考虑应力集中、表面质量、绝对尺寸等因素，计算比较精确。

9.9 提高轴的疲劳强度的措施有哪些？

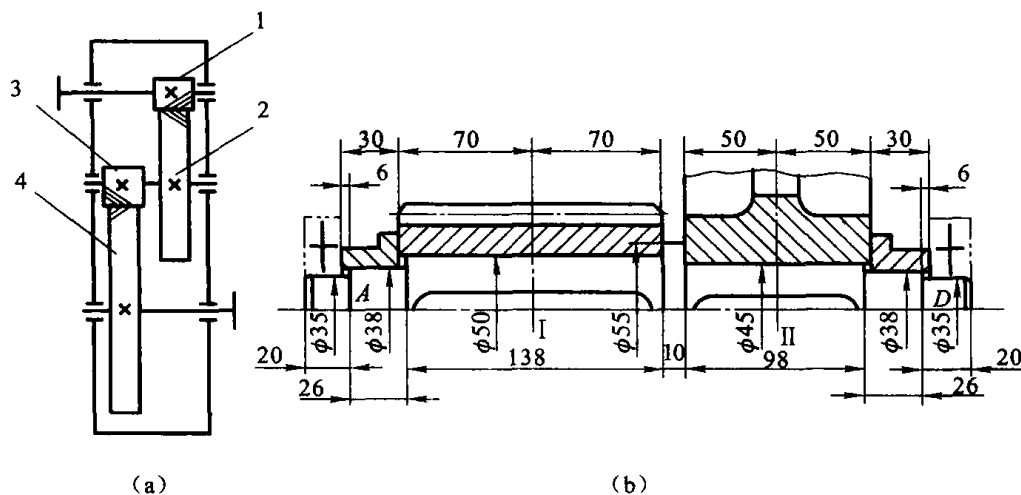
答：

加大轴的直径，选择合适的材料和热处理是提高轴疲劳强度的最主要措施，此外提高轴疲劳强度的措施还有：① 合理布置轴上传动零件的位置，减小轴上的最大转矩；② 合理设计轴上零件的结构，减小轴的载荷；③ 改进轴的结构形状，减小应力集中；④ 提高轴的表面质量，改善轴的表面状态。

三、补充习题

1. 两级展开式斜齿圆柱齿轮减速器的中间轴如补充题图 9.1a 所示，尺寸和结构如补充题图 9.1b 所示，已知中间轴转速 $n_2 = 180 \text{ r/min}$ ，传递功率 $P = 5.5 \text{ kW}$ ，有关的齿轮参数为：齿轮 2 的 $m_n = 3 \text{ mm}$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ， $z_2 = 112$ ， $\beta_2 = 10^\circ 44'$ ，右旋。图中 A、D 为角接触轴承的载荷作用中心。齿轮 3 的 $m_n = 4 \text{ mm}$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ， $z_3 = 23$ ， $\beta_2 = 9^\circ 22'$ ，右旋，要求：若轴的材料为 45 钢（正火），试按弯扭合成强度验算截面 I 和截面 II 的强度。如果轴的材料改用 30CrMnTi（硬

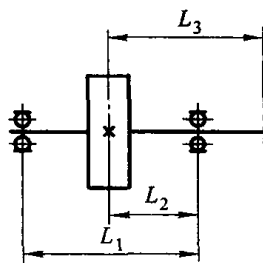
度 $\geq 270\text{HBS}$), 试按许用弯曲应力确定截面 I—I 和截面 II—II 的轴径。



补充题图 9.1

2. 齿轮轴为 40 钢, 用一对 6207 轴承支承, 如补充题图 9.2 所示, 已知装齿轮处轴的直径为 d , 此处的挠度和扭转角为 y 、 ϕ 。问: 以下各措施是否均能减少挠度和扭转角, 从提高轴系刚度角度看, 哪个方案效果显著?

- (1) 轴的直径增大到 $2d$ 。
- (2) 将轴的各部分长度 L_1 、 L_2 、 L_3 各减少 50%。
- (3) 轴的材料改为 40Cr。



补充题图 9.2

第十章

滚动轴承

一、典型例题

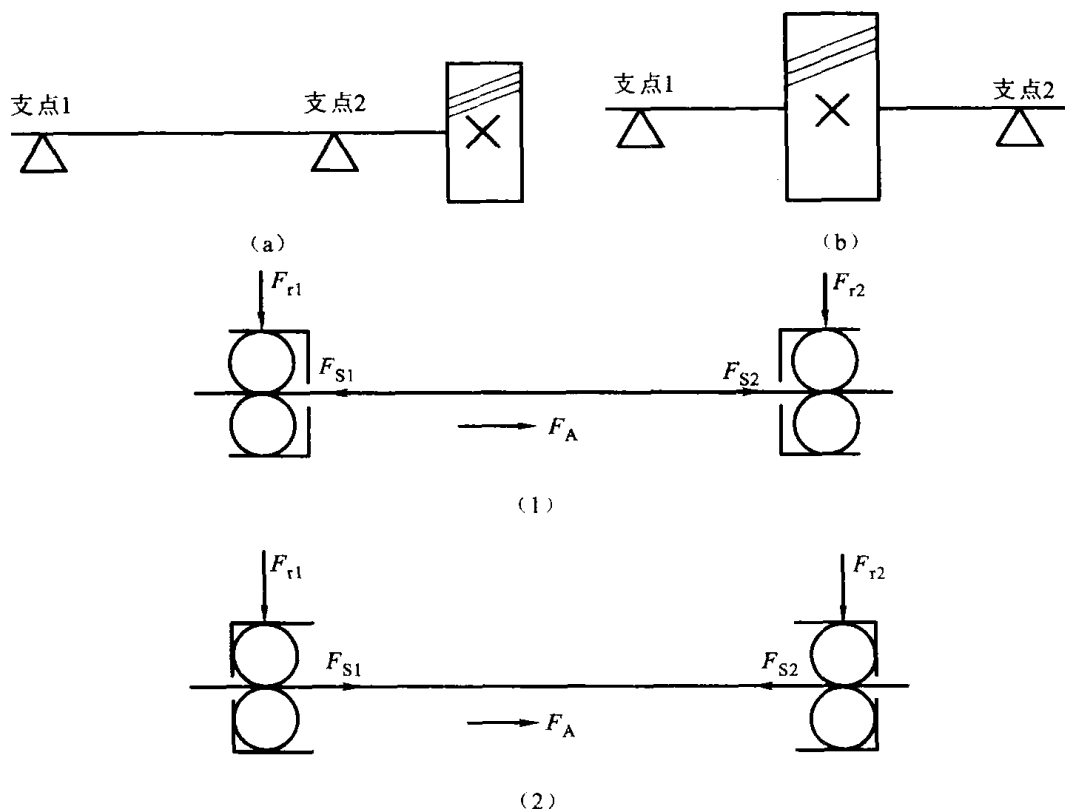
1. 如例题 10.1 图所示, 图 a、图 b 分别为斜齿圆柱齿轮的悬臂布置和对称布置的支承形式。图 1、图 2 分别为一对角接触球轴承背对背、面对面安装支承形式。

(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“√”:

解:

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。



例题 10.1 图

(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 $F_{r1}=4\ 000\text{ N}$ 、 $F_{r2}=2\ 000\text{ N}$ ，齿轮的轴向力 $F_A=2\ 000\text{ N}$ ，其方向如图所示，轴承内部轴向力 $F_S=0.4F_r$ 。

解：

$$F_{S1}=0.4F_{r1}=0.4\times 4\ 000=1\ 600\text{ N}, \text{ 方向向左。}$$

$$F_{S2}=0.4F_{r2}=0.4\times 2\ 000=800\text{ N}, \text{ 方向向右。}$$

$$F_{S2}+F_A=800\text{ N}+2\ 000\text{ N}=2\ 800\text{ N}>F_{S1}=1\ 600\text{ N}$$

所以，

$$F_{a1}=F_{S2}+F_A=2\ 800\text{ N}$$

$$F_{a2}=F_{S2}=800\text{ N}$$

(3) 若该对轴承的寿命为 $5\ 000\text{ h}$ ，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 $1\ 000\text{ h}$ 的工作要求。

解：

$$L_h=10^6(f_T C / f_F F)^3 / (60n)$$

$$L'_h=10^6(f_T C / f_F (2F))^3 / (60n/2)$$

$$=2L_h/8$$

$$=2\times 5\ 000/8$$

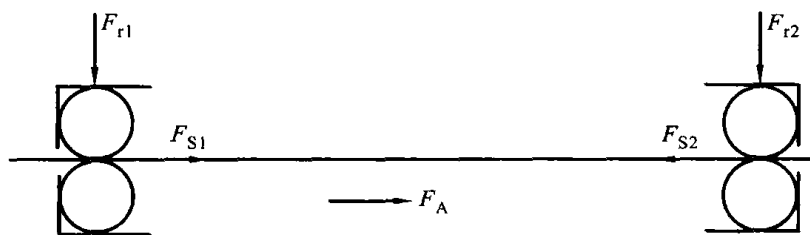
$$=1\ 250\text{ h}$$

$$>1\ 000\text{ h}$$

结论：此轴承能够满足寿命至少 $1\ 000\text{ h}$ 要求。

2. 有一电动绞车，传动装置的轴由两个角接触球轴承支承，轴承采用面对面安装形式，如例题 10.2 图所示，已知两轴承径向载荷分别为 $F_{r1}=3\ 000\text{ N}$ ， $F_{r2}=4\ 000\text{ N}$ ，齿轮 2 在啮合节点上的所受轴向力 $F_A=2\ 000\text{ N}$ ，其方向如典型例题 10.2 图所示，载荷平稳，在室温下工作，转速 $n=1\ 000\text{ r/min}$ 。该轴承额定动载荷 $C=32\ 500\text{ N}$ ，内部轴向力 $F_S=0.4F_r$ ， $e=1.14$ ，动载荷系数如下表所示。试计算此对轴承的使用寿命。

$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$	
X	Y	X	Y
0.35	0.57	1	0



例题 10.2 图

解：

内部轴向力方向如例题 10.2 图所示。

$$F_{S1}=0.4F_{r1}=0.4\times 3\ 000\text{ N}=1\ 200\text{ N} \quad F_{S2}=0.4F_{r2}=0.4\times 4\ 000\text{ N}=1\ 600\text{ N}$$

因为 $F_A+F_{S1}=2\ 000\text{ N}+1\ 200\text{ N}=3\ 200\text{ N}>F_{S2}=1\ 600\text{ N}$ ，故

$$F_{a1}=F_{S1}=1\ 200\ \text{N} \quad F_{a2}=F_{S1}+F_A=3\ 200\ \text{N}$$

比较两轴承受力，只需校核轴承 2。

$$F_{a2}/F_{r2}=0.8 < e, X=1, Y=0$$

则

$$F=XF_{r2}+YF_{a2}=1 \times 4\ 000\ \text{N}+0 \times 3\ 000\ \text{N}=4\ 000\ \text{N}$$

根据所给条件，取 $f_T=1.0, f_F=1.0$ ，故

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 1\ 000} \left(\frac{32\ 500}{4\ 000} \right)^3 = 8\ 940\ \text{h}$$

3. 按国家标准 GB/292—1993 规定，代号为 32208 的滚动轴承，其类型为_____轴承，其内径为_____mm，其精度为_____级。

答：

按国家标准 GB/292—1993 规定，代号为 32208 的滚动轴承，其类型为圆锥滚子轴承，其内径为40 mm，其精度为P0 级。

二、思考题与习题及答案

10.1 我国滚动轴承标准是如何对滚动轴承进行分类的？如何选择滚动轴承类型？

答：

我国滚动轴承标准对滚动轴承是按照轴承所承受的载荷方向及结构不同进行分类的。按照轴承承受载荷的方向或公称接触角 α 的不同，滚动轴承可以分为：

向心轴承：① 径向接触轴承 ($\alpha=0^\circ$)；② 向心角接触轴承 ($0^\circ < \alpha \leq 45^\circ$)。

推力轴承：① 轴向接触轴承 ($\alpha=90^\circ$)；② 推力角接触轴承 ($45^\circ < \alpha < 90^\circ$)。

选择滚动轴承的类型，一般要考虑：① 所承受载荷的大小、方向、性质。② 转速的高低。③ 刚度及调心性能的要求。④ 结构尺寸大小。⑤ 轴承的装拆要求。⑥ 经济性要求等。

10.2 如何编制滚动轴承代号？

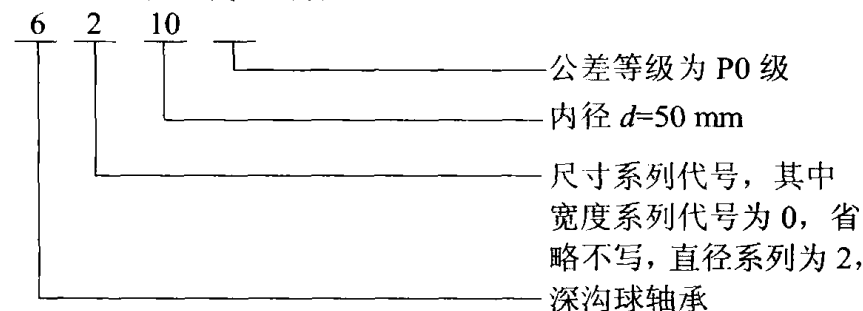
答：

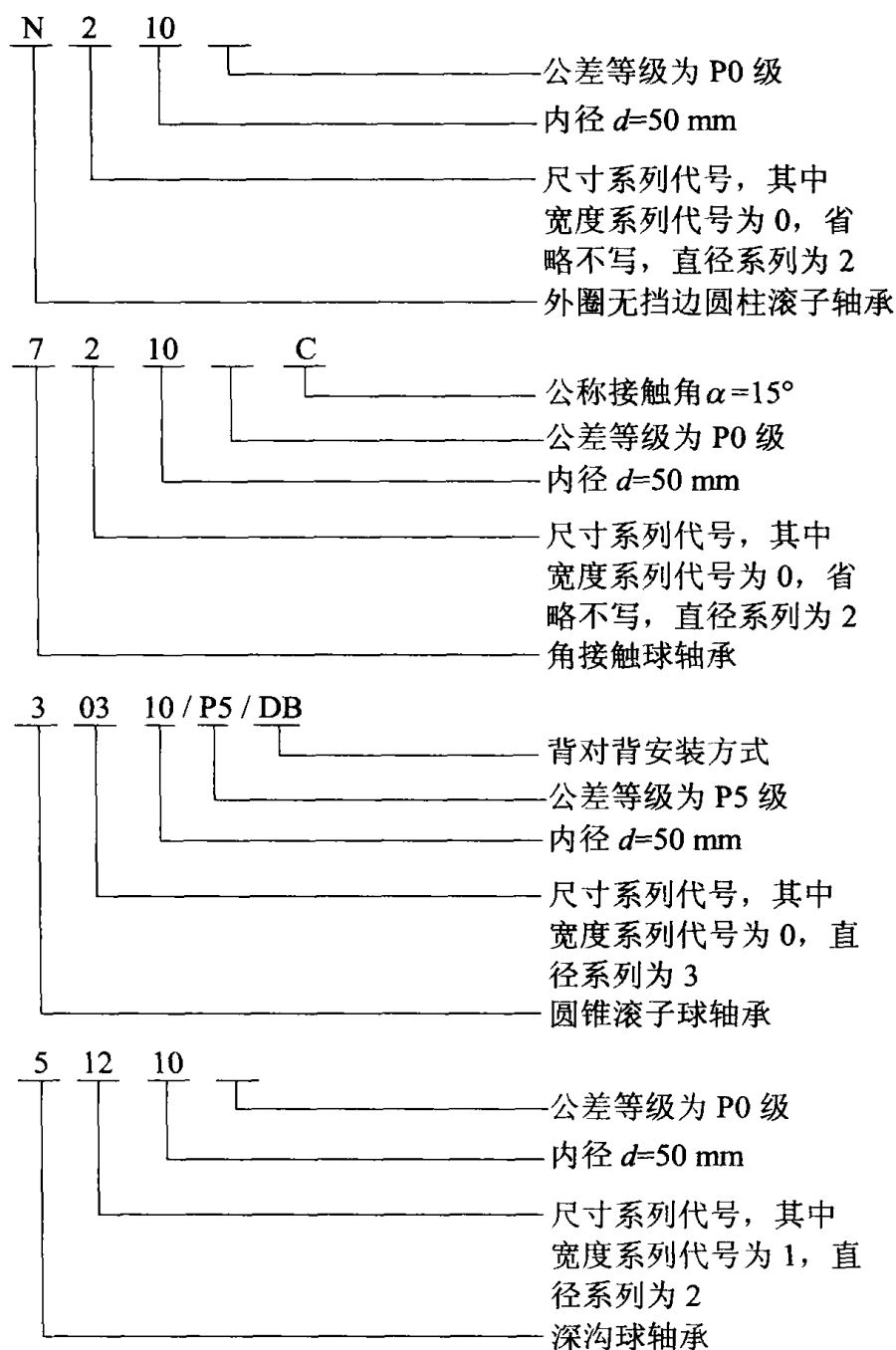
滚动轴承代号由字母和数字组成，并由前置代号、基本代号和后置代号组成。基本代号是轴承代号的主体，表示轴承的基本类型、结构和尺寸。前置代号和后置代号是轴承在结构形状、尺寸、公差、技术要求等方面有改变时，在基本代号左右增加的补充代号。

10.3 说明下列滚动轴承代号的含义：6210、N210、7210 C、30310/P5/DB、51210。

答：

下列滚动轴承代号的含义是：





10.4 滚动轴承有哪些主要失效形式？针对每种失效形式应进行何种计算？

答：

滚动轴承的主要失效形式有疲劳点蚀、塑性变形、磨粒磨损、胶合。

针对每种失效形式进行相应的计算：对于转动的滚动轴承，其滚动体和滚道之间发生疲劳点蚀是其主要失效形式，因而主要进行寿命计算，必要时作静强度计算；对于不转动、低速、或摆动的轴承，局部塑性变形是其主要失效形式，因而主要进行静强度计算；对于高速轴承，发热以至胶合是其主要失效形式，因而除了进行寿命计算外，还应该校核极限转速；对于磨粒磨损等其他失效形式，可以通过正确的润滑和密封，正确的操作与维护来解决。

10.5 如何定义基本额定寿命 L 、基本额定动负荷 C 、当量动载荷 F 、基本额定静负荷 C_0 ?

