机械设计基础·课堂知识手册

09 月 03 日

课程基本信息

- 课程名称：机械设计基础，48 学时，3 学分，第 1 周到第 12 周
- 课程设计：第 19、20 周，24 学时，2 学分，与机械设计基础分别考核
- 本课程由机械原理与机械设计两门课合并而成（安全工程专业），内容不会减少
- 教材电子版与课件在雨课堂”电子版资源”中，分章节上传（1-5 章、6 章、7-10 章、11-15 章）
- 网上作业系统：账号为学号，初始密码 123456，有问题联系助教
- 课堂练习：每节课 3-5 道题，尽量当堂完成；第一章有章节测试
- 学堂在线平台有补充资源，不作强制要求

风力发电中的机械装置



- 风力发电机通过叶片将风能转化为电能，叶片低速旋转无法直接产生有效电力输出
- 叶片转速低的原因：噪音问题、机械强度限制
- 需要在叶片与发电机之间加入**变速箱（gearbox）**来提高转速

定义

变速箱（gearbox）：一种通过齿轮传动改变转速的装置，分为减速器和增速器两大类。默认情况下我们常说的”减速器”指减速装置，而风力发电中叶片转速低、输出端需要高转速，因此用的是**增速器**。

例

风力发电机中，叶片连接大齿轮（主动轮，转速低），与电机侧的小齿轮啮合，实现增速，传动比约为 1:90，并配有制动器。

行星齿轮传动

- 风力发电机中采用的是**行星齿轮传动**，而非普通直齿轮、斜齿轮、涡轮蜗杆或锥齿轮
- 行星轮系相关内容在课本第七章”轮系”中详细讲解

定义

行星轮系：由太阳轮（中心轮）、行星轮、系杆（行星架）等构件组成的齿轮传动系统。太阳轮绕固定轴线转动；行星轮既绕自身轴线自转，其轴线又绕固定机架公转，如同月亮绕地球运动。

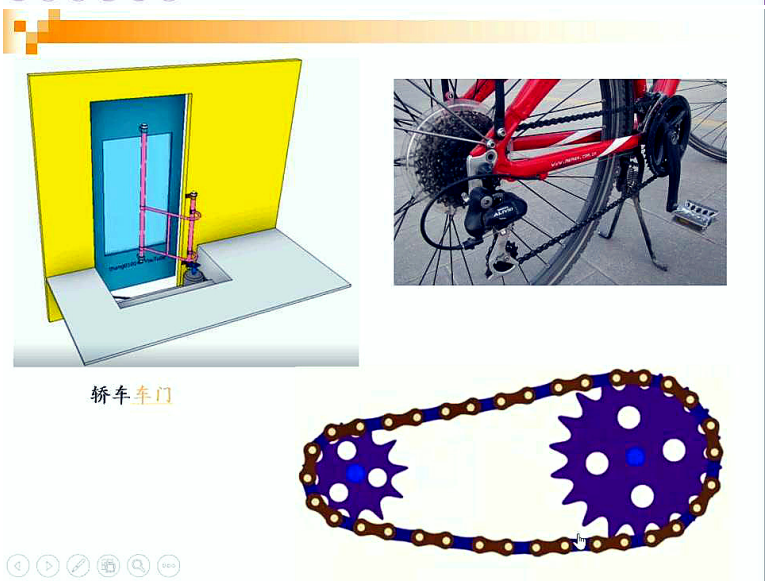
- 风力发电机中的行星轮系包含 2 个中心轮（太阳轮）和 4 个对称布置的行星轮
- 支撑行星轮转动的构件称为**系杆**（也称行星架）

注意

行星轮与普通齿轮的关键区别：行星轮的轴线不是固定不动的，它既有自转又有公转。太阳轮的轴线则是固定不动的。

车门开合机构（四杆机构）





- 公交车、地铁车门的开合采用四杆机构实现
- 机构中固定不动的构件为机架，其他构件绕转动副做摆动，推动车门做平移运动
- 相关构件长度相等且平行，属于典型的四杆机构应用
- 四杆机构相关内容在第二章、第三章中讲解

例

车门开合：机架固定，两个构件长度相等且平行，通过转动副连接，构件在角度范围内摆动，推动车门平移实现开关。

自行车变速机构

- 自行车变速系统通过链条传动实现，是机械传动在生活中的典型应用
- 链条传动属于机械传动的一种形式，与后续课程内容相关

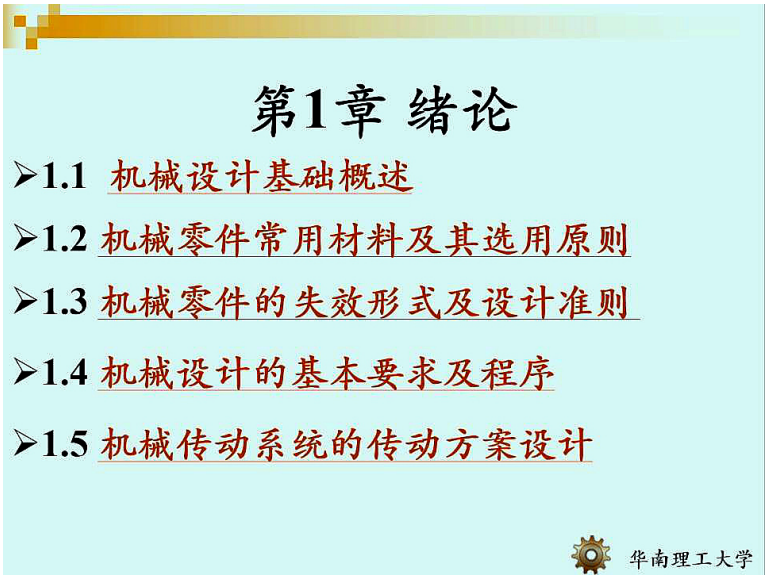
课程内容预告

- 齿轮相关知识：第六章
- 轮系（含行星轮系）：第七章
- 四杆机构：第二章、第三章
- 自由度计算：第一章、第二章

注意

风力发电中用的是行星齿轮传动，不是锥齿轮（锥齿轮是两个轴线相互垂直的圆锥形齿轮），也不是涡轮蜗杆传动。

课程章节与内容安排



- 本课程涉及传动部分，链传动为第九章，第八章为带传动，第七章为轮系
- 课程内容分为两大篇：**理论基础篇**（48 学时解决）与**设计方法篇**（课程设计解决）
- 基础理论篇共 16 章，其中 3 章不讲：第十六章弹簧、第十二章滑动轴承、第五章机械条数
- 剩余 13 章在 12 周内完成，基本一周一章，但学时分配不均：齿轮约 8 学时，轮系约 2 学时
- 设计方法篇中的重要内容会在 48 学时中穿插点到，PPT 中会给出

学习方法与要求

- 无特殊情况需到课室上课，课堂参与是重要评价依据
- 作业系统一周内自动关闭，不要拖到最后一天 10:00 才做
- 课堂练习通过雨课堂随时参与，老师会结合 PPT 讲解

- 雨课堂视频不强制观看，以线下教学为主，课堂内容当堂消化
- 老师课前准备时间远超 45 分钟，课堂跟学比自学效果好

考核方式

- 期末 70%（闭卷考试），平时 30%
- 平时成绩依据：出勤、网上作业系统、雨课堂课堂练习参与程度、讨论参与程度
- 平时成绩最重要的是参与程度，而非具体分数；作业系统评分可能不完善，不必在意分数
- 平时练习按考试模式设计，课堂练习做多了自然掌握考试方式
- 期末考试分数是硬性的，100 就是 100，60 就是 60

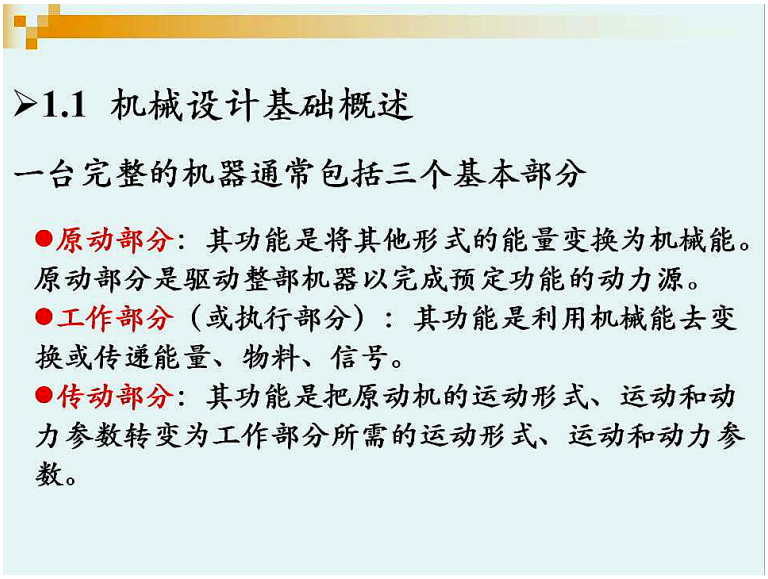
绪论章节结构

- 绪论含 5 个小节：概论、材料、失效、基本程序、传动
- 材料部分不展开讲（已学过工程材料/金属材料），着重”会用”即可
- 机械零件失效是重点，需讲解
- 传动部分与课程设计密切相关，会贯穿到 48 学时某些章节节点中

课程设计相关内容

- 课程设计前期需明确要做什么，部分计算内容在课堂中布置（用自己数据计算，而非课本作业）
- 重点涉及三部分：**带传动、齿轮传动、电动机选择**
- 课程设计主体在最后两周完成

机器的组成

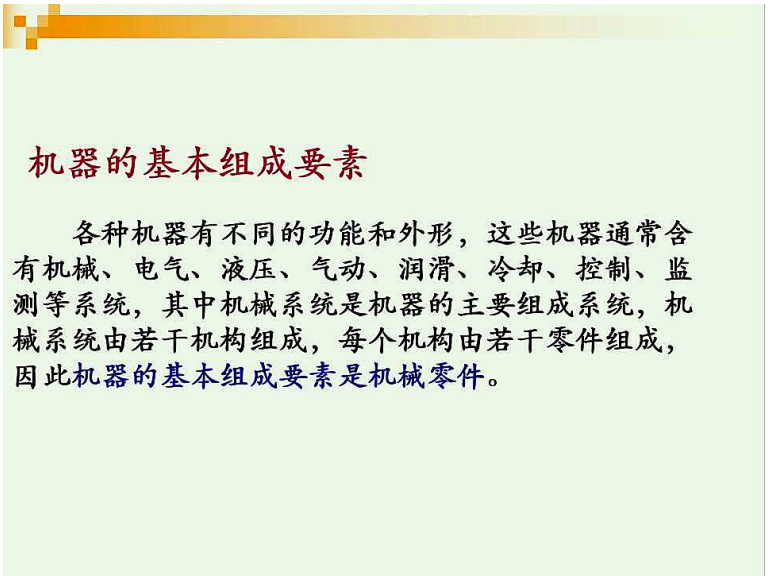


定义

机器主要由原动部分、工作部分、传动部分组成。

- **原动部分**：将其他形式的能量转变为机械能（如电机）
- **工作部分**：利用机械能去执行、变换或传递能量、物料或信号
- **传动部分**：将原动机的运动和动力参数转换成工作机所需的参数

机械的基本组成要素

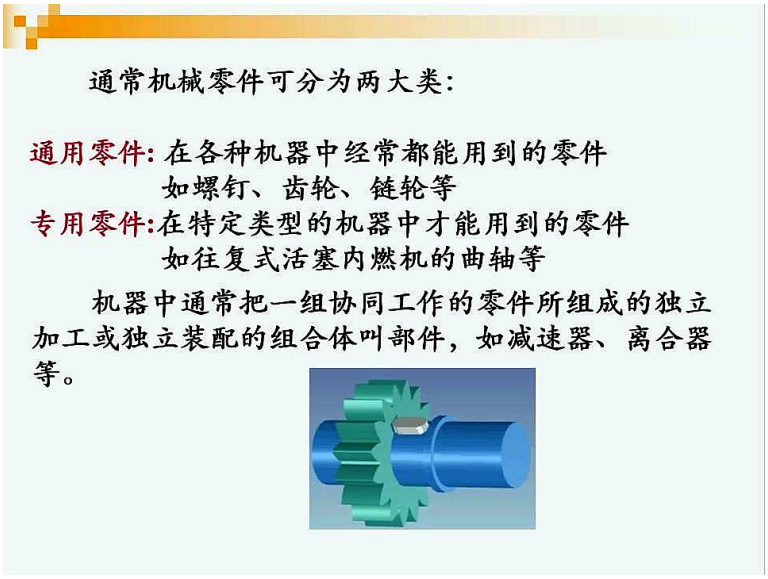


- 机器由若干个机构组成（如车床的机械系统）
- 机构由若干个构件组成
- 构件是机构中的基本运动单元，可能由一个零件充当，也可能由多个零件组成
- 机器最基本的组成要素是机械零件

例

金工实习中加工轴用的车床就是一个机器，包含机械、电气、液压、气动、冷却、控制等系统，其中机械系统由若干机构组成。

通用零件与专用零件



- 通用零件：在各种机器中普遍使用的零件，如齿轮、链轮
- 专用零件：特定机器中使用的零件，如内燃机中的曲轴

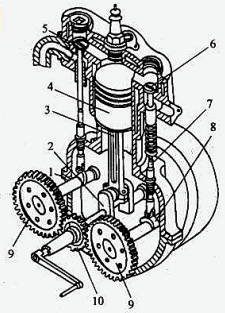
例

车门关闭时绕机架转动的构件是曲柄或摇杆，属于 4 杆机构中的一个构件。

内燃机中的机构组成

若从运动的观点来研究机器:

- 机器由机构组成
- 机构由若干构件组成
- 各构件之间具有确定的相对运动
- 机构通常指传递运动的机械



单缸四冲程内燃机包含了3个机构:

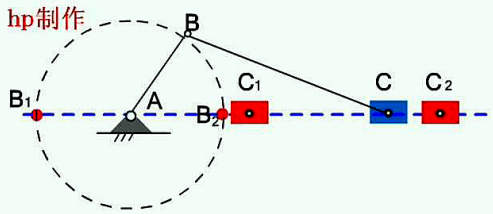
(1) 曲柄滑块机构由曲轴2、连杆3、活塞4组成;

(2) 凸轮机构由进、排气阀5和6、从动杆7、凸轮8组成;

(3) 齿轮机构由齿轮9和9'、齿轮10组成。

内燃机视频

14



曲柄滑块机构

15

- 内燃机作为机器，由若干个机构组成，包括**曲柄滑块机构、凸轮机构、齿轮机构**
- 曲柄滑块机构：曲柄做整周回转，通过连杆驱动活塞做直线往复运动
- 凸轮机构：凸轮与从动件接触，驱动进气/排气阀做直线往复运动，凸轮外形与排气要求相关
- 齿轮机构：带动轴转动，属于轮系

定义

曲柄：能做整周回转的构件。**连杆**：连接曲柄与活塞（滑块）的构件。**滑块**：活塞在曲柄滑块机构中相当于滑块。

注意

曲柄滑块机构是由丝杆机构演化而来的，具体演化过程在第三章讲解。

运动副

定义

运动副：相邻构件之间连接的地方，允许构件间产生相对运动。

- 曲柄与连杆之间、曲柄与机架之间都通过运动副连接
- 运动副相关内容在第二章讲解

例

门与门架之间的铰链构成一个**转动副**，使门可以做一定的摆动。

内燃机中的构件组成

- 曲柄滑块机构中的活动构件：曲柄、连杆、活塞（滑块）
- 曲柄滑块机构中还有一个不动的构件——**机架**，曲柄绕机架做整周回转
- 连杆作为一个构件，由若干个零件组成

注意

机构中除了活动构件外，还有机架（固定构件）。内燃机示意图中通常只标出活动构件，机架容易被忽略。

课程章节与机构对应关系

- 第二章、第三章：运动副、4 杆机构
- 第四章：凸轮机构
- 第五章：不讲
- 第六章：齿轮
- 第七章：轮系
- 内燃机涵盖了前 7 章的重要内容

零件与构件



图1.1内燃机的连杆

1-连杆体；2-螺栓；3-螺母；4-连杆盖

- 构件是机构中的运动单元，零件是加工单元
- 一个构件可以由一个或多个零件组成
- 以曲柄滑块机构中的连杆为例：连杆体 + 连杆盖，通过螺纹连接，共 4 个零件组成一个构件

- 组成同一构件的多个零件之间**没有相对运动**；相对运动只发生在构件与构件之间（如连杆与曲柄、连杆与活塞之间）

定义

零件是机械中的**加工单元**；构件是机械中的**运动单元**。构件可以是一个零件，也可以由多个零件刚性连接而成。

注意

组成同一构件的多个零件（如连杆体和连杆盖）之间没有相对运动，它们作为一个整体参与运动。相对运动只存在于不同构件之间。计算自由度时，连杆作为一个活动构件计，而不是按 4 个零件计。

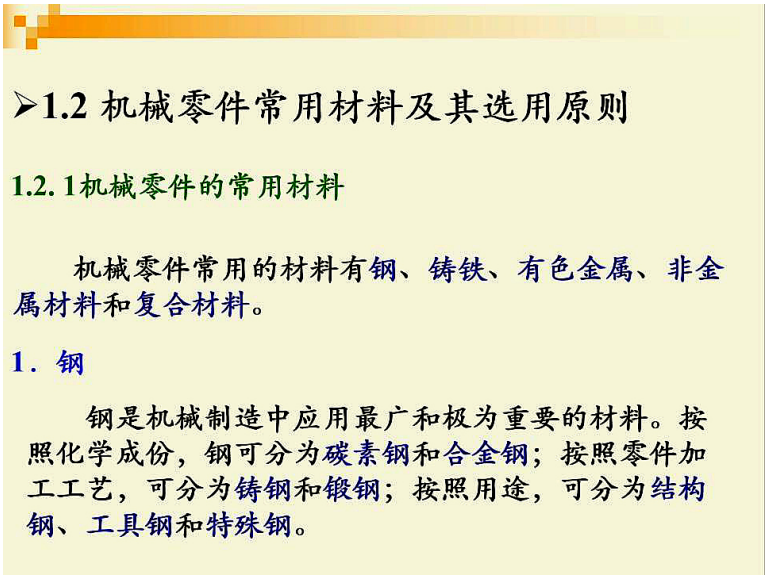
机器、机构与构件的关系

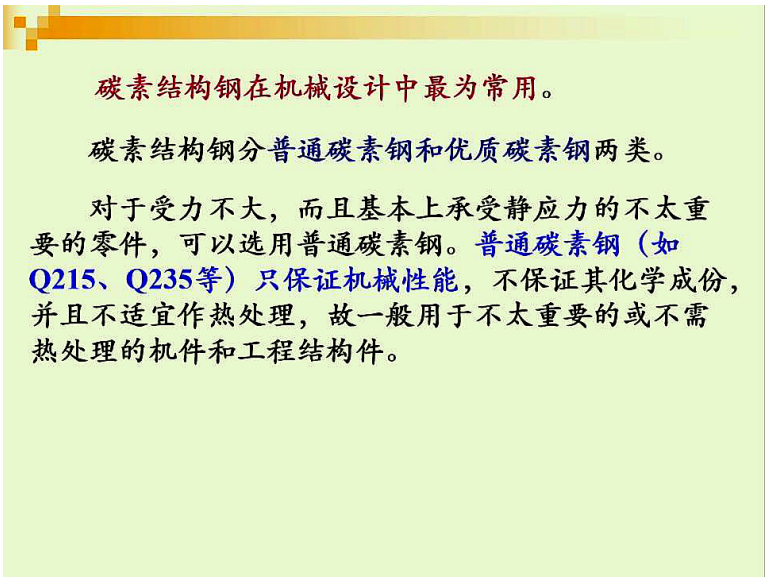
- 机器由机构组成，机构由若干构件组成
- 相邻且有相对运动的构件之间通过**运动副**连接
- 转动副只是运动副的一种，运动副的具体类型在第二章展开

例

曲柄滑块机构由曲柄、连杆、滑块、机架组成，各构件之间具有确定的相对运动，相邻构件间通过运动副连接。

常用材料





- 金属材料：钢（普通碳素钢、优质碳素钢、低碳钢、中碳钢、高碳钢、合金钢、铸钢）、铸铁、有色金属（铝合金、铜合金、轴承合金）
- 非金属材料：塑料、橡胶、复合材料

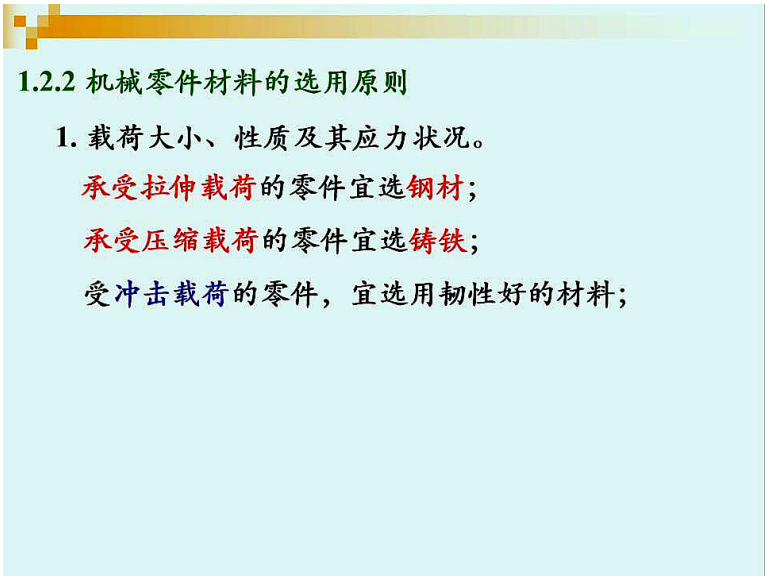
定义

Q215、Q235 中的 Q 表示屈服强度，数字表示屈服强度数值（如 Q235 表示屈服强度为 235 MPa）。

例

低碳钢常用于螺钉、螺母、轴；中碳钢常用于螺栓、轴、齿轮；铸铁中灰铸铁（HT）和球墨铸铁（QT）应用广泛，如减速器金属箱体常为铸铁件。

材料选择原则



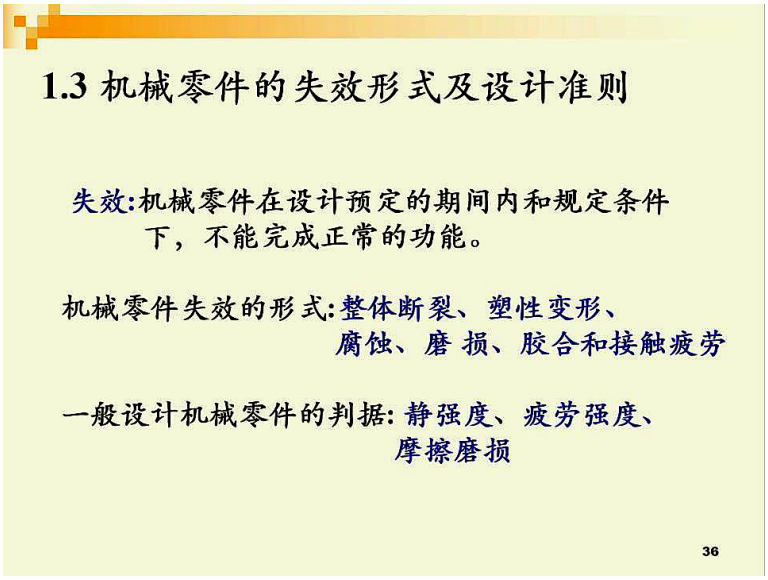
- 与载荷的大小、性质及应力状态有关
- 受拉伸的零件一般用钢材，受压缩的零件一般用铸铁
- 受冲击载荷时选择韧性好的材料
- 考虑零件的工作条件、尺寸及加工工艺（铸造毛坯用铸造材料，焊接件用焊接工艺）