答:

基本额定寿命 L : 指一批相同的轴承在相同的条件下运转, 其中 90% 的轴承在疲劳点蚀前所能够转过的总转数, 单位是 10^6 转。或一定转速时的工作小时数, 单位是小时。

基本额定动负荷 C : 滚动轴承标准中规定, 轴承工作温度在 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 以下, 基本额定寿命为 10^6 转时, 轴承所能够承受的最大载荷称为该轴承的基本额定动负荷, 单位是 N。基本额定动负荷 C 的方向: 对于向心轴承为径向载荷; 对于推力轴承为中心轴向载荷; 对于角接触向心轴承, 为载荷的径向分量。

当量动载荷 F : 对于同时作用有径向载荷和轴向载荷的轴承, 在进行轴承寿命计算时, 为了和基本额定动负荷进行比较, 应该把实际载荷折算为与基本额定动负荷方向相同的一个假想载荷, 在该假想载荷作用下轴承的寿命与实际载荷作用下的寿命相同, 则称该假想载荷为当量动载荷。

基本额定静负荷 C_0 : 轴承标准中规定, 滚动轴承中受载最大的滚动体与滚道的接触中心处引起的计算接触应力达到一定值时的载荷, 称为该轴承的基本额定静负荷。

10.6 什么是内部轴向力? 如何计算轴承的轴向力 F_a ?

答:

对角接触轴承, 由于滚动体和外圈滚道间存在有接触角 α , 在径向力作用下各个滚动体上承受轴向分力的作用, 这些轴向分力的合力即为轴承的内部轴向力。

计算轴承的轴向力时, 把轴和两轴承内圈视为一体作为分离体, 轴承的轴向力可以根据分离体的轴向力平衡条件确定, 阻止分离体做轴向移动的轴承的轴向力为轴向外载荷与另一个轴承的内部轴向力的合力, 而另一个轴承的轴向力为其自身的内部轴向力。

10.7 说明下列系数 f_T 、 f_F 、 X 、 Y 的含义。如何查表?

答:

下列系数的含义是:

f_T : 轴承寿命计算中的温度系数, 考虑到工作温度高于 $120\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 轴承材料硬度的下降导致轴承的基本额定动负荷的下降, 此时引入该系数进行修正。 f_T 值可根据轴承的工作温度查表确定。

f_F : 轴承寿命计算时, 考虑到冲击与振动的影响, 轴承所受到的实际载荷会大于名义载荷, 故引入载荷系数 f_F , 对载荷 F 进行修正。 f_F 值可根据载荷的性质查表确定。

X : 计算轴承当量动载荷时设定的动载荷径向系数。

Y : 计算轴承当量动载荷时设定的动载荷轴向系数。

X 、 Y 值可根据 F_a/F_r 值与 e 值的关系, 查表确定。

当 $F_a/F_r \leq e$ 时, $X=1, Y=0$; 当 $F_a/F_r > e$ 时, $X \neq 1, Y \neq 0$, 其具体值查表确定。

以上系数可查参考文献[1]的表 10.10、表 10.11、表 10.13。

10.8 滚动轴承部件有哪几种固定方式? 各适用于什么场合?

答:

滚动轴承部件的固定形式有: 两端固定支承、一端固定一端游动支承和两端游动支承等三

种方式。两端固定支承适用于工作温度变化不大、两支点间跨距 $L \leq 350 \text{ mm}$ 的短轴；一端固定一端游动式主要用于工作温度变化大且两支点间跨距 $L > 350 \text{ mm}$ 的长轴；两端游动式主要用于允许轴承部件沿着轴向游动的场合，常用于人字齿轮的高速轴等。

10.9 如何从轴上装拆 6210、30310 轴承？

答：

对于 6210 这种深沟球轴承以及 30310 圆锥滚子轴承来说，往轴上安装时，可以采用热油预热轴承来增大内孔直径，以便安装，但是温度不得高于 80°C ，以免轴承回火；也可以用压力机通过套管压装内圈。

拆卸时，应使用拆卸工具。但 6210 轴承本身是一体的，必须整体装拆，注意装拆时装拆力不应通过滚动体。

10.10 润滑和密封的目的是什么？举例说明常用密封装置的种类？

答：

润滑的目的是为了减少摩擦和磨损，还有吸收振动、降低温度和防锈等作用。密封的目的是阻止润滑剂的流失和防止灰尘、水分的进入。

常用密封装置的种类：密封按照其原理的不同可以分为接触式密封和非接触式密封。接触式密封常用形式有毛毡圈密封、唇形圈密封、机械密封等。非接触式密封有油沟式密封和迷宫式密封等。

10.11 机器中一对深沟球轴承的寿命为 8 000 h，当载荷及转速分别提高 1 倍时，轴承的寿命各为多少？

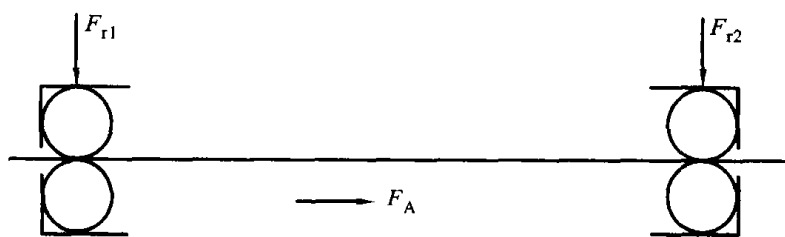
解：

由轴承的寿命计算式

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{f_F F} \right)^\epsilon$$

可知，如果转速提高一倍，则寿命变为原来的二分之一，即 4 000 h；对于深沟球轴承， $\epsilon = 3$ ，当载荷提高一倍时，寿命将变为原来的八分之一，即 1 000 h。

10.12 如题 10.12 图所示，某轴由一对 30208 轴承支承，两轴承分别受到径向载荷 $F_{r1}=4\,000 \text{ N}$ ， $F_{r2}=2\,000 \text{ N}$ ，轴上作用有轴向外载荷 $F_A=1\,030 \text{ N}$ ，载荷平稳，在室温下工作，转速 $n=1\,000 \text{ r/min}$ ，试计算此对轴承的使用寿命 L_{10h} 。

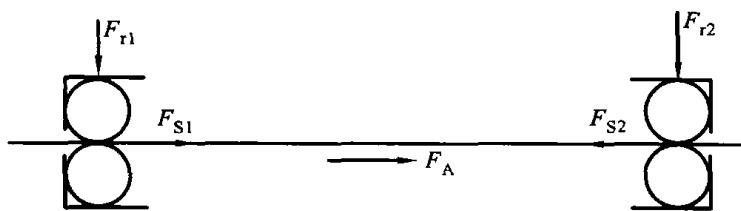


题 10.12 图

解：

由查表得，对 30208 轴承， $e=0.35$ ， $F_a/F_r \leq e$ ， $X=1$ $Y=0$ $C=63 \text{ kN}$

$$F_a/F_r > e, X = 0.4 \quad Y = 1.6$$



题 10.12 解图

则

$$F_{S1} = F_{r1} / 2Y = 4\,000 / 3.2 \text{ N} = 1\,250 \text{ N}$$

$$F_{S2} = F_{r2} / 2Y = 2\,000 / 3.2 \text{ N} = 625 \text{ N}$$

$$F_{S1} + F_A = 1\,250 \text{ N} + 1\,030 \text{ N} = 2\,280 \text{ N} > F_{S2} = 625 \text{ N}$$

2 轴承受压紧, 则

$$F_{a2} = F_{S1} + F_A = 2\,280 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{S1} = 1\,250 \text{ N}$$

$$F_{a2} / F_{r2} = 2\,280 / 2\,000 = 1.14 > e = 0.35$$

$$F_2 = XF_{r2} + YF_{a2} = 0.4 \times 2\,000 \text{ N} + 1.6 \times 2\,280 \text{ N} = 4\,448 \text{ N}$$

$$F_{a1} / F_{r1} = 1\,250 / 4\,000 = 0.3125 < e = 0.35$$

$$F_1 = XF_{r1} + YF_{a1} = 1 \times 4\,000 \text{ N} + 0 \times 1\,250 \text{ N} = 4\,000 \text{ N}$$

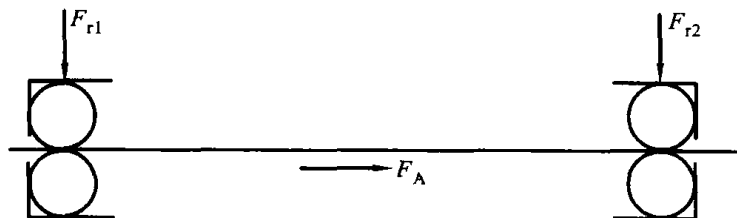
故轴承 2 较危险, 因为工作在室温下、载荷平稳, 所以 f_T 、 f_F 均为 1

计算轴承 2 寿命为

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{f_F F} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 1\,000} \left(\frac{1 \times 63 \times 10^3}{4\,448} \right)^{\frac{10}{3}} \text{ h} = 114\,578 \text{ h}$$

三、补充思考题与习题

一农用水泵, 采用单列深沟球轴承支承, 如补充题图 10.1 所示。已知轴颈直径 $d=40 \text{ mm}$, 轴的转速 $n=2\,900 \text{ r/min}$, 径向载荷 $F_{r1}=F_{r2}=2\,000 \text{ N}$, 轴向载荷 $F_A=800 \text{ N}$, 预期使用寿命 $L'_h = 6\,000 \text{ h}$, 试选择轴承的型号。



补充题图 10.1

第十一章

滑 动 轴 承

一、典型例题

1. 简述非液体摩擦径向滑动轴承校核计算的主要内容。

答：

非液体摩擦径向滑动轴承校核计算的主要内容：

验算压强：滑动轴承压强 $p \leq$ 许用压强 $[p]$ ；

验算 pv 值： $pv \leq [pv]$ ；

验算轴径圆周速度： $v \leq [v]$ 。

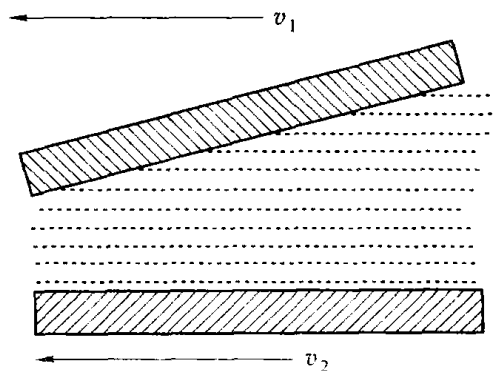
2. 同滚动轴承相比，液体摩擦滑动轴承有哪些特点？

答：

同滚动轴承相比，液体摩擦滑动轴承有以下特点：

- (1) 在高速重载下能正常工作，寿命长。
- (2) 旋转精度高。
- (3) 滑动轴承可以做成剖分式的，能满足特殊结构需要，如曲轴上的轴承。
- (4) 液体摩擦轴承具有很好的缓冲和阻尼作用，可以吸收振动，缓和冲击。
- (5) 滑动轴承的径向尺寸比滚动轴承的小。
- (6) 起动摩擦阻力较大。

3. 滑动轴承实现液体动压润滑时，其充分条件之一是_____。根据例题 11.1 图所示滑动轴承接触状态，其形成液体动压润滑的速度条件是_____。

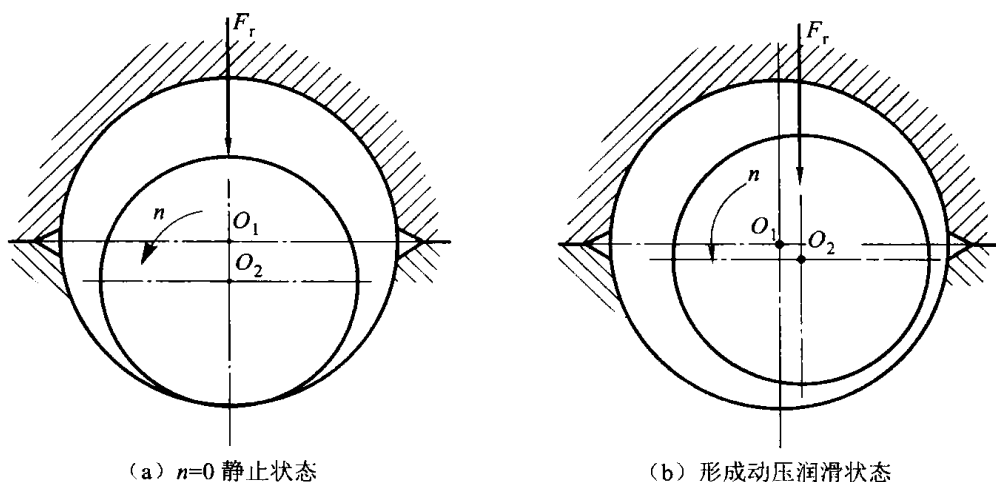


例题 11.1 图

答:

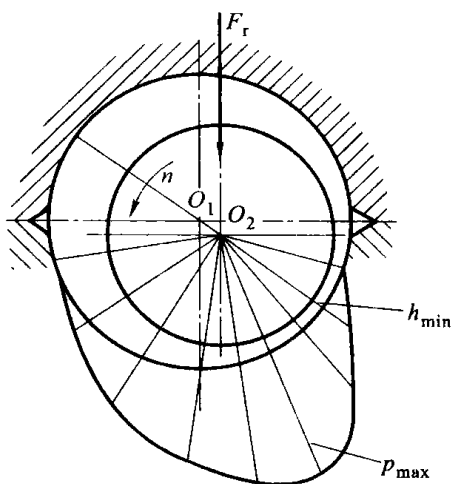
滑动轴承实现液体动压润滑时, 其充分条件之一是最小油膜厚度处的表面不平度高峰不直接接触, 即最小油膜厚度 $h_{\min} \geq$ 许用最小油膜厚度 $[h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2)$ 。式中, δ_1 、 δ_2 分别是轴瓦和轴颈表面不平度的平均值, K 是考虑轴瓦表面几何形状误差、轴的弯曲变形和安装误差对表面不平度高峰接触的影响而引入的可靠性系数, 通常 $K \geq 2$ 。根据例题 11.1 图所示滑动轴承接触状态, 其形成液体动压润滑的速度条件是 $v_2 > v_1$ 。

4. 假设如例题 11.2 图所示的径向滑动轴承, 其轴瓦固定, 包角为 180° , 轴颈按逆时针方向旋转, 当形成液体动压润滑时, 画出液体动压油膜承载区的压力分布曲线, 并标出最小油膜厚度和最大压力的位置。



例题 11.2 图

解:



例题 11.2 解图

二、思考题与习题及答案

11.1 空气压缩机主轴径向滑动轴承的轴转速 $n=3\,000\text{ r/min}$ 、轴颈直径 $d=160\text{ mm}$ 、轴承宽度 $L=240\text{ mm}$ 、径向载荷 $F_r=50\,000\text{ N}$ ，试选择该轴承材料，并按非液体摩擦滑动轴承进行校核计算。

答：

该轴承的长径比 $L/d=1.5$ 。该轴承所受载荷较大、速度较高，选用综合性能好的锡基轴承合金 ZSnSb11Cu6 ，查参考文献[1]表 11.1a 得到 $[p]=25\text{ MPa}$ ， $[v]=80\text{ m/s}$ ， $[pv]=20\text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ 。

验算如下：(1) $p = \frac{F_r}{Ld} = \frac{50\,000}{240 \times 160}\text{ MPa} = 1.30\text{ MPa} < [p]$

(2) $v = \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = \frac{3.14 \times 160 \times 3\,000}{60 \times 1\,000}\text{ m/s} = 25.12\text{ m/s} < [v]$

(3) $p v = 1.30 \times 25.12\text{ MPa}\cdot\text{m/s} = 32.7\text{ MPa}\cdot\text{m/s} > [pv]$

由以上计算可知，所选轴承材料不能满足要求，而且参考文献[1]表 11.1a 中没有一种轴承材料的 $[pv] > 32.7\text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ ，因此该轴承需改变设计参数，重新设计。

11.2 旧标准 30 号机械油在温度分别为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $40\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 和 $70\text{ }^\circ\text{C}$ 时的动力粘度各为多少 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ？（取油的密度为 $\rho=900\text{ kg/m}^3$ ）

答：

旧标准 30 号机械油新标准为 L-AN46，该油 $40\text{ }^\circ\text{C}$ 时运动粘度 ν 为 $46 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ ，由参考文献[1]图 2.12 查得， $30\text{ }^\circ\text{C}$ 时 ν 为 $80 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ ， $50\text{ }^\circ\text{C}$ 时 ν 为 $30 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ ， $70\text{ }^\circ\text{C}$ 时 ν 为 $14 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ 。转换成动力粘度

$$30^\circ\text{C 时}, \eta = \nu \rho = 80 \times 10^{-6} \times 900\text{ Pa}\cdot\text{s} = 0.072\text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$40^\circ\text{C 时}, \eta = \nu \rho = 46 \times 10^{-6} \times 900\text{ Pa}\cdot\text{s} = 0.041\text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$50^\circ\text{C 时}, \eta = \nu \rho = 30 \times 10^{-6} \times 900\text{ Pa}\cdot\text{s} = 0.027\text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$70^\circ\text{C 时}, \eta = \nu \rho = 14 \times 10^{-6} \times 900\text{ Pa}\cdot\text{s} = 0.013\text{ Pa}\cdot\text{s}$$

11.3 滑动轴承的摩擦状态有几种？各有什么特点？

答：

按滑动轴承的摩擦状态，滑动轴承可以分为液体摩擦轴承和非液体摩擦轴承。液体摩擦轴承的摩擦表面处于液体润滑状态，两运动表面中间有一层液体隔开，其摩擦为流体层间的粘剪阻力，摩擦因数小，运动表面间不发生磨损。非液体润滑轴承处于干摩擦、边界摩擦及液体摩擦的混合摩擦状态，两运动表面直接接触，摩擦阻力大，摩擦因数大，有磨损。

11.4 试述整体式和剖分式径向滑动轴承各有什么特点以及应用场合。

答：

整体式滑动轴承结构简单，在低速、轻载条件下工作的轴承和不重要的机器或手动机构中经常采用。它的缺点是磨损后间隙无法调整；轴颈只能从轴承端部安装和拆卸，无法用于中间轴颈上。

剖分式滑动轴承装拆方便，安装时轴不需进行轴向移动，可以通过增减剖分面上的调整垫

片的厚度来调整间隙，可以用于中间轴颈上。

11.5 对滑动轴承材料有哪些主要要求？

答：

对滑动轴承材料的主要要求是：轴瓦材料应该具有足够的疲劳强度、足够的抗压强度；良好的减摩性、耐磨性和抗胶合性；对润滑油有较好的吸附能力；较好的适应性和嵌藏性；良好的导热性；良好的经济性和加工工艺性等。