- 经济性：加工成本和费用尽量低

注意

受拉伸用钢材、受压缩用铸铁是材料选择的基本常识，与载荷性质直接相关。

失效



- 机械零件在设计预定的时间内和规定条件下不能完成正常的功能，称为失效

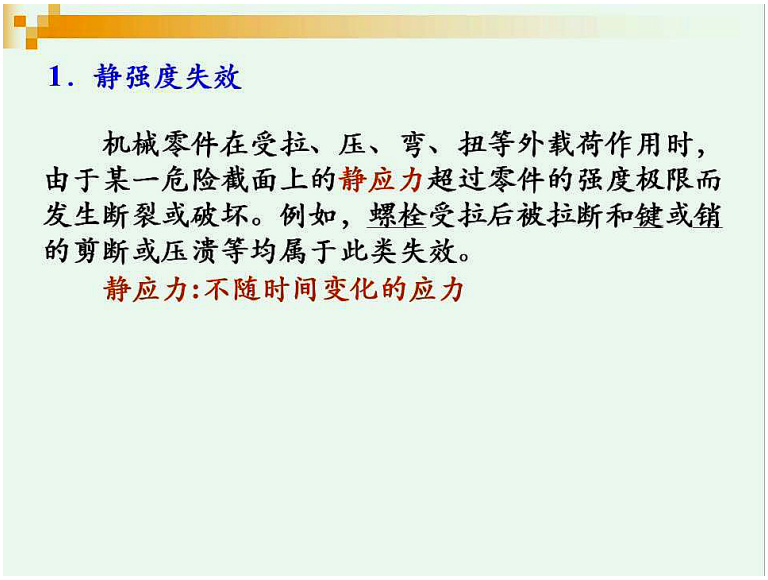
定义

失效：机械零件在设计预定的时间内和规定条件下不能完成正常的功能。

例

自行车链条断裂或脱裂，在机械设计中都称为失效。

通用零件的失效形式



3．摩擦学失效

摩擦学失效主要是腐蚀、磨损、打滑、胶合和接触疲劳。

腐蚀是发生在金属表面的一种电化学或化学侵蚀现象，其结果将使零件表面产生锈蚀而使零件的抗疲劳能力降低。

磨损是两个接触表面在作相对运动的过程中，表面物质丧失或转移的现象。

- 整体断裂、塑性变形、腐蚀、磨损、胶合、接触疲劳
- 失效形式与材料、零件类型及使用工况有关
- 本课程重点讲解：静强度、疲劳强度、摩擦磨损

注意

疲劳强度失效难以预先察觉，危险性较大，需特别重视。

静强度与疲劳强度

- 静强度：针对螺纹连接、键等进行正应力和剪应力计算，应小于等于许用值
- 疲劳强度：针对齿轮、链传动、滚动轴承、轴等，正应力和剪应力应小于等于许用值，由疲劳极限和安全系数确定

定义

静应力：不随时间变化的应力。变应力：随时间变化的应力，与疲劳强度相关。

摩擦学设计

3．摩擦学设计准则

耐磨性是指作相对运动零件的工作表面抵抗磨损的能力。机械零件磨损后，将改变其尺寸与形状，降低机械的工作精度，削弱其强度。据统计，由于磨损而导致失效的零件约占全部报废零件的80%。

由于目前对磨损的计算尚无可靠、定量的计算方法，因此常采用条件性计算。

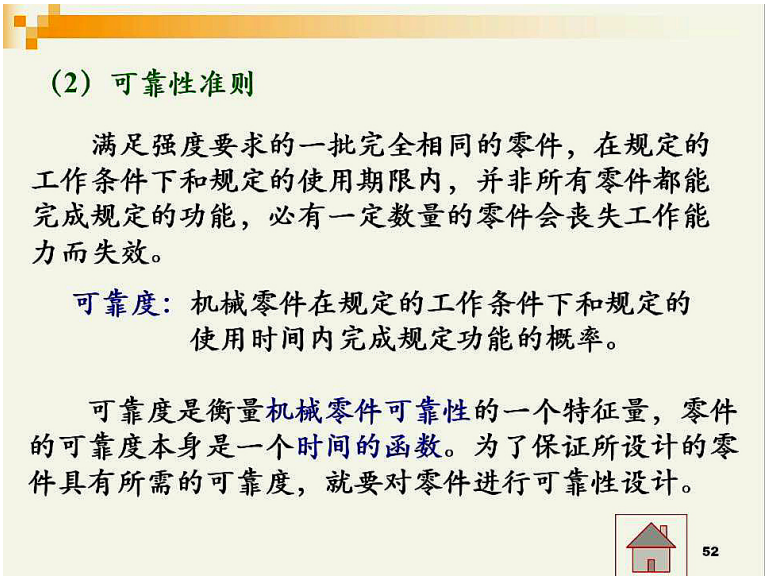
验算压强p不超过许用值，以保证工作面不致产生过度磨损；

验算压强和速度乘积pV值不超过许用值，以限制单位接触表面上单位时间内产生的摩擦功不致过大，可防止发生胶合破坏；

验算工作速度V。

- 对压强、压强与速度、速度三方面进行条件性计算
- 滑动轴承中摩擦磨损问题较多，应用摩擦学设计

其他设计计算

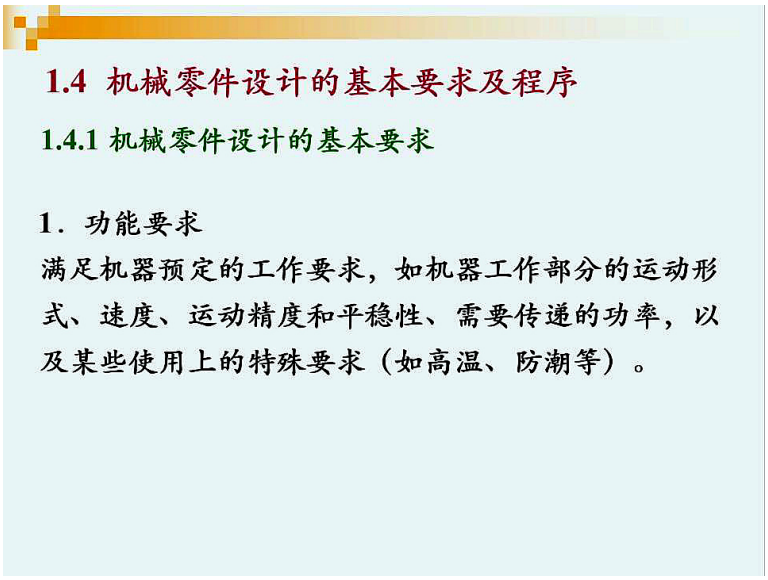


- 刚度：涉及挠度、偏转角、扭转角，细长轴等对刚度要求高的场合需特别关注
- 可靠性：零件在规定工作条件和规定使用时间内完成规定功能的概率，在轴承部分详细讲解

定义

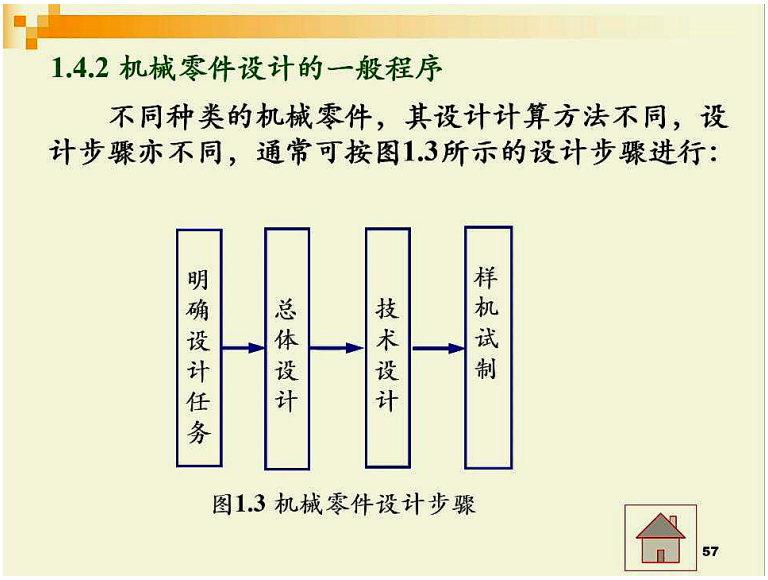
可靠性：机械零件在规定的工作条件下和规定的使用时间内完成规定功能的概率。

机械零件的基本要求



- 功能要求：满足预定功能（如压力容器需满足温度、压力等要求）
- 安全性：符合安全规则和标准
- 经济性：降低整体成本

机械零件设计的一般程序



- 明确任务，确定要实现的功能
- 进行整体设计，给出技术设计方案
- 样机试制或批量生产

课程设计与减速器绘制

- 前期制图课画减速器时，尺寸由老师给定，学生按图抄画
- 本次课程设计（第 19-20 周）中，所有尺寸需通过本课程 48 学时所学知识自行设计计算得出
- 每个学生的设计数据已通过公告下发

> **注意**
>
> 课程设计与前期制图练习的最大区别：前期是给定尺寸抄画，本次是自行设计所有尺寸。装配图、零件图的标注需结合互换性课程知识（如公差、配合标注）。

课程设计任务概述

- 本次课程设计为一级减速器设计，只有一对齿轮啮合（小齿轮 + 大齿轮）
- 每位同学的初始数据不同（公告中已下发），因此设计结果各不相同
- 减速器装置包含两根轴：高速轴和低速轴
- 轴和轴上零件最终都安装在箱体中，箱体分为上箱盖和下箱体，通过螺栓、螺母连接
- 设计完成后需提交三视图（左视图必画）、标题栏和明细栏

减速器的主要组成零件





- **轴**：高速轴、低速轴（第十五章讲解轴的设计）
- **齿轮**：小齿轮、大齿轮
- **轴承**：滚动轴承，安装在箱体的轴承座上（第十三章讲解选型与校核）
- **轴承盖**：用于封闭轴承
- **垫片**：用于调整和密封
- **螺栓、螺母**：连接上下箱体
- **键连接**：实现齿轮与轴之间的周向固定，传递转矩
- **润滑与密封**：涉及垫片等零件的润滑密封问题

齿轮轴（小齿轮直接加工在轴上）

定义

齿轮轴：小齿轮直接加工在轴上，轴与齿轮为一体，不再单独加工齿轮零件。

- 当小齿轮的齿根圆直径与轴段直径相差不大时，无法单独加工齿轮再与轴配合
- 若单独加工，齿轮的孔会很大，与轴配合时轮缘太薄，强度不足
- 因此小齿轮设计为**齿轮轴**，高速轴即齿轮轴
- 大齿轮尺寸较大，作为**独立零件**单独加工，再与轴通过键连接配合

例

小齿轮齿根直径与轴径接近 → 做成齿轮轴；大齿轮尺寸大 → 单独加工，用键与轴连接。

键连接的作用

- 键连接实现齿轮与轴之间的**周向固定**
- 传递**转矩**（从电动机传来的转矩经齿轮传动传递）
- 齿轮上有键槽，轴上也有键槽，键装入后实现连接
- 齿轮轴（小齿轮）不需要键连接，因为齿轮与轴为一体

大齿轮的轴向定位

- 大齿轮从**下方**装入轴（从轴环一侧装入）
- **轴环**的作用：实现齿轮的**轴向定位**，保证齿轮在传动中有准确的工作位置
- 齿轮另一侧通过**套筒**（此处称为**导流环**）进行轴向定位
- 轴的结构设计需同时考虑**轴向定位**和**周向固定**

注意

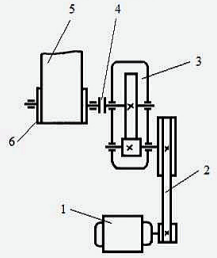
轴向定位（轴环、套筒）与周向固定（键连接）是两个不同的概念，不要混淆。轴向定位保证零件在轴上的轴向位置，周向固定保证零件与轴一起转动并传递转矩。