11.6 轴瓦上为何要开油沟？油沟应开在什么位置？为什么？

答：

在轴瓦内表面开油沟是为了向摩擦表面输送和分布润滑剂。油沟有轴向的、周向的和斜向的，也可以设计成其他形式的油沟。

轴向油沟应开在轴承的非承载区，以利于供油，并避免降低轴承的承载能力，而当径向载荷相对轴承移动时，则油沟应开在轴上。周向油沟应靠近轴承的两端，以免影响轴承的承载能力；竖向轴承的周向油沟应开在轴承的上端。

11.7 设计非液体摩擦滑动轴承时为什么要验算 p 、 pv 和 v ？

答：

非液体摩擦滑动轴承的计算中，压强 p 过大不仅可能使轴瓦产生塑性变形破坏边界膜，而且一旦出现干摩擦状态则加速磨损，所以应该验算 p ，保证压强 p 不超过允许值 $[p]$ 。 pv 值大表明摩擦功大，温升大，边界膜强度急剧降低，容易破坏，因此需要限制 pv 值。对于跨距较大的轴，由于装配误差或轴的挠曲变形，会造成轴及轴瓦在边缘接触，局部压强很大，若速度很大则局部摩擦功也很大，这时只验算 p 和 pv 并不能保证边界膜安全可靠，因此要验算 v 值。

11.8 什么是润滑油的粘度和油性？

答：

粘度是润滑油流动时内摩擦力的度量，反映了润滑油在外力作用下抵抗剪切变形的能力。油性是润滑油在摩擦表面上的吸附能力。

11.9 润滑油的粘度与温度、压力有什么关系？

答：

温度越高，润滑油的粘度越小。

压力越大，润滑油的粘度越大，但常规压力情况下，对粘度的影响不大。

11.10 流体动压力是怎样形成的？具备哪些条件才能形成流体动压力？

答：

流体动压力是指靠运动表面带动粘性流体，以足够的速度流经收敛性间隙时流体内产生的压力。间隙内具有动压力的油层称为流体动压油膜。由流体特性可知，动压油膜各点都有垂直作用于运动表面的压力，该表面所受油膜力为各点压力的总和。如果有一个沿着运动表面垂直方向的载荷作用在该运动表面上，只要这个力不大于油膜力，那么运动表面与静止表面将保持一定的间隙，维持液体摩擦状态。这就形成了流体动压力。

流体动压力的形成条件：① 流体必须经过收敛形间隙，（而且间隙的倾角越大，产生的油膜压力越大）。② 流体必须具有足够的速度。③ 流体必须是粘性的流体。

11.11 动压轴承的承载量系数的意义是什么？

答：

动压轴承的承载量系数是轴承的总载荷与相对偏心距、包角和长径比的函数。该系数是表示这些因素综合影响的参数，它是一个无量纲数。

11.12 动压轴承为什么必须计算最小油膜厚度和温升？

答：

最小油膜厚度是滑动轴承稳定工作的重要标志之一。如果轴承的油膜厚度过小，表面不平度高峰会直接接触，在轴颈和轴瓦之间不足以形成动压油膜，因此在计算中必须考虑这个参数，保证 $h_{\min} \geq [h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2)$ 。

滑动轴承在工作时，流体内摩擦所消耗的功率将转换为热量。这些热量一部分为流动的润滑油带走，另一部分则通过轴承体散逸到空气中。如果润滑油的温度太高，润滑油的粘度将下降，承载能力下降，而且油将变质。因此必须进行热平衡计算，限制温升在允许的范围。

11.13 轴承参数 ψ ， L/d 和速度 v 对轴承性能有什么影响？

答：

轴承相对间隙 ψ 增加，润滑油流量增加，温升将下降，摩擦功降低，相对间隙在一定范围内增加时，使最小油膜厚度增加，超过这个范围再增加时，最小油膜厚度将减少。

长径比 L/d 对滑动轴承的强度及轴承的工作性能有很大的影响。根据滑动轴承的结构可知，随着轴承长径比 L/d 的不同，其压力分布也不同。长径比越小，油压越小。这主要是因为润滑油产生端泄（侧漏）现象造成的。如果长径比越大，油的压力也越大，轴承的承载能力就越高；但是润滑油的侧漏可以带走轴承中的部分热量减少，使轴承的温度升高，润滑油的粘度降低。因此，长径比的选择要适当。

轴颈表面的圆周速度 v 对轴承的承载能力也起着重要的作用。当转速达到一定程度之后，能够带入足够的润滑油将接触表面分开，油层内的压力能够支承轴颈上的外载荷，轴承开始进入液体摩擦状态。随着转速的增加，油层内的压力进一步增加，轴颈被抬高，使轴颈的中心更接近孔的中心；同时，油层间的相对速度增大，液体的内摩擦增大，轴承的摩擦因数随着上升。轴颈中心的位置随着转速与载荷的改变而发生相应的变化。

11.14 如果 $h_{\min} \leq [h_{\min}]$ ，应改变哪些参数，如何改变，并说明理由。

答：

为保证最小油膜厚度 $h_{\min} \geq [h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2)$ ，应从两方面着手，一是降低最小油膜厚度许用值 $[h_{\min}]$ ，其方法是降低轴颈以及轴承表面不平度的平均值，同时在设计时应该保证轴和轴瓦的热变形小。二是增大最小油膜厚度 $h_{\min}$ ，由公式 $h_{\min} = r\psi(1 - \varepsilon)$ ，可见最小油膜厚度与轴承的相对间隙 ψ 、相对偏心距 ε 以及轴颈的半径 r 有关。适当增加相对间隙 ψ ，或者降低相对偏心距 ε ，可增大 $h_{\min}$ 。

11.15 如果轴承温升太大，应采取什么措施？

答：

滑动轴承在使用过程中如果温升太大，可以减小长径比 L/d 和增大相对间隙 ψ ，以增加润滑油端泄量，或改善轴承体周围的散热条件，达到降温目的。此外还可以选用粘度较小的润滑油，降低轴颈表面的不平度，减少摩擦热，从而限制轴承的温升。

11.16 设计一鼓风机用液体动压向心滑动轴承。已知：径向载荷 $F_r=10\,000\text{ N}$ ，转速 $n=1\,460\text{ r/min}$ ，轴颈直径 $d=100\text{ mm}$ ，载荷稳定，包角 $\alpha=180^\circ$ 。

解：

1. 初选参数

取 $L/d=1$ ，则 $L=d=100\text{ mm}$ 。

(1) 选择润滑油，确定粘度。由参考文献[1]表 11.6 初选 L-AN 全损耗系统用油，L-AN46，由参考文献[1]图 2.12 查得 50°C 时运动粘度为 $\nu_{50}=30\times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ ，其动力粘度为

$$\eta = \nu_{50} \cdot \rho = 30 \times 10^{-6} \times 900 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 0.027 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

(2) 选择相对间隙及轴承配合。

轴承的相对间隙

$$\psi = (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} v^{0.25} = (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} \left(\frac{3.14 \times 100 \times 1\,460}{60 \times 1\,000} \right)^{0.25} = 0.000\,997 \sim 0.001\,66$$

为了选择配合性质应计算出直径间隙

$$\Delta' = \psi \cdot d = (0.000\,997 \sim 0.001\,66) \times 100 \text{ mm} = 0.099\,7 \sim 0.166 \text{ mm}$$

按间隙选择配合时 $\Delta_{\min} \approx 0.099\,7\text{ mm}$ ； $\Delta_{\max} \approx 0.166\text{ mm}$ ；按国家标准 GB/T 1800.3—1998 可选择 $\phi 100 \frac{\text{H}7}{\text{d}6}$ ，孔： $\phi 100_{-0}^{+0.035}$ ，轴： $\phi 100_{-0.142}^{-0.120}$ ，这种配合产生的间隙为

$$\Delta_{\min} = 0.120 \text{ mm}；\Delta_{\max} = 0.177 \text{ mm}$$

(3) 最小油膜厚度许用值计算。

根据参考文献[1]式 (11.12)， $[h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2)$ ，按参考文献[1]表 11.4 轴瓦表面采用中等磨光，取 $\delta_1=0.006\,3\text{ mm}$ ；轴颈表面采用精磨，取 $\delta_2=0.003\,2\text{ mm}$ ，并取 $K=2$ ，则

$$[h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2) = 0.019 \text{ mm}$$

2. 选择轴瓦材料

由于轴承所承受载荷较大，选择强度高的材料铸造铅青铜 ZCuPb30，查参考文献[1]表 11.1a 得 $[p]=21\sim 28\text{ MPa}$ ， $[v]=12\text{ m/s}$ ， $[pv]=30\text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ 。

验算 p ， p_v 和 v 值

$$p = \frac{F_r}{Ld} = \frac{10\,000}{100 \times 100} = 1 \text{ MPa} < [p] = 21 \sim 28 \text{ MPa}$$

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 100 \times 1\,460}{60 \times 1\,000} = 7.64 \text{ m/s} < [v] = 12 \text{ m/s}$$

$$pv = 1 \times 7.64 = 7.64 \text{ MPa}\cdot\text{m/s} < [pv] = 30 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$$

以上验算结果表明，所选材料是合适的。

3. 最小油膜厚度计算

最大间隙时

$$\psi = \Delta_{\max} / d = 0.177 / 100 = 0.001\,77$$

$$C_F = \frac{F_r \psi^2}{L \eta v} = \frac{10\,000 \times 0.001\,77^2}{0.1 \times 0.027 \times 7.64} = 1.52$$

查参考文献[1]图 11.18，当 $L/d=1$ 时， $\varepsilon=0.453$

$$h_{\min} = \psi \frac{d}{2} (1 - \varepsilon) = 0.001\,77 \times \frac{100}{2} (1 - 0.453) \text{ mm} = 0.048\,4 \text{ mm} > [h_{\min}] = 0.019 \text{ mm}$$

可以实现液体摩擦。

最小间隙时

$$\begin{aligned}\psi &= \Delta_{\min} / d = 0.120 / 100 = 0.001\,2 \\ C_f &= \frac{F_f \psi^2}{L \eta v} = \frac{10\,000 \times 0.001\,2^2}{0.1 \times 0.027 \times 7.64} = 0.699\end{aligned}$$

由参考文献[1]图 11.18, 根据 $L/d=1$, 求得 $\varepsilon=0.29$, 则

$$h_{\min} = \psi \frac{d}{2} (1 - \varepsilon) = 0.001\,2 \times \frac{100}{2} (1 - 0.29) \text{ mm} = 0.042\,6 \text{ mm} > [h_{\min}] = 0.019 \text{ mm}$$

可以实现液体摩擦。

4. 热平衡计算

热平衡计算时只需计算最小间隙时的温升就可以了, 因为间隙越大温升越低。

按 $\Delta_{\min}$ 计算摩擦特性系数。由参考文献[1]图 11.19, $L/d=1$, $\varepsilon=0.29$ 时外延曲线, 取 $C_f=4.5$,

则

$$\begin{aligned}\frac{f}{\psi} &= C_f = 4.5 \\ f &= \psi C_f = 0.001\,2 \times 4.5 = 0.005\,4\end{aligned}$$

(1) 计算温升。

① 当 $\varepsilon=0.29$ 时, 查参考文献[1]图 11.20, 取 $C_Q=0.081$ 。

② 取 $c=1\,900 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$, $\rho=900 \text{ kg/m}^3$, $K_S=140 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{s)}$

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right) P \times 10^6}{c \rho C_Q + \frac{\pi K_S}{\psi v}} = \frac{4.5 \times 1 \times 10^6}{1\,900 \times 900 \times 0.081 + \frac{\pi \times 140}{0.001\,2 \times 7.64}} ^\circ\text{C} = 24.1 ^\circ\text{C}$$

(2) 润滑油出口温度和入口温度。

$$t_o = t_m + \Delta t / 2 = (50 + 24.1 / 2) ^\circ\text{C} = 62.05 ^\circ\text{C}$$

$$t_i = t_m - \Delta t / 2 = (50 - 24.1 / 2) ^\circ\text{C} = 37.95 ^\circ\text{C}$$

因为一般取 $t_o=60 \sim 70 ^\circ\text{C}$, $t_i=30 \sim 40 ^\circ\text{C}$, 故本设计润滑油出口温度和进口温度均在允许范围, 所选参数合适。

5. 润滑油量和摩擦功率

(1) 耗油量按最大间隙时计算。

$$Q = C_Q \psi L d v = 0.081 \times 0.001\,77 \times 0.1 \times 0.1 \times 7.64 \text{ m}^3/\text{s} = 1.1 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

(2) 摩擦功率按最小间隙时计算。

$$P_f = f F_f v = 0.005\,4 \times 10\,000 \times 7.64 \text{ W} = 412.56 \text{ W}$$

全部计算表明, 最大间隙时能保证液体摩擦状态, 最小间隙时能保持热平衡, 设计合理。

三、补充思考题与习题

1. 设计一非液体摩擦径向滑动轴承, 已知轴瓦材料为 ZCuSn10P1, 轴承长径比 $L/d=0.8$, 若轴有两种转速分别为 1 500 r/min 和 300 r/min, 试确定该轴承能承受的最大径向载荷 F_{rmax} 。轴承的尺寸 L 、 d 各为多少?

2. 设计一发电机转子的液体动压径向滑动轴承。已知: 载荷 $F=50\,000\text{ N}$, 轴颈直径 $d=150\text{ mm}$, 转子转速 $n=970\text{ r/min}$, 轴承包角 $\alpha=180^\circ$, 载荷平稳。

第十二章

联轴器 离合器 制动器

一、典型例题

下列各种联轴器中，能减缓振动和冲击的是_____；可实现两轴线角位移最大的是_____；常用于两轴线对中性不好、低速情况下的是_____、_____和_____。

a. 套筒联轴器；b. 凸缘联轴器；c. 万向联轴器；d. 十字滑块联轴器；e. 齿轮联轴器；f. 弹性柱销联轴器。

答：

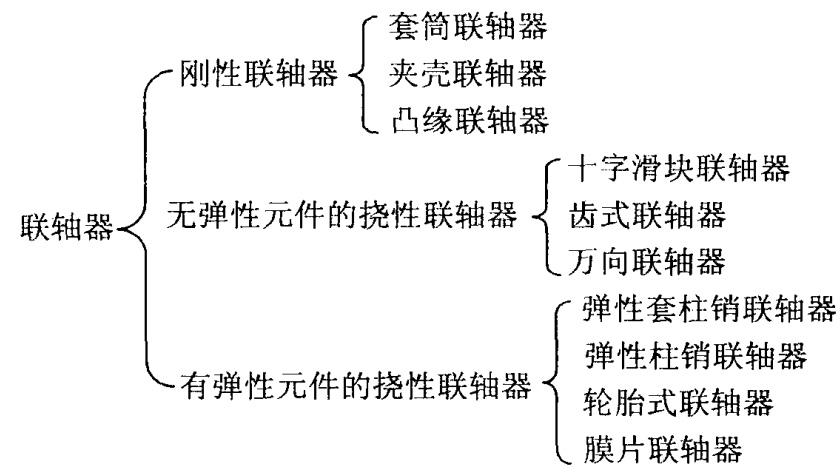
能减缓振动和冲击的是 f；可实现两轴线角位移最大的是 c；常用于两轴线对中性不好、低速情况下的是 c、d 和 e。

二、思考题与习题及答案

12.1 联轴器的常用类型有哪些？并说明其特点。

答：

联轴器的常用类型如下所示：



刚性联轴器的特点：要求被连接两轴轴线严格对中，因为它不能补偿两轴的相对位移。固定式刚性联轴器能够传递的转矩较大，速度较低。

无弹性元件的挠性联轴器的特点：可以通过两个联轴器间的相对运动来补偿被连接轴之间的相对位移。

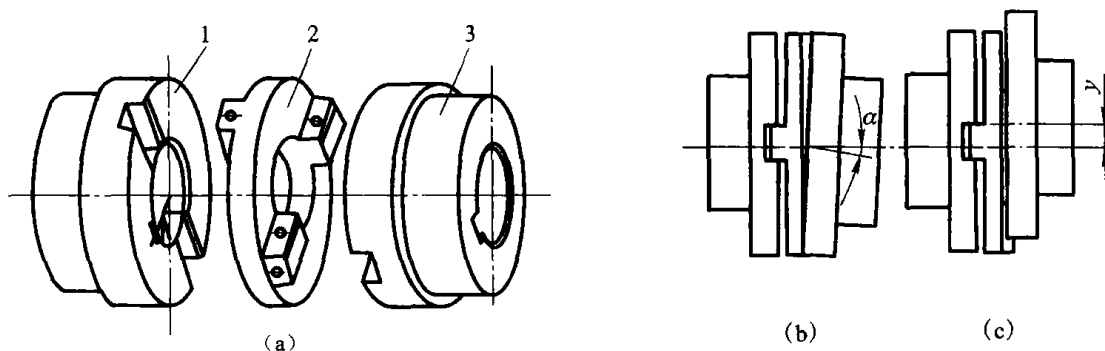
有弹性元件的挠性联轴器：包含有弹性元件，不仅具有吸收振动、缓解冲击的能力，而且能够通过弹性元件的变形来补偿两轴的相对位移。

12.2 画图说明任何一种可移式刚性联轴器是如何补偿两轴位移的。

答：

十字滑块联轴器是由两个在端面开有凹槽的半联轴器和一个两面都有凸榫的十字滑块组成，如题 12.2 解图所示，凹槽的中心线分别通过两轴的中心，两榫中线互相垂直并通过滑块的中心。若两轴轴线间有径向位移，当轴回转时，滑块上的两榫可在两半联轴器的凹槽中滑动，以补偿两轴轴线的径向位移。

十字滑块联轴器允许的径向位移 $[y] \leq 0.04d$ (d 为轴的直径)，允许的角位移 $[\alpha] \leq 30'$ 。



题 12.2 解图 十字滑块联轴器

12.3 联轴器如何选用？

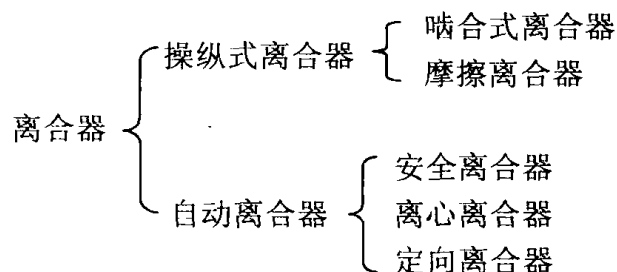
答：

联轴器的选择方法是：在设计时，先根据工作条件和要求选择合适的类型，然后按轴的直径 d 、转速 n 和计算转矩 T_c ，从标准中选择所需要的型号和尺寸。必要时对少数关键零件作校核计算。