课程设计解决的问题

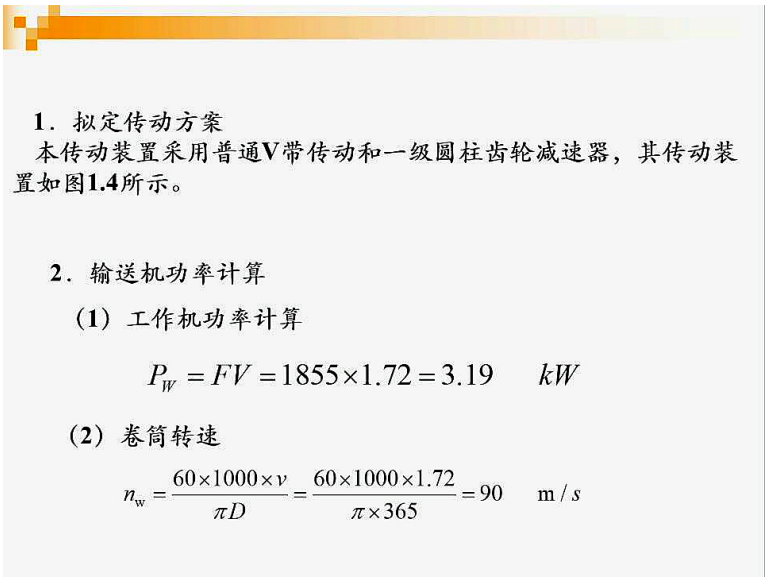
- 给定工作机三个初始数据：
  - F：工作拉力（约 3000~4200 N）
  - v：物料移动的线速度（约 1 m/s）
  - d：卷筒直径
- 任务：将物料从 A 点输送到 B 点
- 解决方案有多种（机械手、气缸推动等），本课程统一采用**电动机驱动 + 带传动 + 齿轮传动**的方案

传动方案（统一方案）

例1.1 试设计运送原料的带式运输机的传动装置。设计的原始数据：输送带工作拉力F=1855N；输送带工作速度v=1.72m/s；滚筒直径D=365mm。工作条件：工作载荷有轻微冲击，室内工作，水分和颗粒为正常状态，允许总传动比误差不超过±4%，齿轮使用寿命为10年，轴承使用寿命不小于15000小时，两班工作制，滚筒（包括其轴承及输送带）效率η=0.94。试拟定传动方案，计算传动系统功率、选择电动机



1—电动机；2—V带传动；3—一级圆柱齿轮减速器；4—联轴器；5—输送带；6—滚筒



1．拟定传动方案

本传动装置采用普通V带传动和一级圆柱齿轮减速器，其传动装置如图1.4所示。

2．输送机功率计算

（1）工作机功率计算

$$P_W = FV = 1855 \times 1.72 = 3.19 \quad kW$$

（2）卷筒转速

$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.72}{\pi \times 365} = 90 \quad \mathrm{m/s}$$

- **电动机** → **V 带传动**（一级减速）→ **齿轮传动**（二级减速）→ **联轴器** → **卷筒** → 输送物料
- 电动机转速较快（同步转速 1000 或 1500 r/min），而卷筒转速较慢（约 75~100 r/min），因此需要减速装置

例

电动机 1500 r/min，卷筒约 75 r/min，转速相差大，必须通过带传动和齿轮传动逐级减速。

带传动的类型

- **摩擦型带传动**：如 V 带传动，靠摩擦力传递动力（本设计选用）
- **同步带传动**：靠齿啮合传动，如汽车、3D 打印机中的同步带

联轴器的作用

定义

联轴器：连接两根轴（减速器低速轴与卷筒轴），使其一起转动并传递转矩的装置。

- 减速器低速轴与卷筒轴若做成一体，安装不方便，因此分别制造后用联轴器连接
- 联轴器由**两个半联轴器**组成：主动端（连接低速轴）、从动端（连接卷筒轴）
- 两个半联轴器通过螺栓连接，称为**凸缘联轴器**
- 联轴器有专门章节讲解

电动机的选择

4．电动机的转速

●同一功率的异步电动机有3000r/min、1500r/min、1000r/min、750r/min等几种同步转速。

●一般来说，电动机的同步转速愈高，磁极对数愈少，外廓尺寸愈小，价格愈低；反之，转速愈低，外廓尺寸愈大，价格愈贵。

●因此，在选择电动机转速时，应综合考虑与传动装置有关的各种因素，通过分析比较，选出合适的转速。

●一般选用同步转速为1000r/min和1500r/min的电动机为宜



3．选择电动机

（1）选择电动机类型

按工作条件和要求，选用Y系列三相异步电动机。

（2）选择电动机功率

按式（1.9）计算电动机所需功率

$$P_d=P_w/\eta \qquad \text{kW}$$

式中，；P_w=3.19kW；传动装置的总效率

$$\eta=\eta_1\eta_2\eta_3^2\eta_4$$

- 工作机所需功率：Pw = F × v
- 电动机所需功率：Pd = Pw / η（η 为总效率）
- 总效率 η 包含各环节效率：
  - V 带传动效率
  - 齿轮传动效率
  - 轴承效率（高速级轴承、低速级轴承）
  - 联轴器效率
  - 运输机与滑动轴承效率（ηw ≈ 0.96）

> **注意**
>
> 效率值需查教材附录（课本第 16 页传动效率表），不要凭记忆估算。

- 选择电动机型号时，额定功率必须大于等于电动机所需功率 Pd
- 建议选择同步转速为 1000 r/min 或 1500 r/min 的电动机
- 电动机参数（额定功率、同步转速、满载转速）在课本最后一页附录中查找

传动比的计算与分配

- 总传动比 = 电动机满载转速 / 工作机转速

- 总传动比分配给带传动和齿轮传动两部分
- 传动比分配在讲完带传动和齿轮传动后再进行，暂不要求

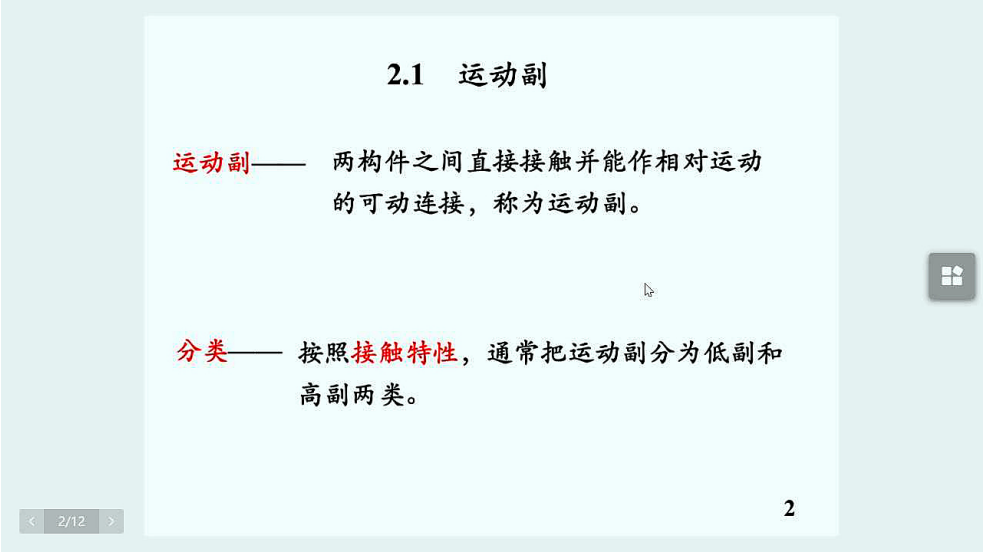
> **注意**
>
> 传动比分配暂不做，等讲完带传动和齿轮传动后再完成。当前只需完成电动机的选择。

课程设计进度安排

- 当前阶段：完成电动机的选择（可参考教材例题）
- 后续：讲完带传动和齿轮传动后，提交前期初步数据
- 计算过程需用纸张保存，后续提交
- 疑问可通过雨课堂或课堂讨论解决

09 月 04 日

运动副的定义



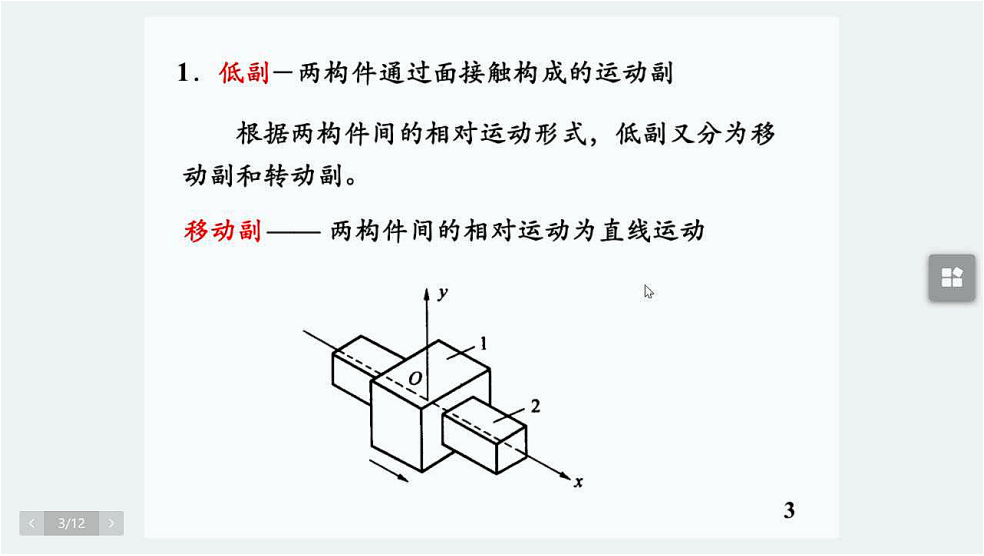
- 运动副：两构件之间直接接触，并能做相对运动的可动连接。
- 内燃机曲柄滑块机构中，曲柄与连杆、连杆与活塞、曲柄与机架、活塞与机架之间均构成运动副。

> **定义**
>
> 运动副是两构件之间直接接触，并且能做相对运动的可动连接。

运动副的分类依据

- 运动副以接触特性为依据进行分类。
- 接触类型分为：面接触、点接触、线接触。
- 按接触类型将运动副分为两大类：低副和高副。

低副



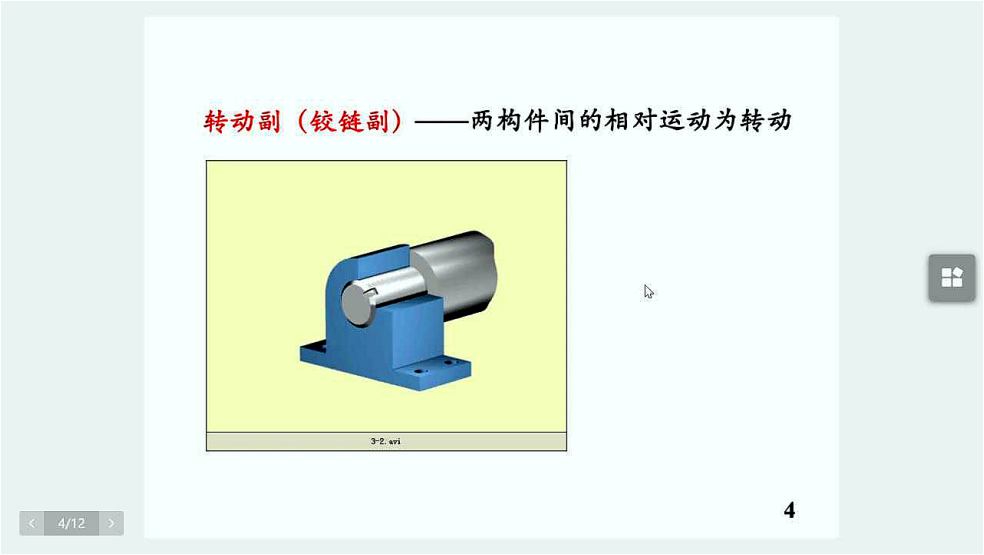
- 低副：两构件通过面接触构成的运动副。
- 低副分为两种：移动副和转动副。

> **定义**
>
> 低副是两构件通过面接触构成的运动副。

移动副

- 构件一相对构件二只能在 X 方向（或 Y 方向）上移动。
- 两构件之间为面接触，属于低副。
- 具体称为移动副。

转动副



- 转动副也称铰链副。
- 两构件间的相对运动为转动。
- 类比：门与门框（机架）之间构成转动副，门可绕其在一定角度范围内摆动。
- 在 xoy 平面内，相当于绕 z 轴在平面内转动。