12.4 离合器有哪些种类，并说明其工作原理及应用。

答：

离合器的种类如下图所示：



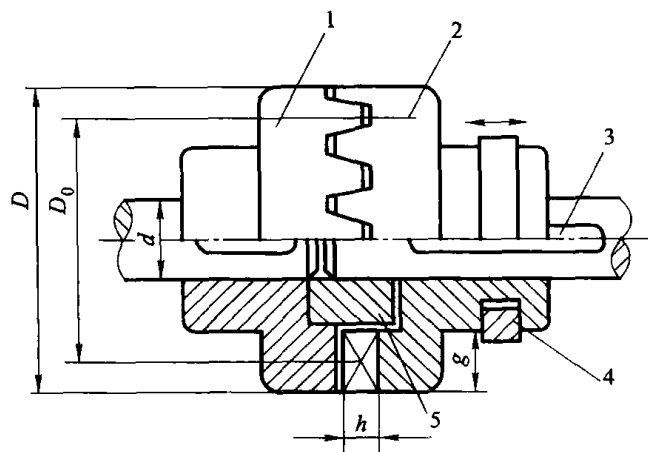
1. 啮合式离合器

主要由端面带齿的两个半离合器组成，如题 12.4 解图 1 所示，通过齿面接触和分离实现离合器的接合与分离。

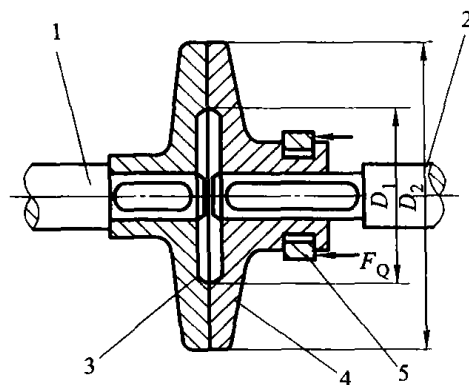
2. 摩擦离合器

摩擦离合器的类型很多,有单盘式、多盘式和圆锥式。通过摩擦盘或片之间压紧或分离,实现离合器的接合与分离。

题 12.4 解图 2 所示单盘摩擦离合器是最简单的摩擦离合器。

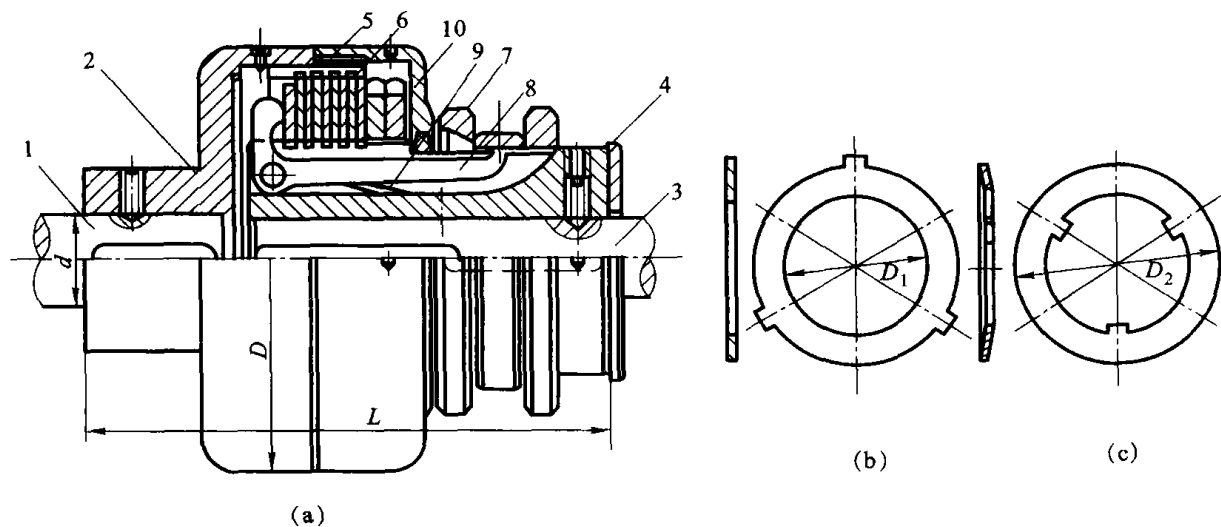


题 12.4 解图 1 牙嵌离合器



题 12.4 解图 2 单盘摩擦离合器

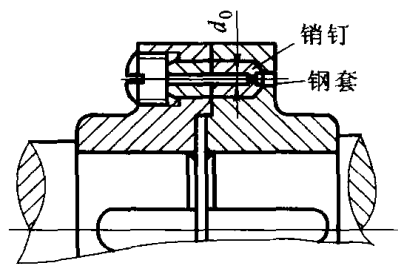
题 12.4 解图 3 为多盘摩擦离合器。这种离合器有内、外两组摩擦片,如图 b、图 c 所示。



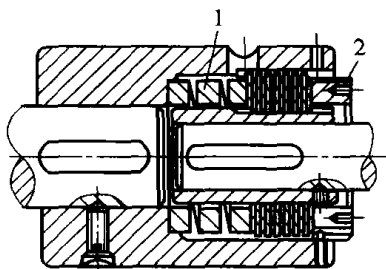
题 12.4 解图 3 多盘摩擦离合器

3. 安全离合器

安全离合器的种类很多,它们的作用是当转矩超过允许数值时能自动分离。销钉式安全离合器、摩擦式安全离合器如题 12.4 解图 4 所示。



销钉式安全离合器

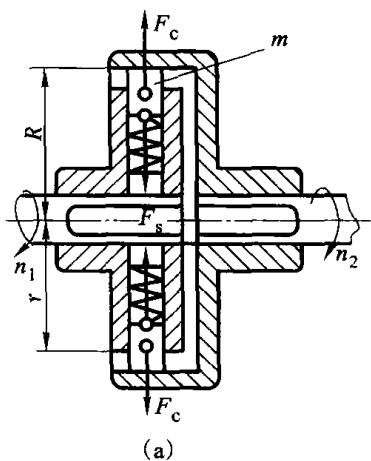


摩擦式安全离合器

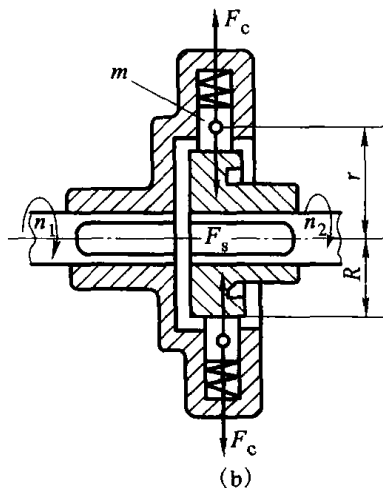
题 12.4 解图 4

4. 离心离合器

离心离合器的特点是当主动轴的转速达到某一定值时能自动接合或分离。瓦块式离心离合器如题 12.4 解图 5 所示。



主动轴转速 n_1 达到一定值时传动接合



主动轴转速 n_1 达到一定值时传动分离

题 12.4 解图 5 离心离合器

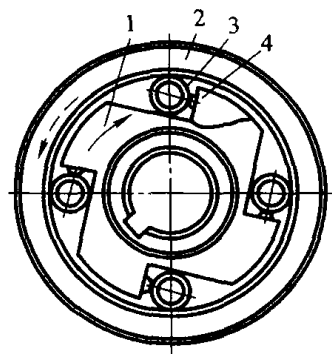
5. 定向离合器

定向离合器的特点是只能按一个转向传递转矩，反向时自动分离。题 12.4 解图 6 所示为一种应用广泛的滚柱式定向离合器。若星轮 1 主动，顺时针转动，则接合，反之分离。若外圈 2 主动，逆时针转动，则接合，反之分离。

12.5 离合器如何选用？

答：

离合器的选择方法是：在设计时，先根据工作条件和要求选择合适的类型，然后按轴的直径 d 、转速 n 和计算转矩 T_c ，从标准中选择所需要的型号和尺寸。必要时对少数关键零件作校核计算。



题 12.4 解图 6 滚柱式定向离合器

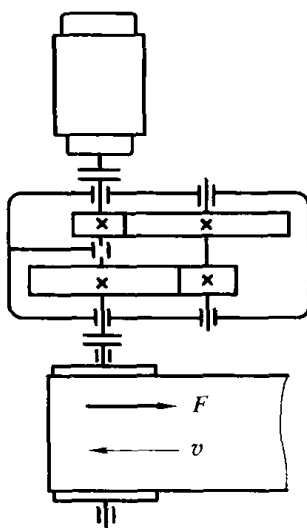
1—星轮 2—外圈
3—滚柱 4—弹簧顶杆

12.6 联轴器和离合器各应用于何种场合？

答：

联轴器和离合器都是用来实现轴与轴之间的连接，进行运动和动力的传递。两者应用场合的主要区别是：联轴器必须在机器停车后，经过装配或拆卸才能使被连接两轴接合和分离；而离合器通常可使工作中的两轴随时实现接合或分离。

12.7 在题 12.7 图所示带式运输机的驱动装置中，电动机与齿轮减速器之间、齿轮减速器与卷筒轴之间分别用联轴器连接，有两种方案：（1）高速级选用弹性联轴器，低速级选用刚性联轴器；（2）高速级选用刚性联轴器，低速级选用弹性联轴器。试问上述两种方案哪个好，为什么？



题 12.7 图

答：

方案（1）好；因为高速轴转速高、振动大，弹性联轴器可以缓冲减振，同时补偿位移偏差。低速级转矩大、相对平稳、选用刚性联轴器。

12.8 带式运输机中减速器的高速轴与电动机采用弹性套柱销联轴器。已知 Y160L-6 型电动机的功率 $P=11\text{ kW}$ ，转速 $n=970\text{ r/min}$ ，电动机轴径为 42 mm ，减速器高速轴的直径为 35 mm ，试选择电动机与减速器之间的联轴器。

答：

计算转矩： $T_c = KT$

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{11}{970} \text{ N} \cdot \text{m} = 108.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

式中， K 为载荷系数，查参考文献[1]表 12.1 取 $K=1.5$ 。则：

$$T_c = KT = 1.5 \times 108.3 \text{ N} \cdot \text{m} = 162.45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

查参考文献[2]表 13.2 选定 LT6 型弹性套柱销联轴器，公称转矩 $T_n = 250 \text{ N} \cdot \text{m} > T_c$ 。

12.9 两轴用齿式联轴器相连, 型号是 G II CL2 联轴器 40 × 112 JB/T 8854.2—2001。已知: 轴的转速 $n=730 \text{ r/min}$, 传递的功率 $P=30 \text{ kW}$ 。试验算该联轴器的公称转矩是否满足要求。

解:

需要传递的转矩为

$$T = 9\,550 \frac{P}{n} = 9\,550 \times \frac{30}{730} \text{ N} \cdot \text{m} = 392.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

查参考文献[1]表 12.1 取 $K_A=1.5$ 。则计算转矩

$$T_c = K_A T = 1.5 \times 392.5 \text{ N} \cdot \text{m} = 588.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由机械设计手册查得 G II CL2 型鼓形齿式联轴器 40 × 112 JB/T 8854.2—2001 的公称转矩为 $T_n=710 \text{ N} \cdot \text{mm} > T_c$, 许用转速为 $4\,000 \text{ r/min}$ 。

该联轴器的公称转矩满足要求。

第十三章

弹 簧

一、典型例题

1. 说明了下列弹簧的功用 (例题 13.1 图):

(1) 滚柱式安全离合器从动盘中装置的弹簧 (图 a)。

(2) 离心式离合器中与闸瓦相连接的弹簧 (图 b)。

(3) 定力矩扳手中的弹簧 (图 c)。

(4) 汽车车轮轴上方的钢板弹簧 (图 d)。

(5) 枪栓弹簧。

答:

(1) 滚柱式安全离合器从动盘中装置的弹簧是控制机构的运动。

(2) 离心式离合器中, 与闸瓦相连接的弹簧是控制机构的运动。

(3) 定力矩扳手中的弹簧是控制拧紧螺纹件时的拧紧力矩。

(4) 汽车车轮轴上方的钢板弹簧是缓和冲击和吸收振动

(5) 枪栓弹簧用于储存能量

2. 有两个圆柱形螺旋压缩 (拉伸) 弹簧, 一个的有效圈数是另一个的 $2/3$, 其他参数相同。

(1) 若长弹簧在载荷 F 作用下弹簧丝内最大切应力为 τ , 则短弹簧在同样载荷作用下弹簧丝内最大切应力 τ_1 是多少?

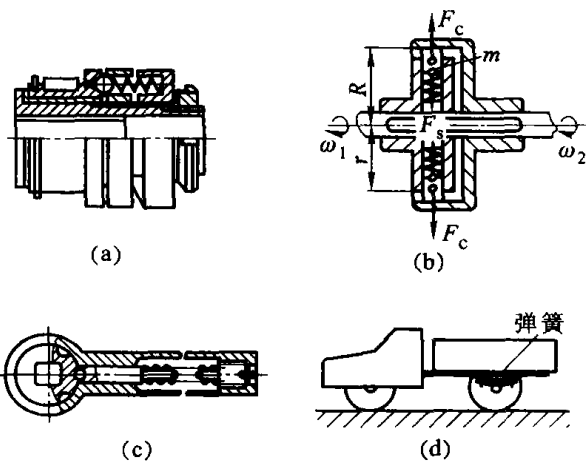
(2) 若长弹簧的极限载荷是 F_{lim} , 则短弹簧的极限载荷 $F_{\text{lim}1}$ 是多少?

(3) 若长弹簧在载荷 F 作用下的变形量为 λ , 则短弹簧在同样载荷作用下的变形量 λ_1 是多少?

(4) 若长弹簧的刚度为 K_F , 则短弹簧的刚度 K_{F1} 是多少?

解:

(1) 因为 $\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3} = K \frac{8FC}{\pi d^2}$, 所以 τ 与弹簧的有效圈数没有关系, 故 $\tau_1 = \tau$ 。



例题 13.1 图

(2) 因为 $F_{\lim} = \frac{\pi d^3 \tau_{\lim}}{8KD}$, 长、短弹簧的 d 、 K 、 D 相同, 又弹簧的种类和材料相同, $\tau_{\lim 1} = \tau_{\lim}$, 故 $F_{\lim}$ 与弹簧的长短没有关系, 即 $F_{\lim 1} = F_{\lim}$ 。

(3) 因为 $\lambda = \frac{8FD^3 n}{Gd^4}$, 而 $n_1 = \frac{2}{3}n$ 。

故

$$\lambda_1 = \frac{8FD^3 n_1}{Gd^4} = \frac{2}{3} \times \frac{8FD^3 n}{Gd^4} = \frac{2}{3} \lambda$$

(4) 因为 $K_F = \frac{Gd^4}{8D^3 n}$, 而 $n_1 = \frac{2}{3}n$ 。则

$$K_{F1} = \frac{Gd^4}{8D^3 n_1} = \frac{Gd^4}{8D^3 \times \frac{2}{3}n} = \frac{3}{2} \times \frac{Gd^4}{8D^3 n} = \frac{3}{2} K_F$$

二、思考题与习题及答案

13.1 影响弹簧强度、刚度及稳定性的主要因素各有哪些? 为提高强度、刚度和稳定性可采用哪些措施?

答:

影响弹簧强度的因素有旋绕比 C 、弹簧丝直径 d 、工作载荷和弹簧材料。

提高弹簧强度可以增大 d , 减小 D , 减小 C , 选用强度高的弹簧丝材料。

由 $K_F = \frac{Gd}{8C^3 n}$ 可知, 影响弹簧刚度的因素有切变模量 G 、弹簧丝直径 d 、弹簧有效工作圈数 n 、旋绕比 C 等。其中与 C^3 成反比, 即旋绕比 C 的值对 K_F 的影响最大。

影响稳定性的因素是高径比和载荷, 如果不满足稳定性的要求, 可改变高径比 b , 提高临界载荷 F_c 或减少工作载荷, 也可加导杆和导套。

13.2 现有两个弹簧 A、B, 它们的弹簧丝直径、材料及有效工作圈均相同, 仅中径 $D_A > D_B$, 试问: (1) 当承受的载荷 F 相同时, 哪个变形大?

(2) 当载荷 F 以相同的大小连续增加时, 哪个可能先断?

答:

(1) 由公式 $\lambda = \frac{8FD^3 n}{Gd^4}$, 已知 n 、 G 、 d 相同, 当 F 相同时, 显然 $D_A > D_B$ 时 $\lambda_A > \lambda_B$, 即弹簧 A 变形大。

(2) 由公式 $\tau = K \frac{8FD}{Gd^3} \leq [\tau]$ 因为 $[\tau]_A = [\tau]_B$, 而当载荷 F 以相同的大小连续增加时, 因为 $D_A > D_B$, $\tau_A > \tau_B$, 所以弹簧 A 先断。

13.3 有一圆柱形螺旋拉伸弹簧, 其弹簧丝直径 $d = 5 \text{ mm}$, 弹簧中径 $D = 24 \text{ mm}$, 有效工作圈数 $n = 26$, 材料为 B 级低应力碳素弹簧钢丝, 承受静载荷。试求:

(1) 弹簧允许承受的最大工作载荷 F_2 。

(2) 在工作载荷为 F_2 时弹簧的总变形量 λ_2 。

解:

(1) 选取材料为 65Mn, II 类弹簧, 查参考文献[1]表 13.2 知:

$$[\tau] = 0.4\sigma_b \quad G = 78\,000 \text{ MPa}$$

查参考文献[1]表 13.3, $d=5 \text{ mm}$, B 级低应力碳素弹簧钢丝的 $\sigma_b = 1\,320 \text{ MPa}$ 。则

$$[\tau] = 0.4 \times 1\,320 \text{ MPa} = 528 \text{ MPa}$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{24}{5} = 4.8$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 4.8 - 1}{4 \times 4.8 - 4} + \frac{0.615}{4.8} = 1.325$$

由 $\tau = k \frac{8F_2 C}{\pi d^2} \leq [\tau]$ 得

$$F_2 \leq \frac{\pi d^2 [\tau]}{8kC} = \frac{\pi \times 5^2 \times 528}{8 \times 1.325 \times 4.8} \text{ N} = 814.6 \text{ N}$$

即弹簧允许承受的最大工作载荷为 814.6 N。

$$(2) \lambda_2 = \frac{8F_2 C^3 n}{Gd} = \frac{8 \times 814.6 \times 4.8^3 \times 26}{78\,000 \times 5} \text{ mm} = 48.05 \text{ mm}$$

在工作载荷为 F_2 时弹簧的总变形量为 48.05 mm。

13.4 试设计一受静载荷的圆柱形螺旋压缩弹簧。已知预加载荷 $F_1 = 500 \text{ N}$, 最大工作载荷 $F_2 = 1\,200 \text{ N}$, 工作行程 $h = 60 \text{ mm}$, 要求弹簧内径 D_1 不大于 50 mm。

答:

1. 选取材料

因为 $F_2 = 1\,200 \text{ N}$ 较大, 故选用 60Si2Mn, III 类弹簧, 查参考文献[1]表 13.2 知:

$$[\tau] = 785 \text{ MPa}, \quad G = 78\,500 \text{ MPa}$$

2. 选取 C 计算 K

初取 $d = 7 \text{ mm}$

查参考文献[1]表 13.7 取 $C = 8$, 则

$$D = Cd = 8 \times 7 \text{ mm} = 56 \text{ mm}$$

$$D_1 = D - d = 56 - 7 = 49 \text{ mm} < 50 \text{ mm} \quad (\text{满足要求})$$

则

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 8 - 1}{4 \times 8 - 4} + \frac{0.615}{8} = 1.25$$

3. 强度校核计算

$$\tau = K \frac{8FC}{\pi d^2} = 1.25 \times \frac{8 \times 1\,200 \times 8}{\pi \times 7^2} \text{ MPa} = 623.6 \text{ MPa} < [\tau] = 785 \text{ MPa}$$

4. 刚度计算

$$\text{弹簧刚度: } K_F = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{1\,200 - 500}{60} \text{ N/mm} = 11.7 \text{ N/mm}$$

$$\text{弹簧工作圈: } n = \frac{Gd}{8C^3 K_F} = \frac{78\,500 \times 7}{8 \times 8^3 \times 11.7} = 11.5, \text{ 取 } n = 12 \text{ 圈}$$

总圈数: $n_1 = n + 2 = 12 + 2 = 14$ 圈。

5. 计算弹簧的其他尺寸

外径: $D_2 = D + d = 56 + 7 = 63 \text{ mm}$

内径: $D_1 = D - d = 56 - 7 = 49 \text{ mm}$

支承圈数: $n_2 = 2$ 圈

总圈数: $n_1 = n + n_2 = 12 + 2 = 14$ 圈

节距: 计算 F_1 、 F_2 引起的变形量 λ_1 、 λ_2

$$\lambda_1 = \frac{8F_1 D^3 n}{Gd^4} = \frac{8 \times 500 \times 56^3 \times 12}{78\,500 \times 74} \text{ mm} = 44.7 \text{ mm}$$

$$\lambda_2 = \frac{8F_2 D^3 n}{Gd^4} = \frac{8 \times 1\,200 \times 56^3 \times 12}{78\,500 \times 74} \text{ mm} = 107.3 \text{ mm}$$

$$p = d + \frac{\lambda_2}{n} + 0.1d = \left(7 + \frac{107.3}{12} + 0.1 \times 7 \right) \text{ mm} = 16.6 \text{ mm}$$

取 $p = 17 \text{ mm}$

弹簧间隙: $\delta = p - d = (17 - 7) \text{ mm} = 10 \text{ mm}$

自由高度: $H_0 = np + 1.5d = (12 \times 17 + 1.5 \times 7) \text{ mm} = 214.5 \text{ mm}$

并紧高度: $H_b \approx (n_1 - 0.5)d = (14 - 0.5) \times 7 \text{ mm} = 94.5 \text{ mm}$

并紧变形量: $\lambda_b = H_0 - H_b = (214.5 - 94.5) \text{ mm} = 120 \text{ mm} > h = 60 \text{ mm}$

弹簧螺旋升角: $\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} = \arctan \frac{17}{56\pi} = 5.5193^\circ = 5^\circ 31' 9''$

α 在 $5^\circ \sim 9^\circ$ 之间, 故合适。

钢丝展开长度: $L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha} = \frac{\pi \times 56 \times 14}{\cos 5.5193^\circ} \text{ mm} = 2\,474.5 \text{ mm}$

6. 稳定性验算

按两端固定, 高径比

$$b = \frac{H_0}{D} = \frac{214.5}{56} = 3.83 < 5.3$$

故弹簧稳定。

7. 绘制弹簧工作图 (题 13.4 解图)

(1) 极限工作载荷 $F_{\lim}$ 。

对 III 类弹簧, 应满足 $\tau_{\lim} \leq 1.12[\tau]$

$$\tau_{\lim} = K \frac{8F_{\lim} C}{\pi d^2} \leq 1.12[\tau]$$

所以,

$$F_{\lim} = \frac{1.12[\tau] \pi d^2}{8KC} = \frac{1.12 \times 785 \times \pi \times 7^2}{8 \times 1.25 \times 8} \text{ N} = 1\,690.9 \text{ N}$$

(2) 并紧时压力 F_b 。

$$F_b = \frac{\lambda_b G d^4}{8 D^3 n} = \frac{120 \times 78\,500 \times 7^4}{8 \times 56^3 \times 12} \text{ N} = 1\,341.6 \text{ N}$$

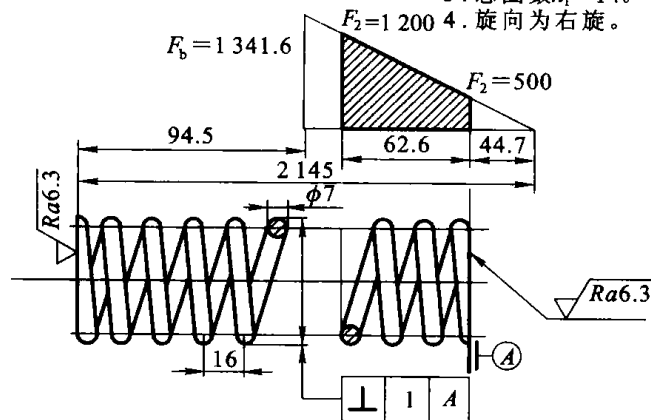
(3) 并紧时剪切应力 τ_b 。

$$\tau_b = k \frac{8F_b C}{\pi d^2} = 1.25 \times \frac{8 \times 1341.6 \times 8}{\pi \times 7^2} \text{ MPa} = 697.2 \text{ MPa} < [\tau] = 785 \text{ MPa}$$

$$h = \lambda_2 - \lambda_1 = (107.3 - 44.7) \text{ mm} = 62.6 \text{ mm}$$

技术要求

1. 端部并紧磨平; 支承圈数2。
2. 工作圈数 $n=12$ 。
3. 总圈数 $n_1=14$ 。
4. 旋向为右旋。



题 13.4 解图 螺旋压缩弹簧工作图

第十四章

机 架 零 件

一、思考题答案

14.1 机架零件的功能是什么？

答：

机架零件的功能是支撑安装在机器上的全部零件，保证组成机器的各零件处于正确的工作位置，承受各零件的作用力。

14.2 机架零件的常见形状有哪些？

答：

机架零件的常见形状有：

- (1) 机座类，如各种机床的床身。
- (2) 底座类，如由电动机、减速器和卷筒组成的电动绞车的机架。
- (3) 箱体类，如减速器的机体。

14.3 对机架零件的一般要求有哪些？

答：

对机架零件的一般要求：

- (1) 具有足够的强度和刚度。
- (2) 结构力求简单，有较好的制造和装配工艺性。
- (3) 散热良好，传热均匀。
- (4) 良好的减振和隔振性。
- (5) 良好的经济性。

14.4 试述减速器剖分式和整体式机体的结构特点。

答：

剖分式机体结构常用于大尺寸的减速器，其优点是装拆方便，缺点是增加了零件数量；整体式机体结构常用于小型减速器，优点是刚度高、结构简单、零件数量少，缺点是装配困难。

14.5 在设计中可采用哪些措施来保证减速器机体上轴承座的支承刚度？

答：

- (1) 保证轴承座有足够的厚度，一般为机体壁厚的 2~2.5 倍。
- (2) 为轴承座加支承筋。
- (3) 提高剖分式轴承座的螺栓连接刚度，使两个轴承旁螺栓距离尽量靠近。

14.6 减速器机体为什么要固定？有哪些固定方式？

答：

减速器工作时，由于输入转矩和输出转矩不等，机体将受到很大的倾覆力矩，为防止机体倾覆，必须加以固定。常用的固定方式有地脚底座式和轴装悬挂式。

14.7 如何提高减速器的铸造机体的铸造工艺性和机械加工工艺性？

答：

提高减速器机体铸造工艺性的措施有：

(1) 使机体形状简单，具有足够的壁厚且壁厚均匀、过渡平缓。

(2) 机体外形要方便起模，尽量避免活块造型，通常轴承座及轴承旁螺栓连接凸台都应有1:10~1:20的起模斜度。

(3) 机体上尽量避免出现狭缝。

提高机体机械加工工艺性的措施有：

(1) 减少机械加工的面积。

(2) 机械加工表面与非加工表面要明显区分开。

(3) 尽量减少工件和刀具的调整次数。

(4) 应保证加工面能够方便地加工。

二、补充思考题与习题

1. 常用的机架毛坯有哪几种？如何选择？
2. 常用的机架材料有哪几种？如何选择？

第十五章

机械传动系统方案设计

思考题答案

15.1 试述常用机械传动的类型有哪些？机械传动的主要性能有哪些？

答：

常用机械传动的类型有摩擦轮传动、平带传动、V带传动、同步带传动、链传动、螺旋传动、圆柱齿轮传动、锥齿轮传动、蜗杆传动、渐开线行星齿轮传动、摆线针轮传动、谐波传动等。

常用机械传动的主要性能见下表：

传动类型 项目	摩擦 轮传 动	平带 传动	V带 传动	同步 带传 动	链传 动	螺旋 传动	圆柱 齿轮 传动	锥齿 轮传 动	蜗杆 传动	渐开 线行 星齿 轮传 动	摆线 针轮 传动	谐波 传动
常用功率 P/kW	≤ 20 (200)	≤ 20 (3 500)	≤ 40 (300)	≤ 50 (100)	≤ 100 (3 500)	小功 率	直齿 ≤ 750 斜齿人 字齿 $\leq 5 000$	直齿 $\leq 1 000$	≤ 50 (750)	(3 500)	≤ 100 (250)	≤ 100 (2 200)
单级传动比 i	$\leq 7 \sim 10$ (15~25)	2~3 (5)	2~4 (7)	≤ 10	5~8 (10)	传动 比大	3~5 (10)	2~3 (8)	闭式 10~40 (80) 开式 15~60	3~9	11~87	50~500
传动效率 η	闭式 0.90~ 0.96 开式 0.80~ 0.88	0.94~ 0.98	0.90~ 0.94	0.96~ 0.98	闭式 0.95~ 0.97 开式 0.90~ 0.93	滑动 螺旋 0.3 ~0.6 滚动 螺旋 ≥ 0.9	闭式 0.96~ 0.99 开式 0.94~ 0.96	闭式 0.94~ 0.98 开式 0.92~ 0.95	闭式 0.7~ 0.92 开式 0.5~0.7 自锁蜗 杆0.4~ 0.45	变化很 大,近似 为0到 98%	0.9~ 0.94	0.69~ 0.90
许用圆周速度 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$\leq 15 \sim 25$	≤ 60	$\leq 25 \sim 30$	≤ 100	≤ 20 30~40	低速 传动	7级精 度 ≤ 25 5级精 度斜 齿 ≤ 130	直齿 <5 曲齿 5~40	$v_s \leq 15$ (35)	基本同齿轮传动		

续表

传动类型 项目	摩擦 轮传 动	平带 传动	V 带 传动	同步 带传 动	链传 动	螺旋 传动	圆柱 齿轮 传动	锥齿 轮传 动	蜗杆 传动	渐开 线行 星齿 轮传 动	摆线 针轮 传动	谐波 传动
外廓尺寸	大	大	大	大	大	小	小	小	小	小	小	可小可大
工作平稳性	好	好	好	好	差	一般	一般	一般	一般	一般	一般	好
吸振缓冲能力	好	好	好	好	中等	差	差	差	差	差	差	差
自锁能力	无	无	无	无	无	可有	无	无	可有	无	无	无
过载保护能力	有	有	有	无	无	无	无	无	无	无	无	无
使用寿命	短	短	短	短	中等	滑动螺旋短 滚动螺旋长	长	中等	长	长	长	长
对制造安装精度的要求	中等	低	低	低	中等	滑动螺旋低 滚动螺旋高	高	高	高	高	高	高
环境适应性	一般	不能接触酸、碱、油类及粉尘、爆炸性			好	一般	一般	一般	一般	一般	一般	一般

15.2 选择机械传动类型时应考虑哪些主要因素？

答：

选择机械传动类型时主要考虑以下因素：

- (1) 工作机的性能参数和工况要求。
- (2) 原动机的额定转速和调速性能。
- (3) 对机械传动系统结构尺寸和安装位置等的设计要求，如要求结构紧凑，两轴相互位置及布置、质量、可靠性等。
- (4) 机械传动系统的工作条件，如温度、湿度、粉尘、腐蚀、易燃、易爆、噪声等方面的要求。
- (5) 制造工艺性和经济性要求，如制造和维护费用、生产批量、使用寿命、传动效率等。

15.3 对下列减速传动方案进行分析：

- (1) 电动机→链传动→直齿圆柱齿轮传动→斜齿圆柱齿轮传动→工作机。
- (2) 电动机→开式直齿圆柱齿轮传动→闭式直齿圆柱齿轮传动→工作机。
- (3) 电动机→V 带传动→闭式直齿圆柱齿轮传动→链传动→工作机。

答：

- (1) 此传动方案不好，因为链传动噪声大、振动大，不适宜放在高速级，应将其放在齿轮传动之后，另外斜齿轮传动较直齿轮传动平稳，应该放在直齿轮传动之前。

(2) 此传动方案不好, 因为开式齿轮齿面间容易掉入异物, 使齿面发生磨损, 从而引起冲击、振动和噪声, 放在高速级会加速齿面磨损速度, 因此应将闭式齿轮传动放在高速级, 而开式传动放在低速级。

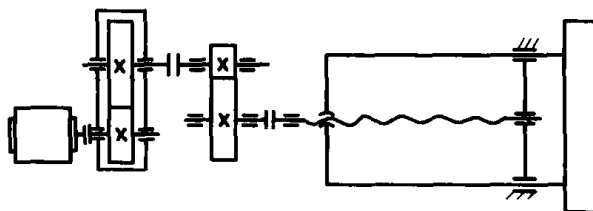
(3) 此传动方案好, 因为带传动平稳, 能缓冲吸振, 适用在高速级, 带欲传递的有效圆周力 F 较小, V 带的型号尺寸小, 根数少, 因此应将 V 带传动放在高速级, 而链传动运动不均匀, 有冲击和动载荷, 应放在低速级。

15.4 题 15.4 图所示为螺旋推力机传动装置, 已知电动机功率 $P_d=4 \text{ kW}$, 转速 $n=1440 \text{ r/min}$, 被推物料的移动速度 $v=0.4 \text{ m/min}$, 螺杆螺距 $P=6 \text{ mm}$, 单线, 螺旋传动效率 $\eta_s=0.40$, 其他传动 (包括齿轮及轴承) 总效率 $\eta=0.87$, 试求:

(1) 螺杆转速及其与电动机之间的传动比。

(2) 螺旋的推力 F 。

(3) 根据以上数据, 图示传动方案是否合适, 试提出另外三种传动方案 (其中包括一种不用螺旋传动的推力机方案)。



题 15.4 图

解:

$$(1) \text{ 螺杆转速: } n_{\text{螺杆}} = \frac{1000v}{P} = \frac{1000 \times 0.4}{6} \text{ r/min} = 66.67 \text{ r/min}$$

$$\text{传动比: } i = \frac{n}{n_{\text{螺杆}}} = \frac{1440}{66.67} = 21.589$$

(2) 螺旋的推力 F :

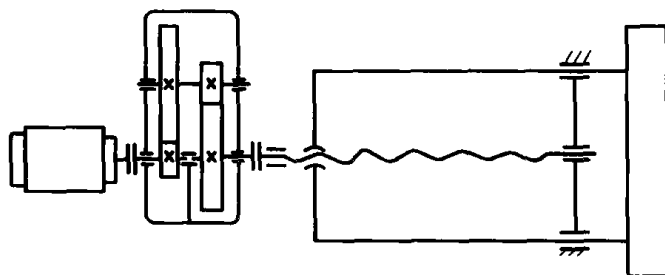
$$\text{螺旋的功率: } P_{\text{螺旋}} = P_d \eta \eta_s = 4 \times 0.87 \times 0.4 \text{ kW} = 1.393 \text{ kW}$$

$$\text{螺旋的推力 } F: F = \frac{1000 P_{\text{螺旋}}}{v} = \frac{1000 \times 1.393}{\frac{0.4}{60}} \text{ N} = 208800 \text{ N}$$

(3) 图示方案合适, 除此以外还可以采用另外三种方案。

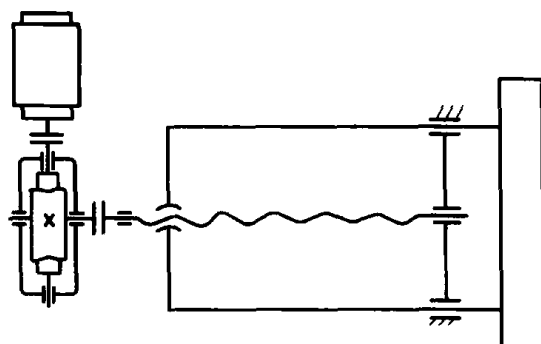
其他方案:

方案一: 题 15.4 解图 1。



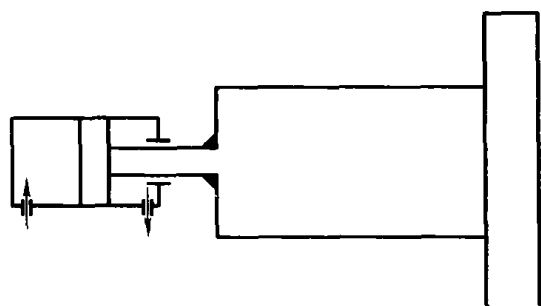
题 15.4 解图 1

方案二：题 15.4 解图 2。



题 15.4 解图 2

方案三：采用液压传动（题 15.4 解图 3）。



题 15.4 解图 3

15.5 试设计矿井提升机传动装置，已知卷筒直径 $D=280\text{ mm}$ ，提升重物的重力 $F=6\ 000\text{ N}$ ，重物上升速度 $v=0.5\text{ m/s}$ 。工作环境潮湿、多尘，要求能自锁。