例

门与门框之间构成转动副，门可绕转动副在一定角度范围内摆动。

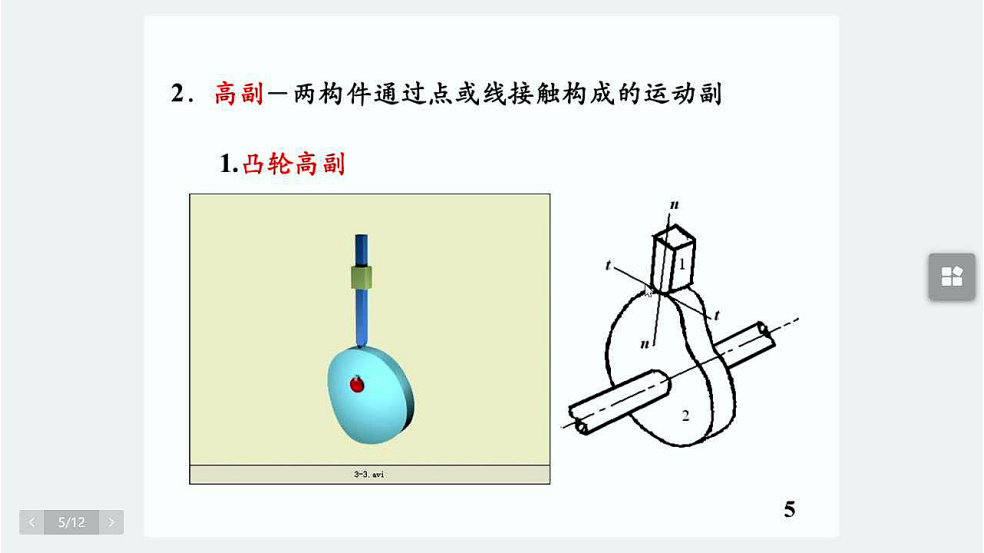
高副

- 高副：两构件通过点接触或线接触构成的运动副。
- 典型高副有两种：凸轮高副和齿轮高副。

定义

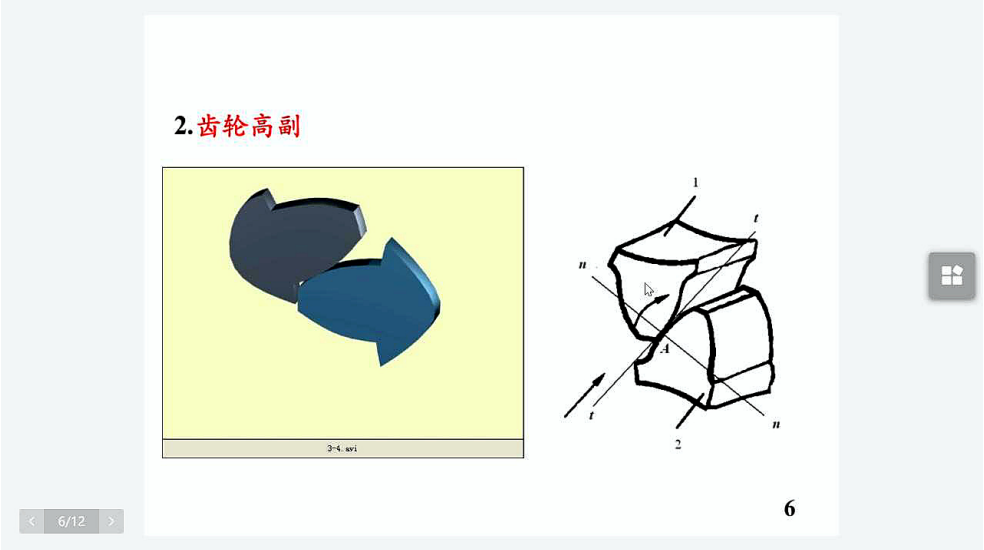
高副是两构件通过点接触或线接触构成的运动副。

凸轮高副



- 凸轮机构中，凸轮做整周回转，推动从动件做直线往复运动。
- 凸轮与从动件之间为点接触，构成凸轮高副。

齿轮高副



- 一对齿廓在啮合过程中为线接触。
- 该线接触构成齿轮高副。

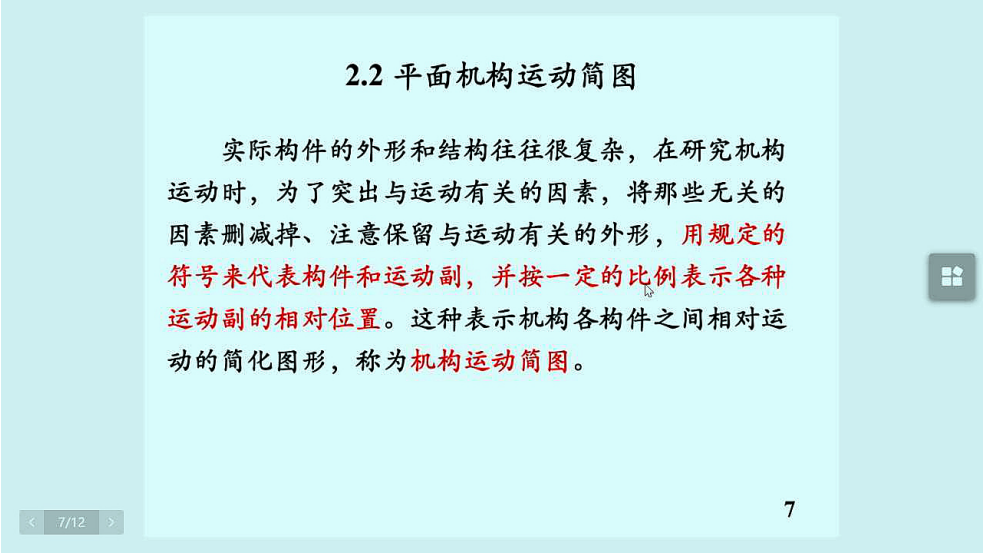
注意

低副是面接触，高副是点接触或线接触。低副与高副的区分关键在于接触形式，而非构件形状。

运动副分类总结

- 运动副按接触分为低副和高副两大类。
- 低副：移动副、转动副。
- 高副：齿轮高副、凸轮高副。

平面机构的运动简图



- 实际构件的外形和结构一般比较复杂，为突出与运动有关的因素，可删去复杂形状，用规定的符号表示构件和运动副。
- 绘制运动简图需注意两点：
  1. 用符号代替构件和运动副。
  2. 按一定比例表示各种运动副的相对位置。

定义

机构运动简图是用规定的符号代表构件和运动副，并按一定比例表示各运动副相对位置，用以表示机构中各构件之间相对运动的简化图形。

构件的分类



- 机构中的构件分为三类：固定件、原动件、从动件。

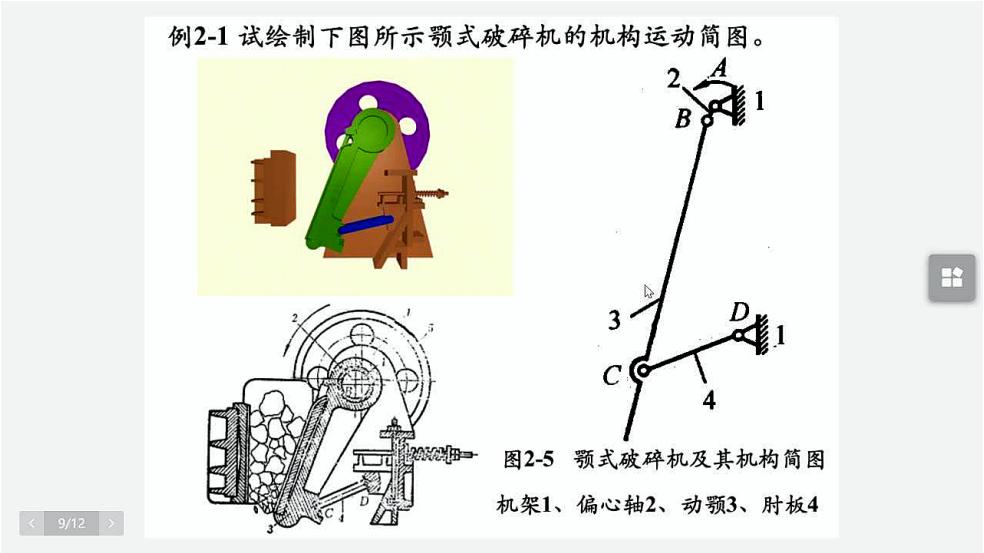
定义

固定件：固定不动的构件，如机架、门框。原动件：运动规律已知的活动构件，其运动由外界输入，又称输入构件。从动件：机构中随原动件运动而运动的其他活动构件。

注意

原动件和从动件都是**活动构件**。绘制机构运动简图时，需在原动件上加箭头以标示其为原动件。

颚式破碎机实例

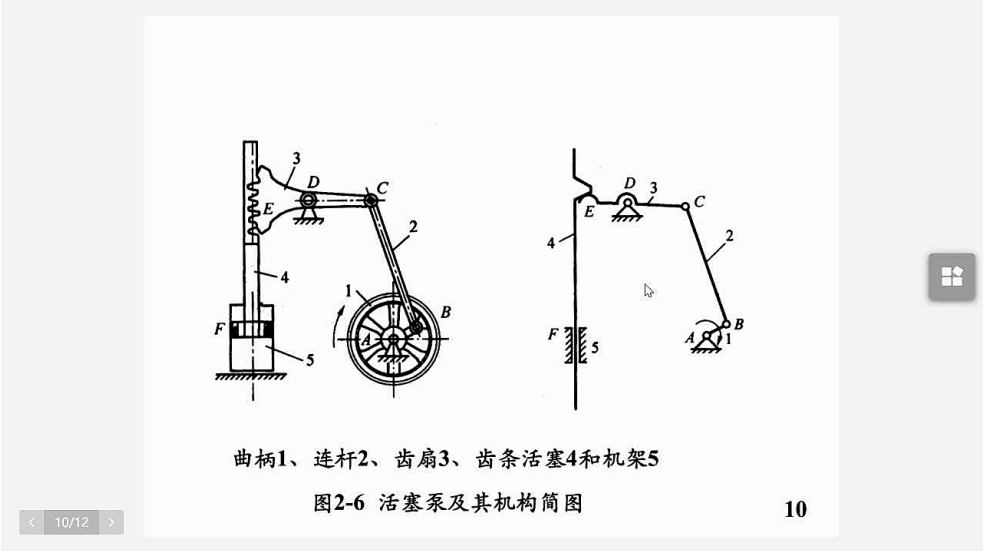


- 用途：用于厂矿中，将爆破开采出的较大石块破碎成小粒径石块，便于后续选矿、磨选等工艺。
- 结构：定颚（机架，固定不动）与动颚（可运动）。
- 工作原理：动颚像嘴巴一样张开、合上，将石块挤碎。
- 驱动方式：动颚一侧通过曲柄（偏心轴）与机架连接，另一侧通过肘板（连架

杆）与机架连接，构成四杆机构。
- 机构运动简图：曲柄（偏心轴）、动颚（连架杆）、肘板（连架杆）、机架，构成典型的**四杆机构**。

> **例**
>
> 颚式破碎机中，动颚像嘴巴一样张开合上，将石块挤碎。其机构简图由曲柄、动颚、肘板和机架构成四杆机构。

活塞泵实例



- 活塞（构件 4）做直线往复运动，与机架（构件 5）构成移动副。
- 齿扇（构件 3）绕机架 d 点做一定角度范围内的转动，与齿条啮合，将转动转换为齿条的直线运动。
- 齿条与活塞为同一构件（构件 4），构成齿条活塞。
- 驱动链：构件 1、2、3、5 构成**曲柄摇杆机构**；构件 3、4、5 构成**摇杆滑块机构**。
- 运动副分析：
  - 4 与 5 之间：移动副（低副）。
  - 4 与 3 之间：齿轮高副。
  - 其他位置：转动副。

> **注意**
>
> 绕机架做整周回转的构件称为**曲柄**；绕机架只能做一定摆动的构件称为**摇杆**。两者不可混淆。

机构运动简图的表示符号

- 移动副：构件一（机架）与构件二（活动构件）构成移动副。
- 转动副：机架与活动构件构成转动副。
- 同一位置可能同时存在转动副和移动副。

平面机构的自由度

2.3 平面机构的自由度

自由度是构件可能出现的独立运动。任何一个构件在空间自由运动时皆有六个自由度。

它可表达为在直角坐标系内沿着三个坐标轴的移动和绕三个坐标轴的转动。

而对于一个作平面运动的构件，则只有三个自由度，如图2-7所示。即沿*x* 轴和*y* 轴移动，以及在 *Oxy* 平面内的转动。

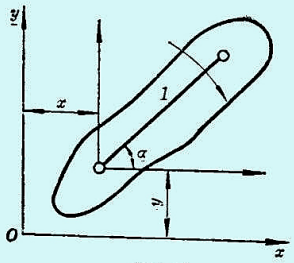


图2-7

- 平面机构自由度指在 xoy 平面内，构件不受约束时的自由度。
- 平面内自由构件有 3 个自由度：沿 x 轴移动、沿 y 轴移动、绕 z 轴转动。
- 机架固定不动，自由度为 0。

> 注意
>
> 平面机构的自由度是 3 个，空间机构是 6 个。本课程讨论的是平面机构，计算时用 3 个自由度。

自由度的计算公式

如果一个平面机构中有n个活动构件（机架不计在内）；其中有P_l个低副和P_h个高副。

这些活动构件在未用运动副连接之前的自由度总数为$3n$。

当用P_l个低副和P_h个高副连接成机构之后，全部运动副所引入的约束为$2P_L+P_H$

该机构的自由度数 F 为：

$$F = 3n-2P_l-P_h \qquad (2\text{-}1)$$

20

- 若 n 个活动构件无任何约束，自由度为 3n。
- 机构中相邻构件间有运动副，运动副会引入约束。
- 低副（移动副、转动副）引入 2 个约束。
- 高副（凸轮高副、齿轮高副）引入 1 个约束。

定义

平面机构自由度计算公式：F = 3n - 2P_L - P_H 其中：n 为活动构件数，P_L 为低副数目，P_H 为高副数目。

注意

计算自由度时，n 指的是活动构件数，机架（固定件）不计入 n。低副引入 2 个约束，高副引入 1 个约束，两者约束数不同，不可混淆。

例

高副（如凸轮高副）只约束了沿公法线方向的移动，沿公切线方向的移动和转动两个自由度未被约束，因此一个高副只引入 1 个约束。

运动副引入的约束数

1. 低副

(1) 移动副

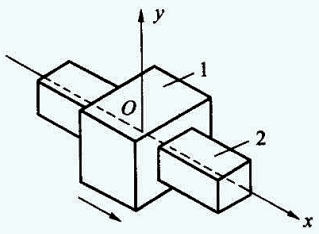


图2-1 移动副约束

16

(2) 转动副

如图2-2所示，约束了沿X、Y轴移动的自由度，只保留一个转动的自由度。

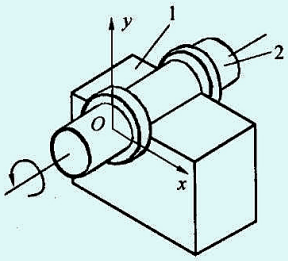


图2-2 转动副约束

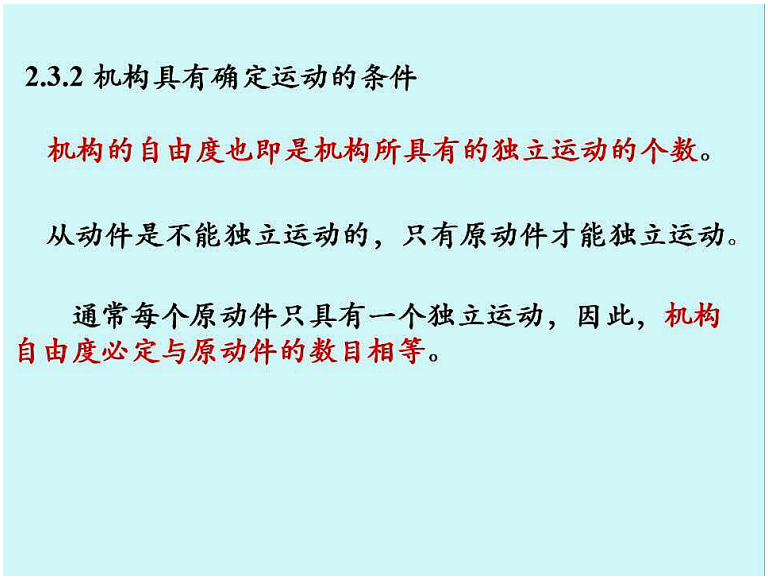
- 一个低副（转动副/移动副）引入 2 个约束
- 一个高副（点/线接触）引入 1 个约束
- 自由度计算公式：F = 3n - 2P_L - P_H
  - n：活动构件数（不含机架）

  - P_L：低副数目
  - P_H：高副数目
- 公式中的系数 2 对应低副（P_L），系数 1 对应高副（P_H），不要记混

注意

不要死记公式，容易把系数 2 和 1 的位置记错。要理解：低副约束 2 个自由度，高副约束 1 个自由度，所以低副前系数是 2，高副前系数是 1。

机构具有确定运动的条件



- 机构的自由度数目 = 机构所具有的独立运动个数
- 具有独立运动的构件是原动件
- 机构具有确定运动的条件：自由度数目 = 原动件数目
- 若自由度 ≠ 原动件数，则机构运动不确定或无法运动

例

鄂式破碎机（四杆机构）：n=3，P_L=4，P_H=0，F = 3×3 - 2×4 = 1。图中曲柄为原动件（有箭头标记），原动件数 =1= 自由度，故机构有确定运动。

运动副数目的判断方法

- 判断低副/高副，必须看相邻构件之间的运动副数目
- 转动副通常用一个小圆圈表示
- 相邻构件之间都要检查是否构成运动副（包括构件与机架之间）

例

鄂式破碎机中，曲柄与机架、曲柄与动鄂（连杆）、动鄂与轴板（连杆）、轴板与机架之间各有一个转动副，共 4 个转动副，即 P_L=4。

活塞泵自由度计算

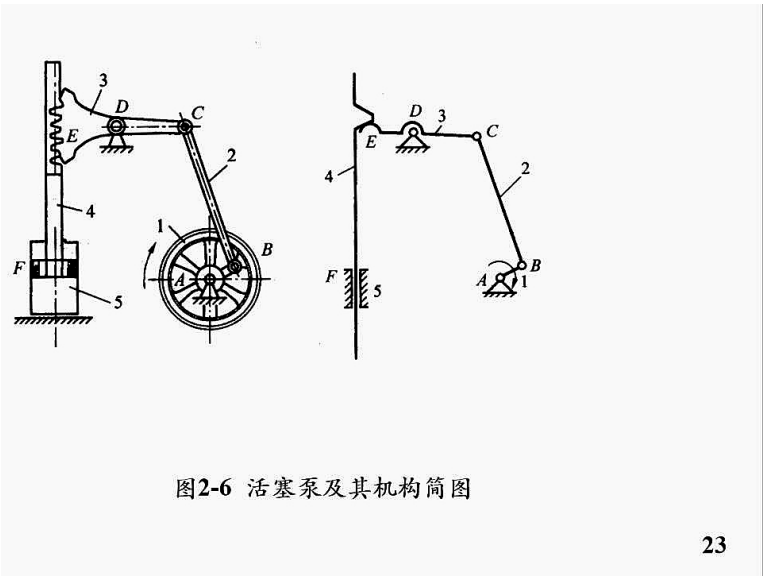


图2-6 活塞泵及其机构简图

23

- 活动构件 n=4（机架不算）
- 低副 P_L=5：4 个转动副 + 1 个移动副（构件 4 与 5 之间）
- 高副 P_H=1：齿扇与齿条之间的齿轮高副
- F = 3×4 - 2×5 - 1 = 1
- 原动件只有 1 个（曲柄），故机构有确定运动

复合铰链

2.3.3 计算平面机构自由度时应注意的问题

1．复合铰链

两个以上构件在同一处以转动副相连接，所构成的运动副称为复合铰链，如图2.9（a），为三个构件在A处构成复合铰链。由其侧视图2.9（b）可知，此三构件共组成两个共轴线的转动副。因此，由*K*个构件组成复合铰链时，则组成（*K*-1）个共轴线的转动副，即此处的转动副数为*K*-1个。

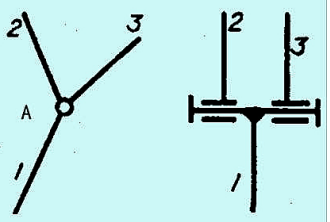


图2.9 复合铰链

24

- 定义：两个以上的构件在同一处以转动副相连，构成复合铰链
- 复合铰链处实际包含多个转动副，但图上只画一个圈

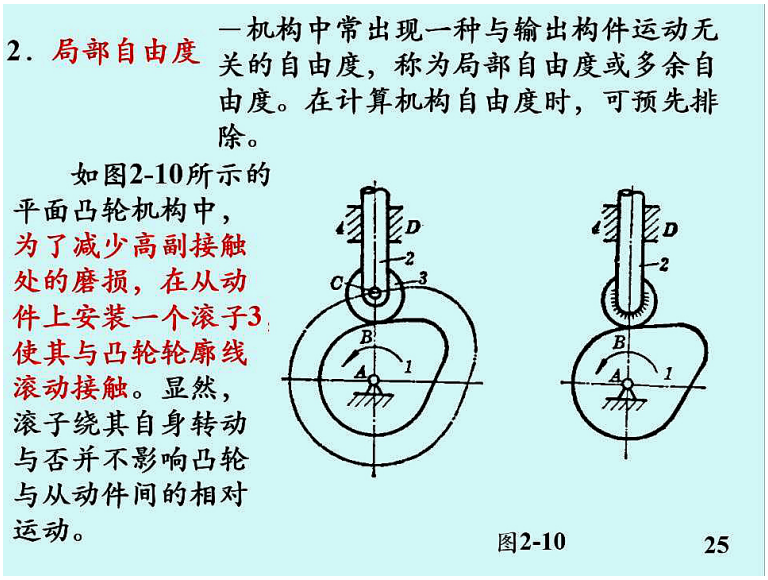
定义

复合铰链：两个以上的构件在同一处用转动副连接所构成的运动副。

- 若 k 个构件构成复合铰链，则该处转动副数目为 k - 1 个
- 例：3 个构件在同一处相连，实际有 2 个转动副

> **注意**
>
> 不能简单地”数圈圈”来数转动副。有时一个圈可能代表两个转动副（复合铰链），要结合构件数目判断。

局部自由度



- 常见于凸轮机构：凸轮与从动件之间为点接触，磨损大
- 工程处理：在从动件上安装滚子，滚子与从动件之间用转动副连接，滚子绕自身轴线做纯滚动
- 滚子的纯滚动不影响凸轮机构的整体运动（滚子运动与尖点运动效果相同）

> **定义**
>
> 局部自由度：机构中某些构件（如滚子）具有的、不影响整个机构运动输出的自由度。

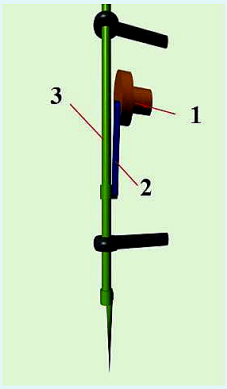
- 处理方式：计算自由度时，将滚子与从动件固连在一起，作为一个活动构件处理

> **例**
>
> 凸轮机构：活动构件 n=2（凸轮 + 从动件，滚子已固连），低副 P_L=2（凸轮与机架转动副 + 从动件与机架移动副），高副 P_H=1（凸轮与从动件点接触），F = 3×2 - 2×2 - 1 = 1。

虚约束

平面机构中的虚约束常出现在下列场合：

（1）两个构件之间组成多个导路平行的移动副时，只有一个移动副起作用，其余都是虚约束。如图的缝纫机引线机构中，装针杆3在A、B处分别与机架组成导路重合的移动副。计算机构自由度时只能算一个移动副，另一个为虚约束。



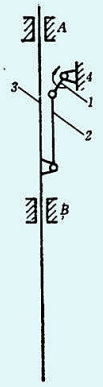


图2-11

28

（2）两个构件之间组成多个轴线重合的回转副时，只有一个回转副起作用，其余都是虚约束。如图2-12所示，两个轴承支撑一根轴，只能看作一个回转副。

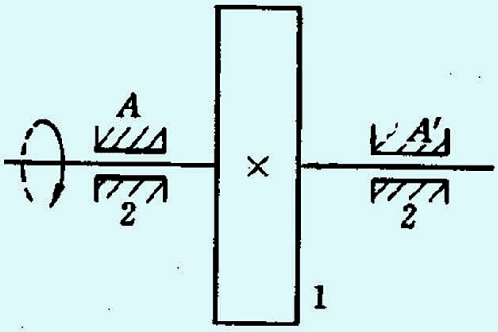


图2-12 轴线重合的虚约束

- 定义：对机构自由度不起实际限制作用的重复约束

定义

虚约束：机构中某些约束对自由度的影响是重复的，计算自由度时应将其去除。

- 常见虚约束情形：
  1. 两构件之间组成多个导路平行的移动副——只有一个移动副起作用，其余为虚约束
  2. 两构件之间组成多个轴线重合的回转副——只算一个回转副
  3. 对称布置的重复构件——如轮系中对称布置的齿轮