- (1) 确定传动方案和传动类型并绘制矿井提升机传动装置简图。
- (2) 选择电动机的型号。
- (3) 计算总传动机和各级传动比。
- (4) 计算传动装置主要的运动和动力参数。

解：

1. 确定传动方案和传动类型

传动方案：电动机→蜗杆传动→卷筒

传动类型：机械传动

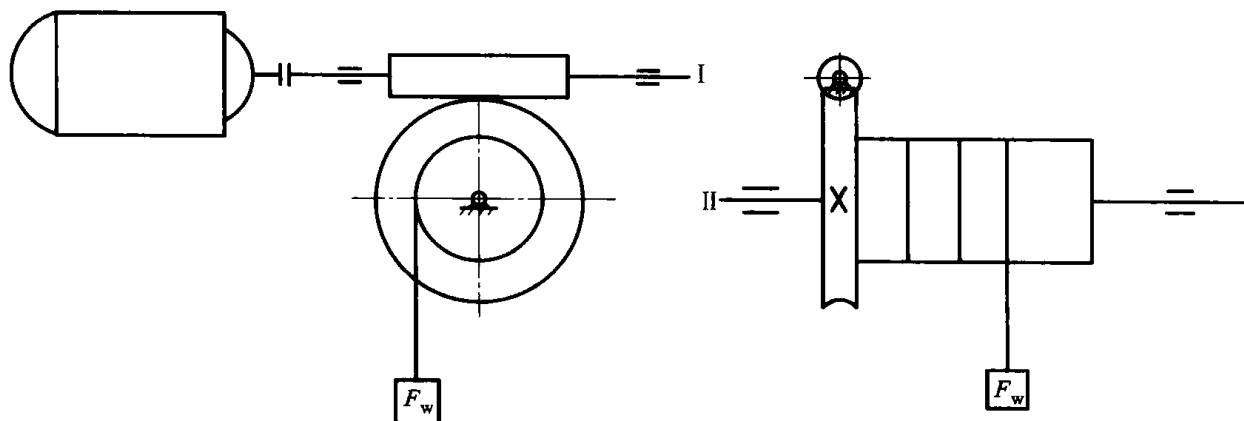
矿井提升机传动装置简图如题 15.5 解图所示。

2. 选择电动机的型号

选用 Y 系列三相鼠笼异步电动机。

提升机卷筒轴的工作功率：
$$P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{6\ 000 \times 0.5}{1000} \text{ kW} = 3 \text{ kW}$$

(1) 传动总效率：



题 15.5 解图

由传动装置简图知: $\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{联}} \eta_{\text{蜗杆}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{卷筒}}$

由参考文献[2]表 9.1 查得: $\eta_{\text{联}} = 0.99$, $\eta_{\text{蜗杆}} = 0.42$, $\eta_{\text{轴承}} = 0.99$, $\eta_{\text{卷筒}} = 0.95$ 故

$$\eta_{\Sigma} = 0.99 \times 0.42 \times 0.99 \times 0.95 = 0.381$$

电动机所需的功率: $P_d = \frac{P_w}{\eta_{\Sigma}} = \frac{3}{0.381} \text{ kW} = 7.67 \text{ kW}$

(2) 确定电动机的转速

由参考文献[2]表 9.2 查得: 蜗杆传动 $i_{\text{蜗杆}} = 10 \sim 40$ 。

卷筒轴的转速: $n_w = \frac{60 \times 1000 v}{\pi d} = \frac{60 \times 1000 \times 0.5}{280\pi} \text{ r/min} = 34.1 \text{ r/min}$

电动机的转速范围: $n'_m = n_w i_{\text{蜗杆}} = 34.1 \times (10 \sim 40) \text{ r/min} = 341 \sim 1364 \text{ r/min}$

选用同步转速为 1000 r/min 的电动机。选定电动机的型号为: Y160L-6。

Y160L-6 电动机的主要性能

电动机型号	额定功率/kW	满载转速 $n_m/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	起动转矩	最大转矩
			额定转矩	额定转矩
Y160L-6	11	970	2.0	2.2

3. 计算蜗杆传动的传动比

$$i_{\text{蜗杆}} = \frac{970}{34.1} = 28.4$$

4. 计算传动装置主要的运动和动力参数

(1) 各轴转速。

电机轴 $n_m = 970 \text{ r/min}$

I 轴 $n_1 = n_m = 970 \text{ r/min}$

II 轴 $n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{蜗杆}}} = \frac{970}{28.4} \text{ r/min} = 34.1 \text{ r/min}$

(2) 各轴的输入功率。

电机轴 $P_d = 7.67 \text{ kW}$

I 轴 $P_1 = P_d \eta_{\text{联}} = 7.67 \times 0.99 \text{ kW} = 7.59 \text{ kW}$

II 轴（卷筒轴） $P_2 = P_1 \eta_{\text{蜗杆}} = 7.59 \times 0.42 \text{ kW} = 3.19 \text{ kW}$

(3) 各轴的输入转矩。

电动机轴的输入转矩为

$$T_d = 9.55 \times 10^6 \frac{P_d}{n_m} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{7.67}{970} \text{ N}\cdot\text{mm} = 7.55 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

I 轴: $T_1 = T_d \eta_{\text{联}} = 7.55 \times 10^4 \times 0.99 \text{ N}\cdot\text{mm} = 7.48 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$

II 轴: $T_2 = T_1 \eta_{\text{蜗杆}} i_{\text{蜗杆}} = 7.48 \times 10^4 \times 0.42 \times 28.4 \text{ N}\cdot\text{mm} = 8.92 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$

综合测试题（一）

一、填空题及选择填空题（28分，每空1分）

1. 当不具备动压润滑条件，且边界膜遭破坏时，就会出现_____、_____和_____同时存在的现象，这种摩擦状态称为_____。
2. 一公称直径为 $d=16\text{ mm}$ 的梯形螺纹副，螺纹线数 $n=2$ ，螺距 $P=4\text{ mm}$ ，螺纹中径 $d_2=D_2=14\text{ mm}$ ，牙侧角 $\beta=15^\circ$ ，螺纹副材料的当量摩擦因数 $f'=0.08\sim 0.10$ ，经计算该螺纹副_____自锁性要求。
 - a. 满足
 - b. 不满足
3. 普通平键连接的工作面是_____，其主要失效形式是_____。
4. 作为标准普通 V 带工作面的两侧面夹角为 $\phi=40^\circ$ ，相应的 V 带轮轮槽的两侧面夹角则_____。
 - a. 大于 40°
 - b. 小于 40°
 - c. 等于 40°
5. 传动带所能传递的最大有效圆周力 $F_{\max}$ 与_____、_____、_____等因素有关，它们的值越大， $F_{\max}$ 就越大。当传递的外载荷超过_____时，带在带轮上发生打滑现象；而且在传动比大于 1 的情况下打滑总是先从小带轮上开始的，其原因是_____。
6. 软齿面闭式齿轮传动最主要的失效形式是_____；其齿轮材料常选用的热处理方式是_____；高速重载齿轮传动易发生_____。
7. 下列齿轮参数中，对齿形系数 Y_F 没有影响的是_____。
 - a. 齿数
 - b. 变位系数
 - c. 齿顶高系数
 - d. 压力角
 - e. 模数
8. 按国家标准 GB/T292—1993 规定，型号 7212 C/DB 轴承的类型为_____，宽度系列为_____，公称接触角 $\alpha=$ _____°，精度等级为_____，配置方式_____。
9. 对于转动的滚动轴承，其主要失效形式是_____；对于不转动、低速或摆动的轴承，主要失效形式是_____；对于高速轴承，_____是其主要失效形式。
10. 滑动轴承一般由轴颈、轴瓦、轴承座三者组成，常用的轴瓦材料有_____、_____和_____三大类。

二、问答题（25分）

1. 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？（8分）

2. 一闭式直齿圆柱齿轮传动，在传动比、中心距不变条件下，当承载能力主要取决于齿面接触强度时，为什么齿数 z_1 应取得多些，有什么好处？（3分）

3. 按照轴的承载情况不同，轴分为哪几种类型？并分别举例说明。（3分）

4. 给出滚动轴承的当量静载荷 P_0 的定义。（2分）

5. 同滚动轴承相比，液体摩擦滑动轴承有哪些特点？（6分）

6. 在一些基本假设条件下，流体形成动压的必要条件是什么？（3分）

三、分析计算题（31分）

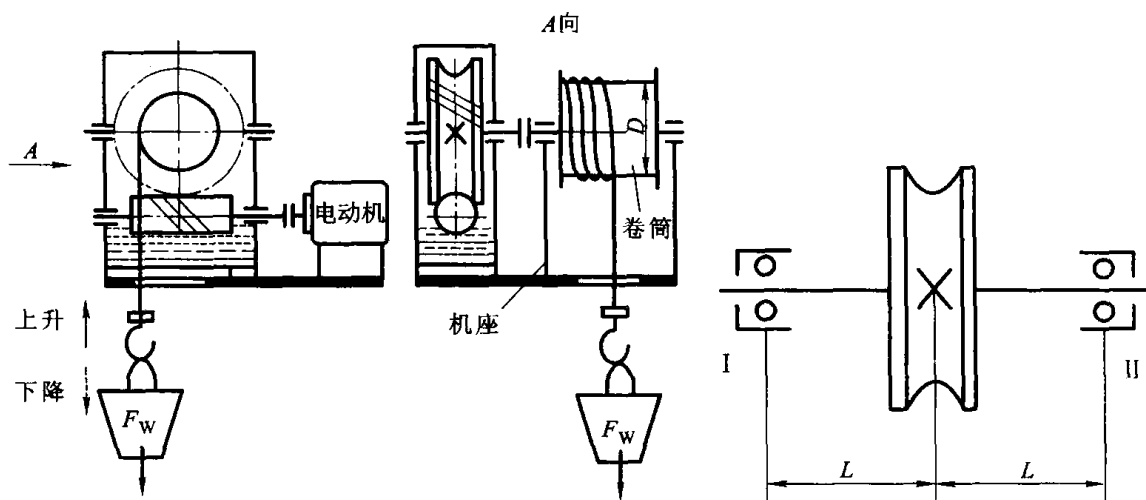
1. 一重物匀速升降装置采用如图 a 所示的电动机+圆柱蜗杆传动系统，已知蜗杆传动的模数 $m=8\text{ mm}$ ，蜗杆头数及分度圆直径分别为 $z_1=1$ 、 $d_1=80\text{ mm}$ ，蜗轮齿数 $z_2=50$ ，卷筒直径 $D=250\text{ mm}$ 。重物匀速升降的速度 $v=40\text{ m/min}$ ，最大载重力 F_W 为 4 kN ，使用系数 K_A 按 1.0 计，试分析、计算提升重物时的下列问题：

(1) 该装置以 40 m/min 的速度匀速升起重物 1 m 时，蜗杆应转多少转？并在图中标明蜗杆的转向、蜗轮轮齿旋向、节点位置处蜗杆及蜗轮的受力方向。（7分）

(2) 若蜗杆与蜗轮齿面间当量摩擦因数 $f'=0.18$ ，该机构能否自锁？（2分）

(3) 若重物 $F_W=4\text{ kN}$ ，传动装置总的传动效率为 $\eta=0.322$ ，电动机的输出转矩 T_m 应是多少？（4分）

(4) 若蜗轮轴采用如图 b 所示的两个角接触轴承 7209 C 支承形式， $L=100\text{ mm}$ ，蜗杆传动效率 $\eta_1=0.35$ ，卷筒、联轴器(连接蜗轮轴与卷筒轴)、蜗轮轴上轴承的效率合计为 $\eta_2=0.92$ ，轴承 7209 C 的基本额定动载荷和基本额定静载荷分别为 $C_r=29\,800\text{ N}$ 、 $C_{0r}=23\,800\text{ N}$ ，其内部轴向力 $F_S=0.4F_r$ ，假设轴承的轴向载荷与其径向载荷之比大于 e ，径向载荷系数 X 和轴向载荷系数 Y 分别为 0.44 和 1.36 ， $f_1=1.0$ ， $f_p=1.5$ ，试计算轴承 II 的寿命 L_{10h} 为多少小时。（8分）

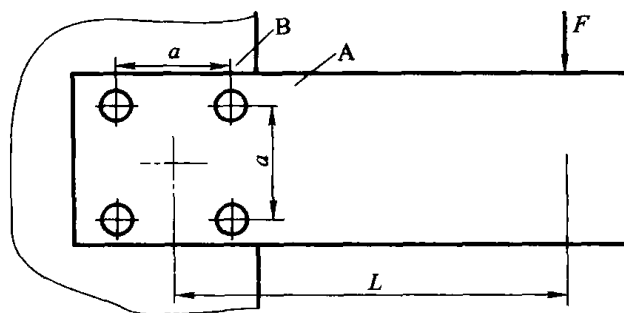


(a) 重物升降装置传动系统简图

(b) 蜗轮轴的轴承支承简图

2. 用四个普通螺栓将钢板 A 固定在钢板 B 上。图中尺寸 $a=70\text{ mm}$ ， $L=400\text{ mm}$ ， $F=500\text{ N}$ 。

钢板间摩擦因数 $f=0.10$, 可靠性系数 $K_f=1.2$, 许用应力 $[\sigma]=120 \text{ MPa}$, 计算螺栓小径 d_1 。(10 分)



四、结构题 (16 分)

1. 试说明实现轴上零件轴向固定的三种方法, 并分别画出相应于各种轴向固定方法的结构图; 画出模锻轮坯、腹板式大齿轮在转轴的轴端实现轴向固定与周向固定的结构图 (要求齿轮也要画出来)。(9 分)

2. 图 1 和图 2 为凸缘联轴器的两个半联轴器将两根轴连接起来的两种形式的部分结构, 请将未画出的其余部分补全, 成为完整的结构。(4 分)

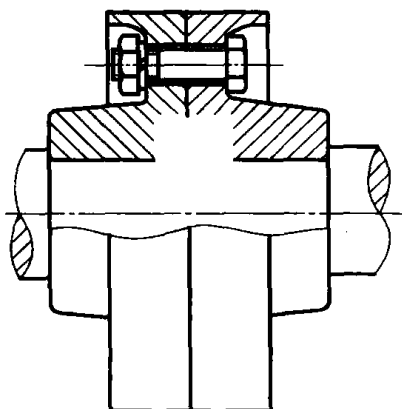


图 1

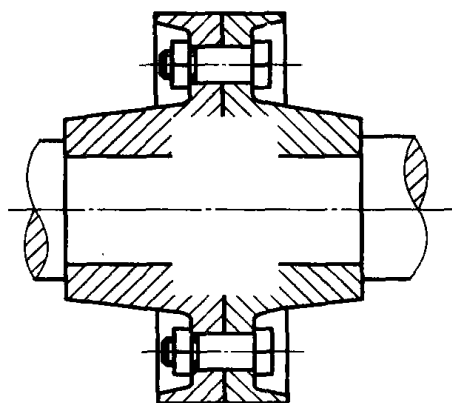


图 2

3. 现有成品一级标准圆柱齿轮减速器一台, 输入轴与小齿轮采用普通平键连接, 轴与小齿轮轮毂配合段轴颈直径 $d=40 \text{ mm}$, 该轴段长度 $l=58 \text{ mm}$, 键槽长 $L=50 \text{ mm}$, 小齿轮轮毂键槽深 $t_1=3.3 \text{ mm}$ 。为得到比现有减速器更大的减速比, 现在需要重新设计、更换该减速器的齿轮。已知重新设计得到的齿轮模数 $m=3.0 \text{ mm}$, 小齿轮齿顶圆直径 $d_{a1}=69 \text{ mm}$, 齿根圆直径 $d_{f1}=55.5 \text{ mm}$, 齿宽 $b_1=60 \text{ mm}$, 如果采用该小齿轮, 试根据上述数据进行分析: 该减速器的输入轴是否具有可以继续使用的可能性? (3 分)

综合测试题（一）答案

一、填空题及选择填空题

1. 流体摩擦、边界摩擦、干摩擦，混合摩擦。
2. b。
3. 键与键槽的侧面，工作面的压溃。
4. b。
5. 初拉力 F_0 、带在小带轮上的包角 α_1 、带与带轮间的摩擦因数 f ，最大有效圆周力下的承载能力，带在小带轮上的包角小于大带轮上的包角。
6. 齿面疲劳点蚀；正火与调质；热胶合。
7. e。
8. 角接触球轴承，2 系列， 15° ，P0，背对背配置。
9. 疲劳点蚀；局部塑性变形；发热以至胶合。
10. 金属，粉末冶金，非金属。

二、问答题

1. 答： K_β 的物理意义——考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对轮齿应力影响的系数。
改善齿向载荷分布不均匀状况的措施有：
(1) 提高齿轮的制造和安装精度。
(2) 提高轴、轴承及机体的刚度。
(3) 合理设计齿轮在轴上的位置。
(4) 设计时合理选择轮齿的宽度。
(5) 采用软齿面，通过跑合使载荷均匀。
(6) 采用硬齿面齿轮时可以将齿端修薄或做成鼓形齿。
(7) 齿轮要布置在远离转矩输入端和输出端的位置。
2. 答：既然承载能力主要取决于接触强度，即承载能力主要由直径 $d_1 = z_1 m$ （或中心距）决定，因此，在维持 d_1 值的前提下，可以选 z_1 多些，齿数取多些有下述好处：
(1) z_1 增大，使重合度增大，因而，传动平稳、振动小、噪声小。
(2) z_1 增大，模数减小，降低齿高，齿坯直径及齿槽尺寸减小，因而减少金属切削量，节省制造费用。
(3) 降低齿高还能减小齿面滑动速度，减小了磨损和胶合的可能性。

3. 答: (1) 仅受弯矩 M 的轴——心轴, 如自行车前轴。

(2) 仅受转矩 T 的轴——传动轴, 如汽车后桥与变速箱间的传动轴。

(3) 既受弯矩又受转矩的轴——转轴, 如减速器的输出轴。

4. 答: 当量静载荷是一个假想载荷, 其作用方向与基本额定静负荷相同, 而在当量静载荷作用下, 轴承的受载最大滚动体与滚道接触处的塑性变形总量与实际载荷作用下的塑性变形总量相同。

5. 答: (1) 在高速重载下能正常工作, 寿命长。

(2) 旋转精度高。

(3) 滑动轴承可以做成剖分式的, 能满足特殊结构需要。如曲轴上的轴承。

(4) 液体摩擦轴承具有很好的缓冲和阻尼作用, 可以吸收振动, 缓和冲击。

(5) 滑动轴承的径向尺寸比滚动轴承的小。

(6) 起动摩擦阻力较大。

6. 答: 流体形成动压的必要条件是:

(1) 流体必须流经收敛间隙, 而且间隙倾角越大则产生的油膜压力越大。

(2) 流体必须有足够的速度。

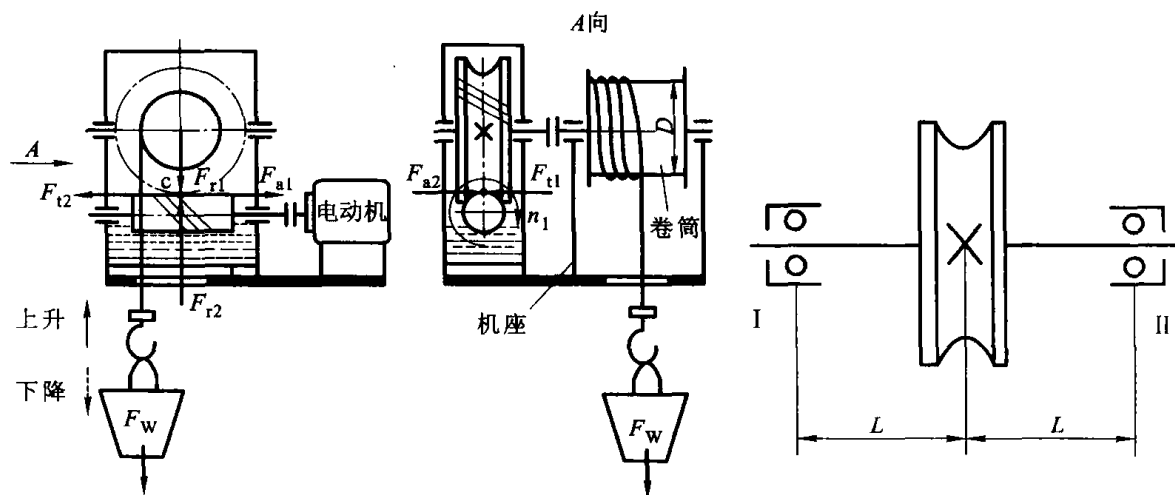
(3) 流体必须是粘性流体。

三、分析计算题

1. 解: (1) 蜗杆的转数: $1 \times 50 / (\pi \times D) = 50 / (\pi \times 0.25) = 63.69 \text{ r}$

蜗轮转速: $40 / (\pi \times 0.25) \text{ r/min} = 50.93 \text{ r/min}$

蜗杆转向、蜗轮轮齿旋向、蜗轮蜗杆受力分析方向如下图所示。



(a) 重物升降装置传动系统简图

(b) 蜗轮轴的轴承支承简图

(2) $\tan \gamma = z_1 m / d_1 = 1 \times 8 / 80 = 0.1$

$\tan \rho' = f' = 0.18$

$$\gamma = 5.71^\circ$$

$$\rho' = 10.20^\circ$$

$$\therefore \gamma < \rho'$$

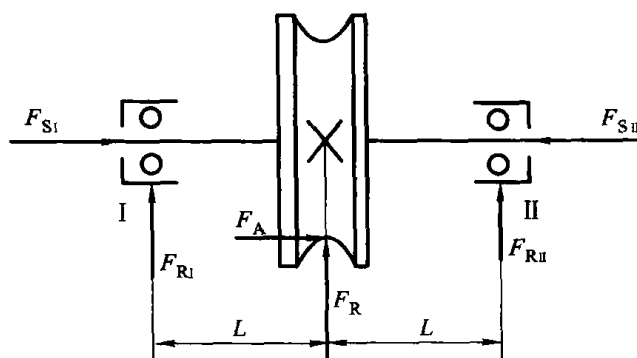
该机构满足自锁性条件。

(3)

$$F_w = 4 \text{ kN}$$

$$T_{\text{卷筒}} = T_w = W \cdot D / 2 = 4000 \times 250 / 2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_m = \frac{T_w}{\eta_{\Sigma} i} = \frac{5 \times 10^5}{0.322 \times 50} \text{ N} \cdot \text{mm} = 31055.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



蜗轮轴的受力简图

(4)

$$F_w = 4 \text{ kN}$$

$$T_{\text{卷筒}} = T_w = F_w \cdot D / 2 = 4000 \times 250 / 2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

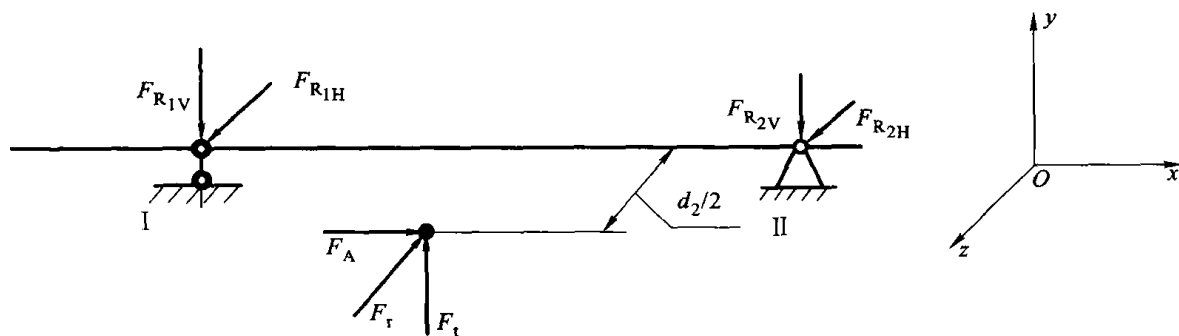
$$T_2 = \frac{T_w}{\eta_2} = \frac{5 \times 10^5}{0.92} \text{ N} \cdot \text{mm} = 5.43 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{i \eta_1} = \frac{5.43 \times 10^5}{50 \times 0.35} \text{ N} \cdot \text{mm} = 3.1 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 0.18 \times 10^5}{80} \text{ N} = 450 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_2}{mz_2} = \frac{2 \times 6.25 \times 10^5}{50 \times 8} \text{ N} = 3125 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} \approx F_{a1} \tan \alpha = F_{t2} \tan \alpha = 3125 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 1137.4 \text{ N}$$



支反力的计算:

水平面:

$$F_A = F_{a2} = 450 \text{ N}$$

$$F_{R_{2H}} = \frac{F_{r2}L + F_A \frac{d_2}{2}}{2L} = \frac{F_{r2}L + F_A \frac{mz_2}{2}}{2L} = \frac{1137.4 \times 100 + 450 \times \frac{8 \times 50}{2}}{2 \times 100} \text{ N} = 1018.7 \text{ N}$$

$$F_{R_{1H}} = F_r - F_{R_{2H}} = (1137.4 - 1018.7) \text{ N} = 118.7 \text{ N}$$

垂直面:

$$F_{R_{2V}} = F_{R_{1V}} = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{3125}{2} \text{ N} = 1562.5 \text{ N}$$

轴承处 I 处支反力的计算:

$$F_{R_1} = \sqrt{F_{R_{1H}}^2 + F_{R_{1V}}^2} = \sqrt{118.7^2 + 1562.5^2} \text{ N} = 1567 \text{ N}$$

轴承处 II 处支反力的计算:

$$F_{R_2} = \sqrt{F_{R_{2H}}^2 + F_{R_{2V}}^2} = \sqrt{1018.7^2 + 1562.5^2} \text{ N} = 1865.2 \text{ N}$$

$$F_{S_1} = 0.4F_{R_1} = 0.4 \times 1567 \text{ N} = 626.8 \text{ N}$$

$$F_{S_2} = 0.4F_{R_2} = 0.4 \times 1865.2 \text{ N} = 746 \text{ N}$$

$$F_{S_1} + F_A = (626.8 + 450) \text{ N} = 1076.8 \text{ N} > F_{S_2} = 746 \text{ N}$$

显然 1 为放松端, 2 为压紧端, 所以

$$F_{a2} = F_{S_1} + F_A = 1076.8 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{S_1} = 626.8 \text{ N}$$

只需计算轴承 II 的寿命即可

$$F_2 = XF_{R_2} + YF_{a2} = (0.44 \times 1865.2 + 1.36 \times 1076.8) \text{ N} = 2285.1 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{f_F F} \right)^6 = \frac{10^6}{60 \times 50.93} \times \left(\frac{1.0 \times 29800}{1.5 \times 2285.1} \right)^3 \text{ h} = 215048 \text{ h}$$

2. 解: 受力分析可见: 普通螺栓受横向载荷和转矩的共同作用。

(1) 每个螺栓受到的横向载荷。

$$F_{s1} = \frac{K_f F}{f m z} = \frac{1.2 \times 500}{0.1 \times 1 \times 4} \text{ N} = 1500 \text{ N}$$

(2) 转矩使每个螺栓受到的力。

$$\text{扭矩 } T = FL = 500 \times 400 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

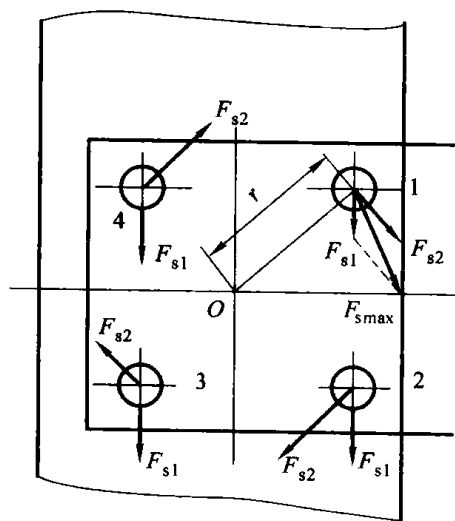
螺栓中心到螺栓组形心的距离

$$r = \frac{\sqrt{2}}{2} a = \frac{70\sqrt{2}}{2} \text{ mm} = 35\sqrt{2} \text{ mm}$$

每个螺栓所需的预紧力

$$F_{s2} = \frac{K_f T}{f \times 4 \times r} = \frac{1.2 \times 2 \times 10^5}{0.1 \times 4 \times 35\sqrt{2}} \text{ N} = 12121.8 \text{ N}$$

右侧的两个螺栓受力最大，其受到两个力的方向如下图所示。



则

$$F_{\max} = \sqrt{F_{s1}^2 + F_{s2}^2 + 2F_{s1}F_{s2}\cos 45^\circ} = \sqrt{12\,121.8^2 + 1\,500^2 + 2 \times 12\,121.8 \times 1\,500 \times \cos 45^\circ} \text{ N} \\ = 13\,225 \text{ N}$$

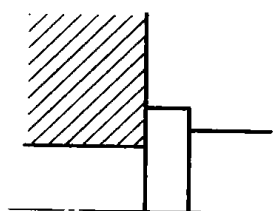
所以

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1.3 \times F_{\max}}{\frac{\pi}{4} \times [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1.3 \times 4 \times 13\,225}{\pi \times 120}} \text{ mm} = 13.5 \text{ mm}$$

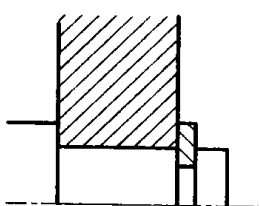
四、结构题

1. 轴向固定

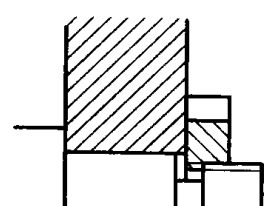
任选三种即可



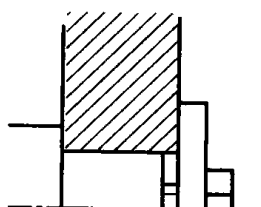
(a) 用轴肩固定



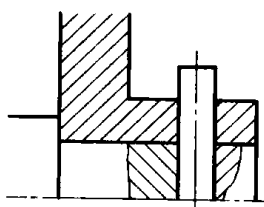
(b) 用弹簧卡圈固定



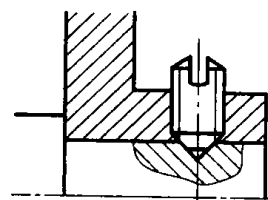
(c) 用螺母或圆螺母固定



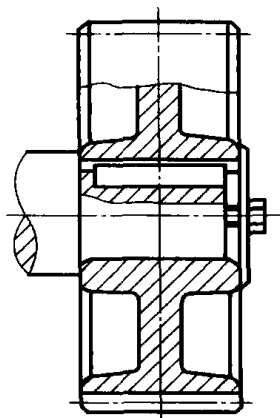
(d) 用轴端挡板固定



(e) 用销固定

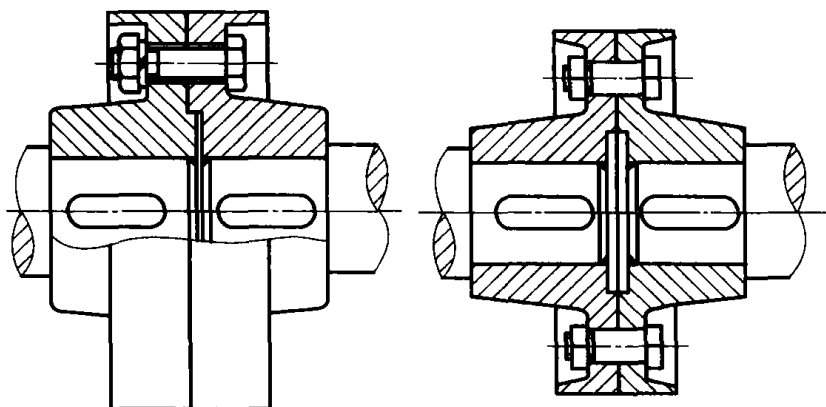


(f) 用紧定螺钉固定



模锻轮坯腹板式大齿轮
在轴端的固定

2.



3.

该小齿轮能否做成齿轮与轴分开决定了这根输入轴能否继续被使用的首要条件。

$$e = \frac{d_{f1} - d}{2} - t_1 = \left(\frac{55.5 - 40}{2} - 3.3 \right) \text{mm} = (7.75 - 3.3) \text{mm} = 4.45 \text{mm} < 2.5m_n = 2.5 \times 3 \text{mm} = 7.5 \text{mm}$$

按着这根轴设计小齿轮必须做成齿轮轴形式，因此，如果采用该小齿轮，原输入轴不能继续被使用，必须重新设计输入轴。

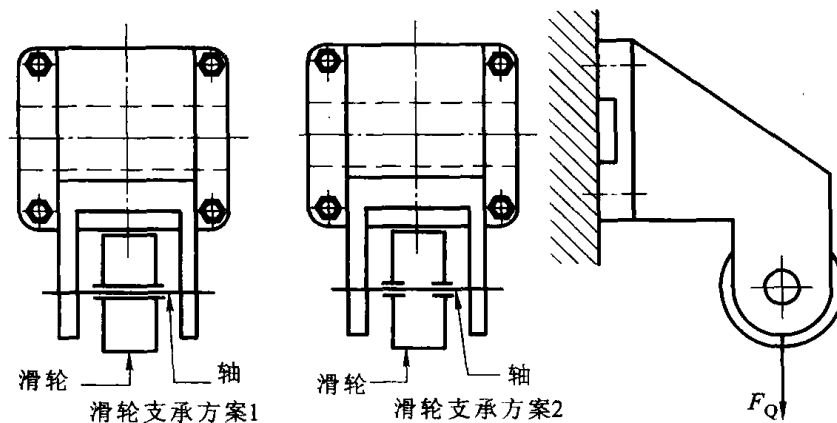
综合测试题（二）

一、填空题（15分，每空1分）

1. 从防松工作原理来看，在螺纹连接中用弹簧垫圈属于_____防松；用止动垫圈与圆螺母配用属于_____防松措施。
2. 平键的剖面尺寸 $b \times h$ 按_____从标准中查取。A型平键的轴槽用_____铣刀加工。导向平键连接的主要失效形式是_____。
3. V带传动设计中，限制 $d_{d1} \geq d_{\min}$ 的目的是_____。
4. 设计圆柱螺旋弹簧时，其弹簧直径 d 按_____条件确定，其工作圈数 n 按_____条件确定。
5. 蜗杆轮齿的螺旋线方向与蜗轮轮齿的螺旋线方向_____。蜗杆分度圆柱上的_____角应等于蜗轮分度圆柱上的螺旋角。
6. 在传动比不变的条件下，V带传动的中心距增大，则小轮的包角_____，因而带传动的承载能力_____。
7. 一对铸铁齿轮和一对钢制齿轮，若几何参数和载荷相同，则铸铁齿轮的齿面接触应力比钢制齿轮的齿面接触应力_____，而铸铁齿轮的齿根弯曲应力与钢制齿轮的齿根弯曲应力_____。
8. 材料为20Cr的齿轮要达到硬齿面，宜采用的热处理形式是_____。

二、问答题（25分）

1. 有一滑轮支座，采用普通螺栓组连接在混凝土基座上，如下图所示。卷筒上作用一平行于螺栓组连接接合面、垂直向下的载荷 F_Q 。请回答：
 - （1）简述该螺栓组连接设计的主要过程与内容〔要求：简明扼要、不必写出计算公式〕。
 - （2）该卷筒的支承轴属于哪类轴？
 - （3）图中所示的两种卷筒支承方案，哪一个更合理？为什么？（9分）
2. 简述选择蜗杆头数 z_1 和蜗轮的齿数 z_2 应考虑那些因素？（4分）
3. 机床在第一次使用较短时间以后一般都要将齿轮箱中的润滑油换掉，然后在较长一段时间内都可以不更换润滑油，说明其中的基本原理。（4分）
4. 什么是带传动的滑动率？滑动率如何计算？（4分）
5. 简述提高齿轮抗点蚀能力的措施。（4分）



三、分析计算题 (35 分)

1. 有一单个紧螺栓连接, 已知预紧力 $F' = 7\,500\text{ N}$, 轴向工作载荷 $F = 6\,000\text{ N}$, 螺栓相对刚度 $\frac{C_B}{C_B + C_m} = 0.2$, 要求:

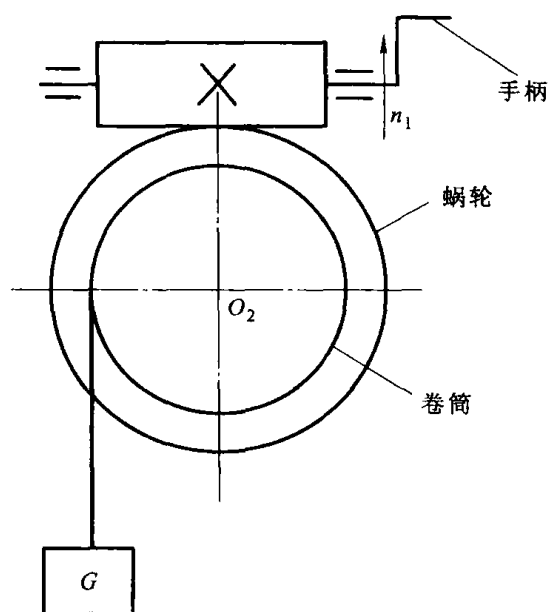
- (1) 计算螺栓所受的总拉力 F_0 和残余预紧力 F'' 。
- (2) 为使接合面不出现缝隙, 轴向工作载荷最大值 $F_{\max}$ 是多少?
- (3) 若要使 F_0 减小, 又不增加螺栓个数, 有哪些具体措施?