例

缝纫机针头：针头与机架上下两处都构成移动副，但实际只算一个移动副，另一个为虚约束（保证针头真正直线运动，防止偏斜）。

例

齿轮轮系（齿轮 1、2、2’、3）：齿轮 2 与 2’ 大小相等、对称布置。去掉 2’ 不影响传动，2’ 为虚约束。计算自由度时去掉 2’：n=3，P_L=3，P_H=2，F = 3×3 - 2×3 - 2 = 1。对称布置 2 与 2’ 是为了增强刚度、改善受力状况。

注意

计算自由度时，不能看到移动副/回转副就全部计入，要区分哪些是虚约束并去除。对称布置的构件在工程上用于增强刚度、改善受力，但在自由度计算中作为虚约束处理。

自由度计算的核心思路

- 计算自由度的落脚点：先分清活动构件、低副、高副
- 分清低副、高副之前，必须先处理三个易错点：复合铰链、局部自由度、虚约束
- 判断机构是否有确定运动：看自由度数目是否等于原动件数目
- 原动件一般带有箭头标识，位于机构特定位置

复合铰链的判断

- 复合铰链：多个活动构件在同一位置通过一个铰链连接，实际构成多个转动副
- 判断方法：数该位置有几个活动构件，若有 m 个活动构件，则该处有 (m-1) 个转动副
- 课堂练习一：B 位置和 C 位置各有 3 个活动构件，因此各构成 2 个转动副
- 课堂练习三：A、B、C 三个位置为复合铰链，各含 2 个转动副

注意

复合铰链处不要只算 1 个转动副。要分别看每个构件是否绕该点转动，例如齿轮绕 A 点转、构件 AB 也绕 A 点转，则 A 处实际有 2 个转动副。

局部自由度的判断

- 局部自由度：对机构整体运动没有影响的自由度，通常出现在滚子位置
- 处理方式：将滚子与其接触的构件视为固连（同一构件），计算时合并为一个活动构件
- 滚子处的转动不影响整体运动，计算自由度时不计入

例

课堂练习一、二、三、四中，滚子都要与相连构件固连在一起，作为同一构件处理，不能单独算作一个活动构件。

虚约束的判断

- 虚约束：对机构运动没有实际约束作用的约束，计算自由度时应去掉
- 常见来源：对称结构、几何条件相等（如三段长度相等）
- 处理方式：去掉虚约束对应的构件及其运动副

例

课堂练习二中，FG = GH = GI 三段相等，说明 F 或 I 位置存在虚约束。去掉 I 处的滑块及其移动副、转动副，机构运动不受影响。

> **注意**
>
> 虚约束一般出现在对称结构或几何条件相等的位置。若题目给出长度相等条件，要警惕该处存在虚约束。

焊接符号的识别

- 焊接符号表示多个构件焊接在一起，属于同一构件
- 课堂练习二：B、D、E 焊接为同一构件，C 位置因此只有 1 个转动副
- 课堂练习三：齿轮与构件焊接在一起，D 位置只有 1 个转动副（不是复合铰链）

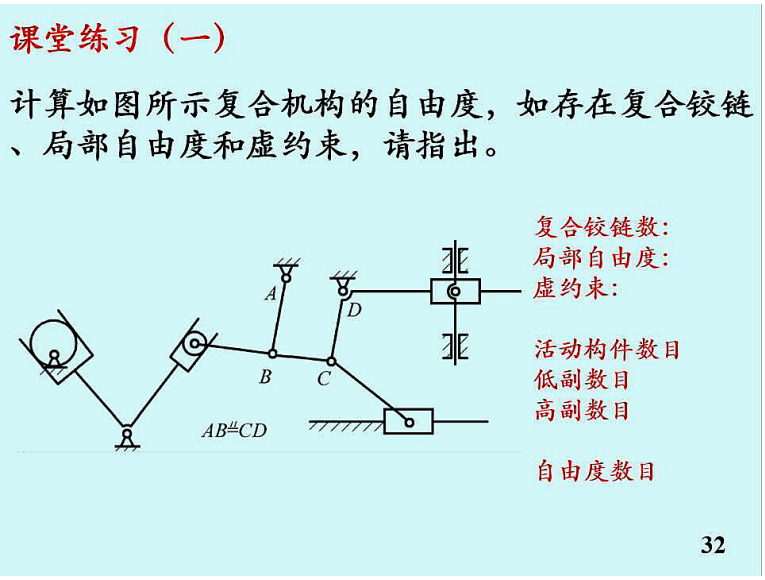
> **注意**
>
> 看到焊接符号时，不要误判为多个活动构件。焊接在一起的构件只能算一个活动构件，对应位置也只算一个转动副。

滑块与移动副、转动副的识别

- 滑块沿构件移动 → 有 1 个移动副
- 滑块沿机架移动 → 有 1 个移动副
- 滑块与驱动它的连杆之间 → 还有 1 个转动副

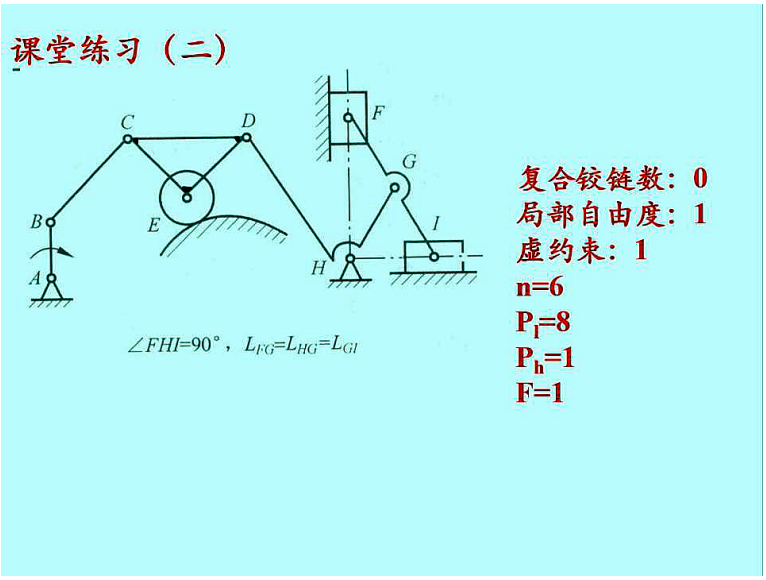
> **例**
>
> 曲柄滑块机构中，连杆驱动滑块移动，滑块沿机架有移动副，连杆与滑块之间还有转动副，二者必须连接起来。

课堂练习一：自由度计算



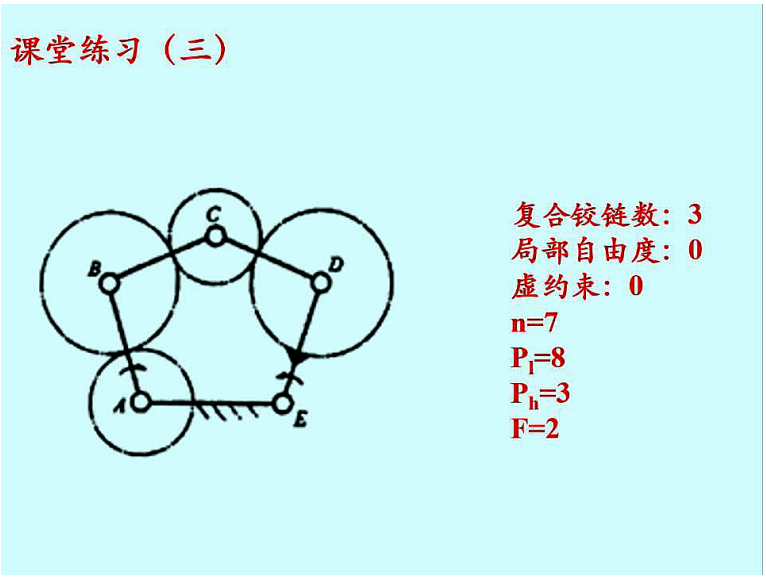
- 活动构件 n = 10
- 高副 pH = 2（两处点接触）
- 低副 pl = 13
- 复合铰链：B、C 位置各 2 个转动副
- 局部自由度：滚子与构件固连
- 虚约束：1 个高副处存在虚约束

课堂练习二：自由度计算



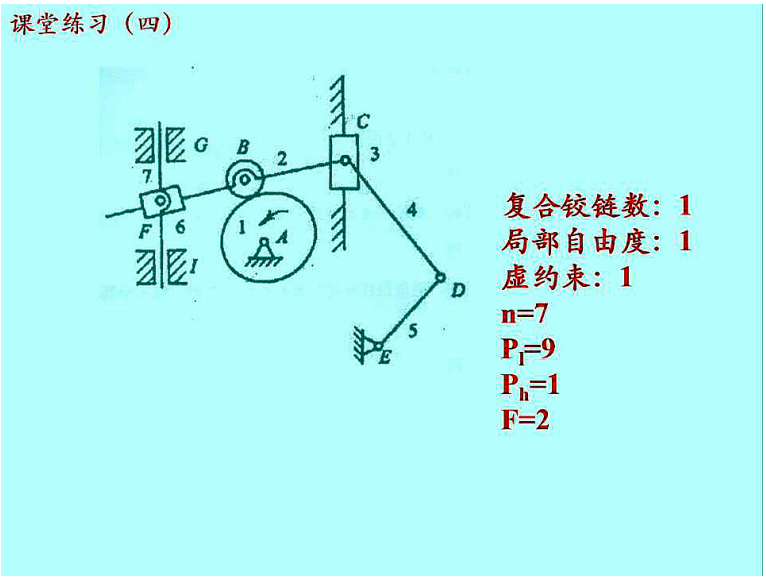
- 活动构件 n = 6
- 高副 pH = 1
- 低副 pl = 8
- 焊接符号：B、D、E 为同一构件
- 局部自由度：滚子与焊接构件固连
- 虚约束：FG = GH = GI，去掉 I 处滑块及移动副、转动副
- 无复合铰链

课堂练习三：自由度计算



- 活动构件 n = 7（3 个齿轮 + 4 个构件，齿轮与构件固连算 1 个）
- 高副 pH = 3（3 个齿轮啮合位置）
- 低副 pl = 8
- 复合铰链：A、B、C 三个位置，各 2 个转动副
- D 位置因焊接符号只有 1 个转动副
- 自由度 f = 2，构件 1 和构件 2 均为原动件，机构有确定运动

课堂练习四：自由度计算



- 活动构件 n = 7
- 高副 pH = 1
- 低副 pl = 9
- 复合铰链：3 位置有 2 个转动副 + 1 个移动副（该处低副共 3 个）
- 局部自由度：滚子与构件固连
- 虚约束：1 处
- 滑块处：沿构件移动副 + 与机架移动副 + 转动副

易错点总结

注意

1. 复合铰链处转动副数量 = 活动构件数 - 1，不要只算 1 个
2. 焊接符号表示同一构件，不要误算为多个活动构件
3. 滚子处有局部自由度，要与构件固连处理
4. 长度相等条件暗含虚约束，要去掉对应构件和运动副
5. 滑块与连杆之间还有转动副，不要遗漏
6. 同一构件用同一表示方式，不同表示方式才是不同构件

09 月 10 日

运动副与机构运动简图回顾

知识回顾

➢**运动副** 两构件之间直接接触并能作相对运动的可动连接

按照接触特性，通常把运动副分为低副和高副两类

低副:移动副和转动副

高副:齿轮高副和凸轮高副

➢**平面机构运动简图**

用规定的符号来代表构件和运动副，并按一定的比例表示各种运动副的相对位置。这种表示机构各构件之间相对运动的简化图形，称为机构运动简图。

- 运动副：两构件之间直接接触，并能做相对运动的可动连接
- 按接触方式分为两大类：
  - 低副：包括移动副和转动副
  - 高副：包括齿轮高副、凸轮高副
- 平面机构运动简图要点：
  - 构件和运动副用符号代替
  - 必须按比例绘制