[要求: (1)、(2) 要有详细的计算步骤] (6 分)

2. 已知 V 带传动所传递的功率 $P = 7.5\text{ kW}$, 带速 $v = 10\text{ m/s}$, 现测得初拉力 $F_0 = 1\,125\text{ N}$, 试求紧边拉力 F_1 和松边拉力 F_2 各等于多少? (4 分)

3. 某手动简单起重设备如下图所示, 按图示方向转动蜗杆, 提升重力 G , 试求:

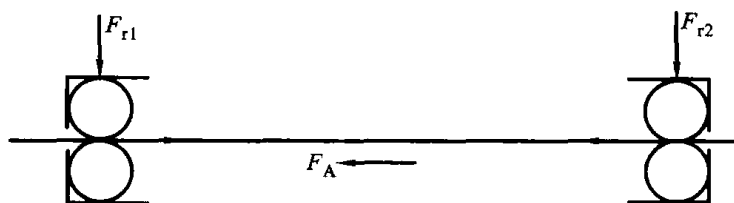
- (1) 蜗杆与蜗轮轮齿的螺旋线方向。
- (2) 在图上标出啮合点处各力的方向。
- (3) 若蜗杆自锁, 反转手柄使重物下降, 分析蜗轮上作用力方向的变化。(10 分)



4. 一对圆锥滚子 30206 轴承，安装形式如下图所示。已知轴承 I、II 所受径向载荷为 $F_{r1}=970\text{ N}$ ， $F_{r2}=840\text{ N}$ ， F_A 为作用于轴上的轴向力， $F_A=237\text{ N}$ ，载荷系数 $f_p=1.1$ ，温度系数 $f_t=1.0$ ，轴承内部轴向力 F_S 的计算式为 $F_S=\frac{F_r}{2Y}$ ， $Y=1.7$ ， $e=0.36$ ，试计算轴承 I、II 的当量动载荷 F_1 和 F_2 。如果已知轴的转速 $n=1\ 200\text{ r/min}$ ，轴承的预期寿命为 $L'_{10h}=24\ 000\text{ h}$ ，问该轴承能否满足要求？（15 分）

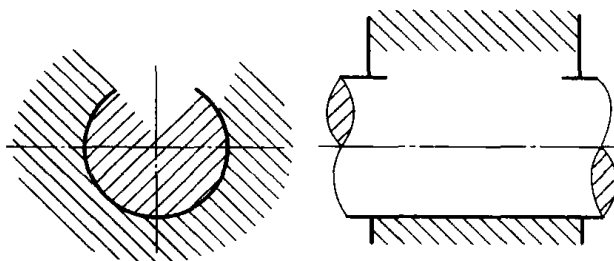
所需参数如下表。

轴承型号	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		基本额定动载荷 C_r/N
	X	Y	X	Y	
30206	0.4	1.7	1	0	24 800

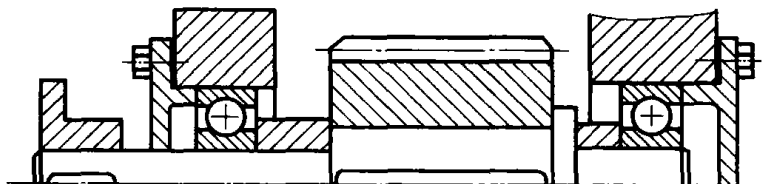


四、结构题（25 分）

1. 在下面两个视图上，画出平键连接结构图。（10 分）



2. 指出下列结构的错误（在有错误处画×，简要说明原因，并在另一侧画出其正确结构图。找出 5 处即可，同类错误算一处，多找只算前 5 个答案）。（15 分）



综合测试题（二）答案

一、填空题

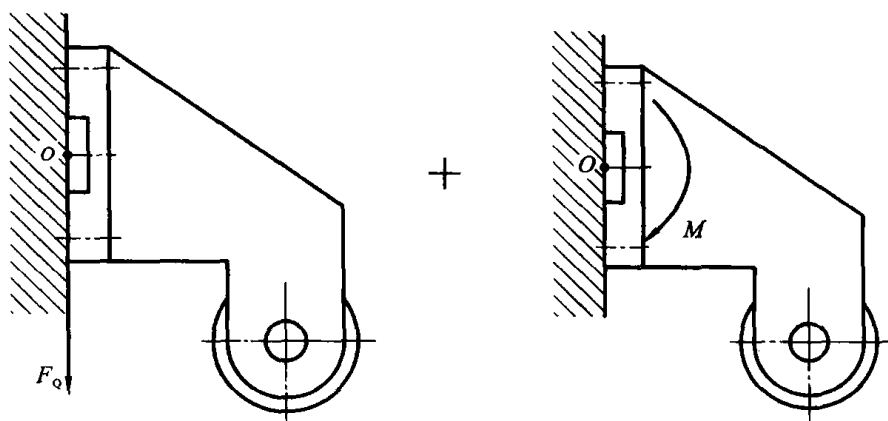
1. 摩擦、机械。
2. 轴径，指状，磨损。
3. 减少弯曲应力。
4. 强度、刚度。
5. 相同、导程。
6. 增大、提高。
7. 小，相等。
8. 渗碳淬火。

二、问答题

1. 答：（1）该螺栓组连接设计的主要过程与内容：

① 将该螺栓组连接受力简化。

简化成受横向载荷作用的螺栓组连接和受倾覆力矩作用的螺栓组连接，如下图所示。



② 确定受力最大螺栓的工作载荷。按受倾覆力矩作用的螺栓组连接，计算受力最大螺栓所承受的工作载荷。

③ 确定预紧力。按受横向载荷作用的螺栓组连接，根据接合面不产生相对滑移确定每个螺栓所需的预紧力。

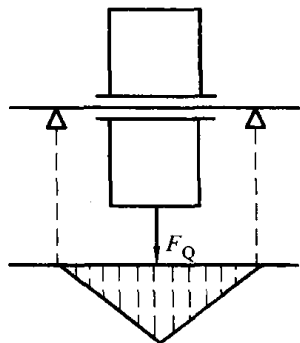
④ 检验接合面上的挤压应力。上端边缘是否出现间隙、下端是否被压坏？

⑤ 确定螺栓直径。按既受预紧力作用又受轴向载荷作用的单个紧螺栓连接进行强度计算，确定螺栓直径。

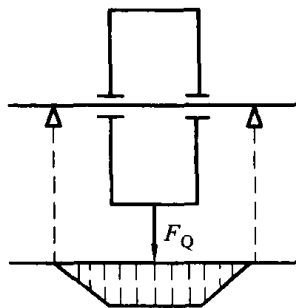
(2) 该卷筒的支承轴属于心轴。

(3) 方案Ⅱ较方案Ⅰ合理。

根据相应轴的弯矩图 [如下图所示] 可知此结论。



方案Ⅰ轴的弯矩图



方案Ⅱ轴的弯矩图

2. 答：蜗杆头数通常取为 1、2、4、6。当传动比较大或要求自锁时可取头数为 1，但传递效率低；当传动比较小时，为了避免滚切蜗轮轮齿时发生根切，或传递功率大时，为了提高传动效率，可采用多头蜗杆，但是蜗杆头数过多时，制造较高精度的蜗杆和蜗轮滚刀有困难。

蜗轮齿数选择。为了保证蜗杆传动有足够的啮合齿对数，传动平稳。蜗轮的齿数不应小于 28，但对于动力传动，蜗轮齿数也不宜大于 80。因为当蜗轮直径 d_2 不变时，蜗轮齿数越大，模数就越小，将削弱蜗轮轮齿的弯曲强度；而如果模数不变，则蜗轮直径将要增大，传动结构尺寸变大，蜗杆轴的支承跨距加长，致使蜗杆的弯曲刚度降低，容易产生挠曲而影响正常的啮合。

3. 答：齿轮箱中齿轮的磨损可分为跑合磨损、正常磨损和剧烈磨损三个阶段。一般跑合期较短，正常工作期较长。

第一次使用时齿轮首先经历跑合阶段，磨损较快，磨屑会被带入润滑油路污染润滑油甚至堵塞油路，所以在跑合结束后要将润滑油重新更换。

进入正常磨损阶段后，磨损很慢，所以在较长一段时间都可以不更换润滑油。

4. 答：由于弹性滑动引起带传动中从动轮圆周速度低于主动轮圆周速度，其相对降低率通常称为带传动滑动系数或滑动率，用 ε 表示。

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{n_1 - i \cdot n_2}{n_1}$$

其中， v_1 为主动轮转速； v_2 为从动轮转速。

5. 答：提高齿轮抗点蚀能力的措施有：加大齿轮的分度圆直径和齿宽；合理地选择齿轮材料和热处理方式，提高齿面硬度；适当提高齿面加工精度，使表面光洁；选用粘度大的润滑油。

三、分析计算题

1. 解：(1) 计算螺栓所受的总拉力 F_0 和残余预紧力 F''

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F = (7\,500 + 0.2 \times 6\,000) \text{ N} = 8\,700 \text{ N}$$

$$F'' = F_0 - F = (8\,700 - 6\,000) \text{ N} = 2\,700 \text{ N}$$

(2) 为使接合面不出现缝隙, 必须使 $F'' > 0$, 即

$$F'' = F_0 - F > 0$$

$$F < F_0 = 8\,700 \text{ N}, \text{ 即 } F_{\max} < 8\,700 \text{ N}$$

(3) 使 F_0 减小的具体措施:

① 减小螺栓刚度 C_B : 增大螺栓长度、减小螺栓杆直径、做成空心杆、在螺母下安装弹性元件等。

② 增大被连接件刚度 C_m : 采用刚性大的垫片。

③ 增加螺栓数目或改变螺栓布置, 减小轴向工作载荷 F 。

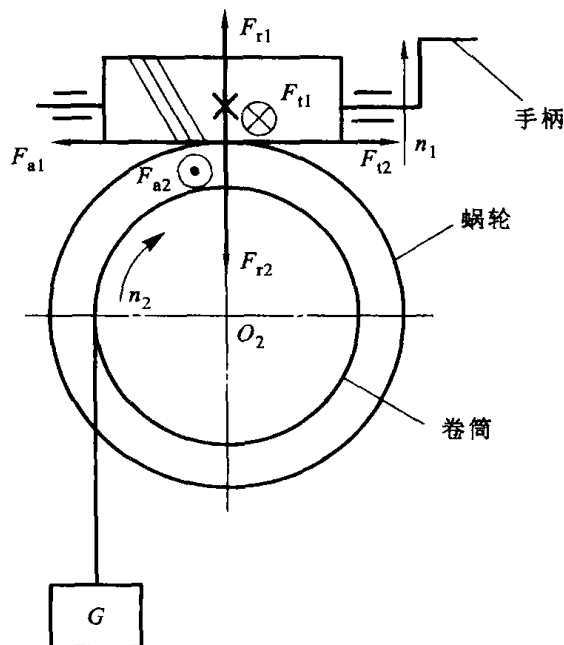
$$2. \text{ 解: (1) 有效圆周力 } F = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 7.5}{10} \text{ N} = 750 \text{ N}$$

$$(2) \because F_1 - F_2 = F, F_1 + F_2 = 2F_0$$

$$\therefore F_1 = \frac{F + 2F_0}{2} = \frac{750 + 2 \times 1125}{2} \text{ N} = 1\,500 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 - F = (1\,500 - 750) \text{ N} = 750 \text{ N}$$

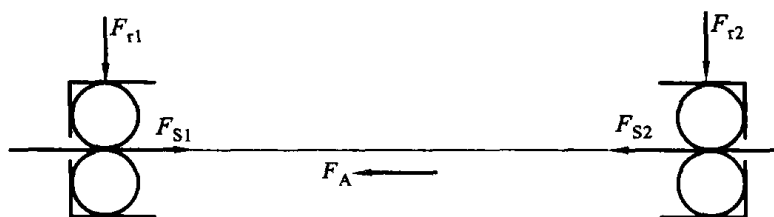
3. 答: (1) 蜗杆及蜗轮的轮齿螺旋线均为右旋, 如下图所示。



(2) 啮合点所受各力 F_{r1} 、 F_{t1} 、 F_{a1} 及 F_{r2} 、 F_{t2} 、 F_{a2} 均示于图解中。

(3) 反转手柄使重物下降时, 蜗轮上所受的 F_{r2} 不变, 仍指向蜗轮轮心; F_{t2} 方向不变, F_{t2} 乘以半径与重物产生之力矩平衡; F_{a2} 与原方向相反, 变为指向纸面 (即 $\otimes$ 表示 F_{a2})。

4. 答:



(1) 内部轴向力的计算

$$F_{S1} = F_{r1} / 2Y = 970 / 2 \times 1.7 \text{ N} = 285.3 \text{ N}$$

$$F_{S2} = F_{r2} / 2Y = 840 / 2 \times 1.7 \text{ N} = 247.1 \text{ N}$$

(2) 判断 $F_{S2} + F_A = 247.06 + 237 \text{ N} = 484.1 \text{ N} > F_{S1} = 285.3 \text{ N}$

所以 I 被压紧, II 被放松。

(3) $F_{a1} = F_A + F_{S2} = 484.06 \text{ N}$

$$F_{a2} = F_{S2} = 247.06 \text{ N}$$

$$(4) \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{484.06}{970} = 0.499 > e = 0.36, \quad X_1 = 0.4, \quad Y_1 = 1.7$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{247.06}{840} = 0.294 < e = 0.36, \quad X_2 = 1, \quad Y_2 = 0$$

$$(5) F_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = (0.4 \times 970 + 1.7 \times 484.06) \text{ N} = 1210.9 \text{ N}$$

$$F_2 = X_2 F_{r2} = 1 \times 840 \text{ N} = 840 \text{ N}$$

(6) 因为 $F_1 > F_2$, 所以取 $F_F = F_1 = 1210.9 \text{ N}$ 计算轴承寿命 L_h 。

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C_r}{f_F F_r} \right)^\epsilon$$

其中: $\epsilon = 10/3$, $f_T = 1.0$, $f_F = 1.1$, $n = 1200 \text{ r/min}$

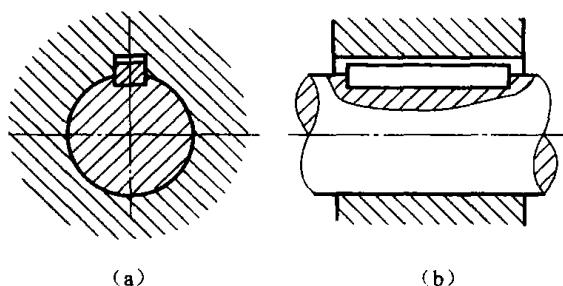
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 1200} \left(\frac{1.0 \times 24800}{1.1 \times 1210.9} \right)^{10/3} \text{ h} = 237594 \text{ h}$$

因为 $L_{10h} > L'_{10h} = 24000 \text{ h}$

所以该轴承满足要求。

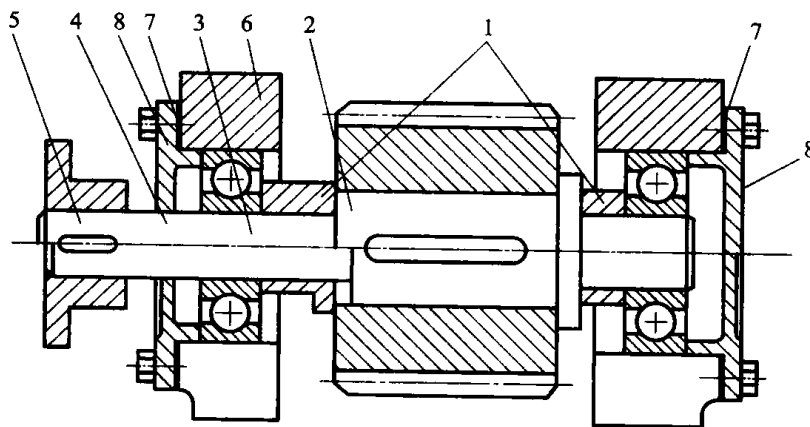
四、结构题

1.



2. 本题的典型错误:

① 套筒过高, 不便拆轴承; ② 齿轮不能准确固定; ③ 安装轴承处轴径不应和密封轴段轴径相同; ④ 透盖应与轴有间隙且密封; ⑤ 联轴器轴段轴径应比密封轴径小些 (或联轴器不能定位); ⑥ 分箱面不应画剖面线; ⑦ 轴承凸台应突出, 以便加工; ⑧ 端盖应凹下去, 以便减小加工面。



参考文献

- [1] 宋宝玉, 王黎钦. 机械设计. 北京: 高等教育出版社, 2010.
- [2] 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [3] 陈铁鸣. 机械设计. 3 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2006.
- [4] 王连明, 宋宝玉. 机械设计课程设计. 3 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2007.
- [5] 邢琳, 王潍. 机械设计习题与指导. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [6] 侯玉英, 孙立鹏. 机械设计学习指导与典型题解. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [7] 吴宗泽, 肖丽英. 机械设计学习指南. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [8] 姜洪源. 机械设计试题精选与答题技巧. 2 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2005.

郑 重 声 明

高等教育出版社依法对本书享有专有出版权。任何未经许可的复制、销售行为均违反《中华人民共和国著作权法》，其行为人将承担相应的民事责任和行政责任，构成犯罪的，将被依法追究刑事责任。为了维护市场秩序，保护读者的合法权益，避免读者误用盗版书造成不良后果，我社将配合行政执法部门和司法机关对违法犯罪的单位和个人给予严厉打击。社会各界人士如发现上述侵权行为，希望及时举报，本社将奖励举报有功人员。

反盗版举报电话：(010)58581897/58581896/58581879

反盗版举报传真：(010)82086060

E-mail：dd@hep.com.cn

通信地址：北京市西城区德外大街4号

高等教育出版社打击盗版办公室

邮 编：100120

购书请拨打电话：(010)58581118