自由度计算回顾

➢**平面机构自由度的计算** $F = 3n-2P_l-P_h$

n：活动构件数目；P_l：低副数目；P_h：高副数目

➢**机构具有确定运动的条件**

机构的自由度也即是机构所具有的独立运动的个数

➢**计算平面机构自由度时应注意的问题**

1．复合铰链

两个以上构件在同一处以转动副相连接，所构成的运动副称为复合铰链

2．局部自由度

机构中常出现一种与输出构件运动无关的自由度（例如：凸轮滚子）

3．虚约束

在运动副引入的约束中，有些约束对机构自由度的影响是重复的

- 计算公式：F = 3n - 2PL - PH
  - n：活动构件数
  - PL：低副数
  - PH：高副数
- 活动构件无约束时有 3 个自由度

- 一个低副引入 2 个约束，一个高副引入 1 个约束

定义

机构具有确定运动的条件：计算出的自由度等于原动件数目（独立运动个数）。

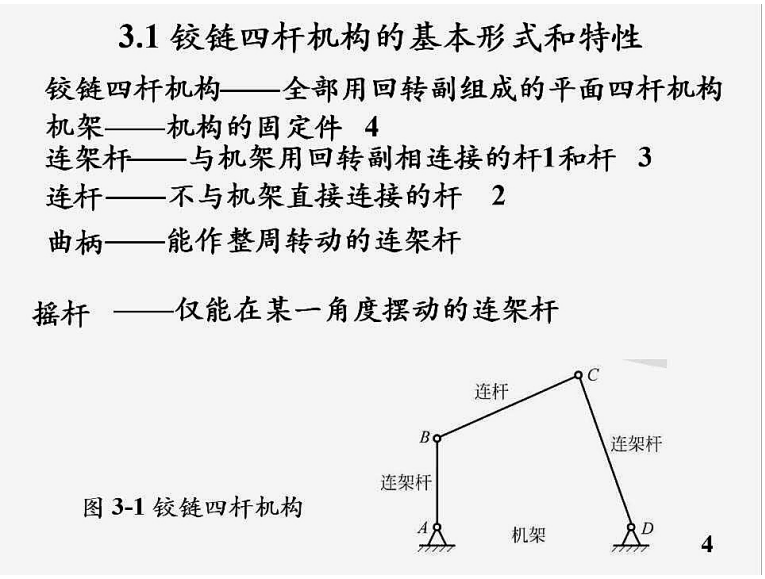
自由度计算中的三个易错点

- **复合铰链**：两个以上构件在同一处以转动副互相连接
- **局部自由度**：通常针对滚子，处理时需与其它构件固连，不参与自由度计算
- **虚约束**：引入的约束对机构自由度影响是重复的，应作为虚约束处理掉

注意

复合铰链、局部自由度、虚约束是自由度计算中最容易出错的三处，看似简单但需彻底掌握。

四杆机构的基本术语



- 四杆机构由 4 个构件组成（含机架），典型应用如颚式破碎机
- 全部采用转动副（铰链副）连接

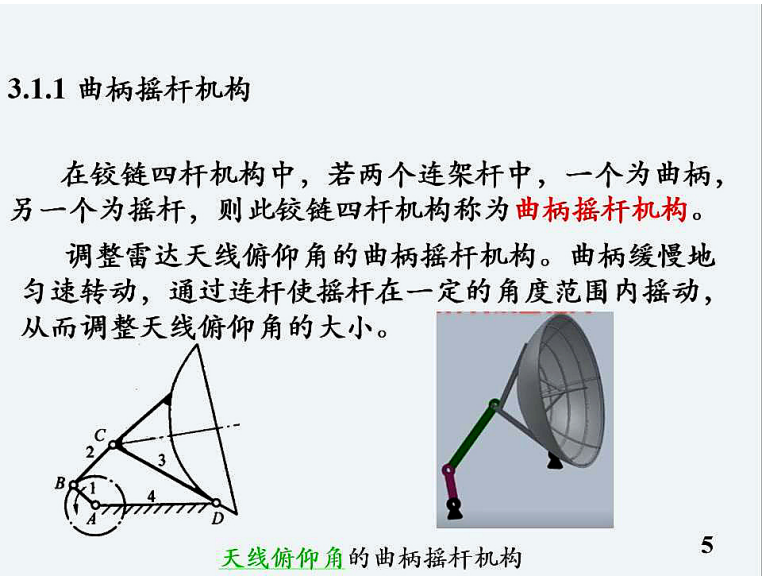
定义

- **机架**：固定不动的构件（如 AD）
- **连架杆**：与机架直接相连的构件
- **连杆**：不与机架直接相连，连接两个连架杆的构件

定义

- **曲柄**：能绕机架做整周回转的连架杆
- **摇杆**：只能做一定摆动、不能整周回转的连架杆

曲柄摇杆机构



- 两个连架杆中一个是曲柄、另一个是摇杆，即为曲柄摇杆机构
- 是四杆机构中最典型的类型

例：卫星天线仰角调整

- 接收天线与连架杆固连，靠摇杆摆动实现仰角变化
- 曲柄做整周回转，通过连杆驱动摇杆摆动
- 类比：偏远地区接收电视信号时，转动天线使图像更清晰

例：缝纫机

- 脚踏板相对机架做小范围摆动，是摇杆
- 最终驱动的机头位置做整周回转，是曲柄
- 构件二（连杆）连接踏板与曲柄
- 注意：缝纫机针头处的虚约束在第二章已讲过，此处关注的是曲柄摇杆机构部分

注意

曲柄摇杆机构中，原动件不一定是曲柄：

- 卫星天线：原动件是曲柄
- 缝纫机：原动件是摇杆（脚踏板）
- 原动件也可能是连杆，可在课外寻找实例

急回特性

3.1.1.1．急回运动

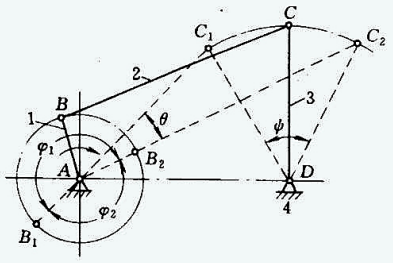


图 3.4 曲柄摇杆机构的急回特性

8

- 曲柄摇杆机构中，曲柄做整周回转时，曲柄与连杆在两个位置共线
- 这两个共线位置对应摇杆的两个极限位置（C1 和 C2）

定义

- 极位夹角（θ）：摇杆处于两个极限位置时所夹的角
- 行程速比系数（K）：反映急回特性的参数，K = v2 / v1（回程速度与工作行程速度之比）

例：工作行程与回程

- 曲柄从 B1 顺时针转过 φ1 角到 B2，摇杆从 C1 到 C2，为工作行程
- 曲柄从 B2 转过 φ2 角回到 B1，摇杆从 C2 回到 C1，为回程
- 曲柄与连杆共线时，摇杆到达极限位置

行程速比系数 K 的推导

急回运动特性可用**行程速比系数K**表示，即

$$K=\frac{V_2}{V_1}=\frac{C_1C_2/t_2}{C_1C_2/t_1}=\frac{t_1}{t_2}=\frac{\varphi_1}{\varphi_2}=\frac{180^\circ+\theta}{180^\circ-\theta} \qquad (3\text{-}1)$$

式中，θ为摇杆处于两极限位置时，对应的曲柄所夹的锐角，称为极位夹角。

将上式整理后，可得极位夹角的计算公式：

$$\theta=180^\circ\frac{K-1}{K+1} \qquad (3\text{-}2)$$

由以上分析可知：极位夹角 θ 越大，K 值越大，急回运动的性质也越显著。但机构运动的平稳性也越差。因此在设计时，应根据其工作要求，恰当地选择K 值，在一般机械中 $1<K<2$。

10

- 曲柄匀速转动，曲柄转角 φ 与时间 t 的关系为 φ = ωt
- 摇杆从 C1 到 C2 经历时间 t1，对应曲柄转角 φ1；从 C2 到 C1 经历时间 t2，对应

曲柄转角 φ2

- 行程速比系数 K = v2 / v1 = t1 / t2 = φ1 / φ2
- 曲柄与连杆两次共线时，φ1 = 180° + θ，φ2 = 180° - θ（θ 为极位夹角）
- 因此 K = (180° + θ) / (180° - θ)，且 K 恒大于 1

定义

行程速比系数 K：摇杆往复行程速度之比，K = v2 / v1 = (180° + θ) / (180° - θ)，用于表征机构急回特性的强弱。

例

牛头刨床：工作行程（切削）希望速度慢一点，回程（空行程）希望速度快一点，正是利用急回特性提高生产效率。

注意

K 值不能太大。K 越大急回效果越明显，但过大会产生冲击和震动，影响机构运动的平稳性与稳定性。一般 K 取 1~2 之间。

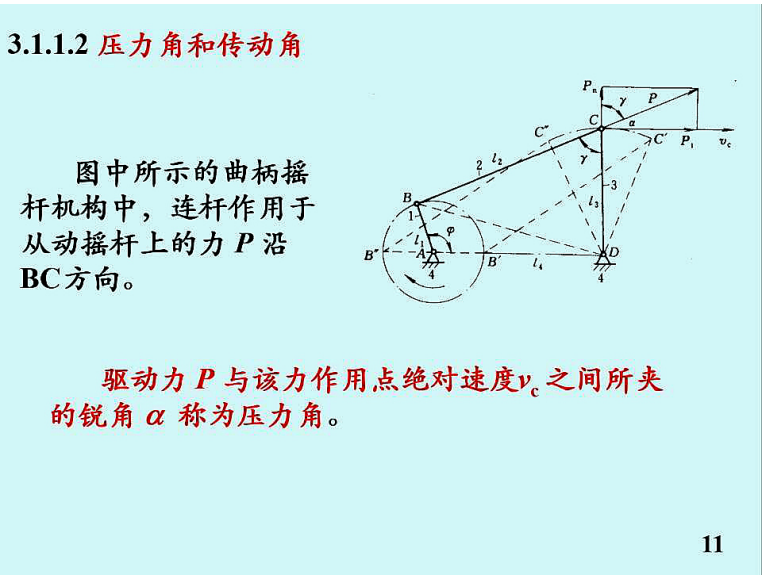
极位夹角 θ

- 摇杆处于两个极限位置时，曲柄所夹的锐角称为极位夹角 θ
- 由 K 反推：θ = 180° × (K - 1) / (K + 1)

定义

极位夹角 θ：摇杆处于两个极限位置时，对应的曲柄所夹的锐角。

压力角 α



- 压力角针对从动件（摇杆）上的受力点 C 而言
- 受力方向：C 点受力沿二力杆 BC 方向
- 速度方向：C 点绝对速度方向垂直于 CD，即相切于以 D 为圆心、CD 为半径的圆弧
- 压力角 α 为受力方向与绝对速度方向之间所夹的锐角

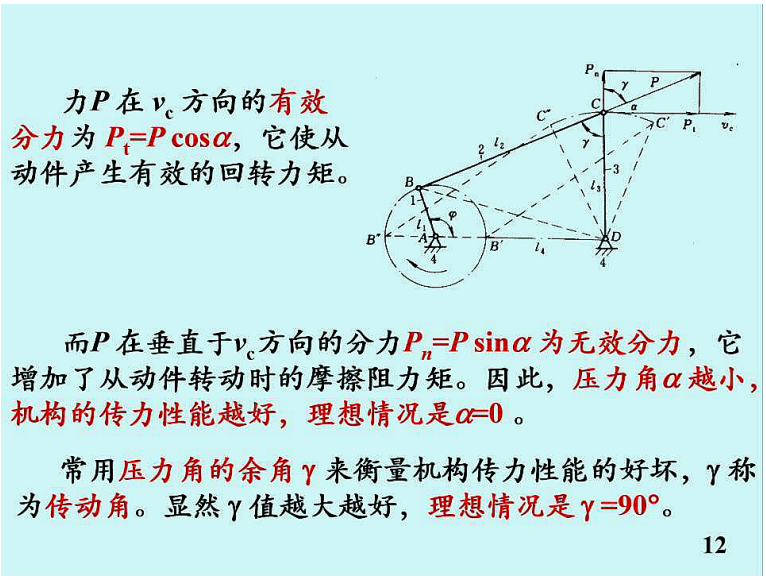
定义

压力角 α：从动件上某点所受驱动力方向与该点绝对速度方向之间所夹的锐角。在所有机构（四杆、凸轮、齿轮）中定义一致。

注意

压力角一定是锐角。若受力方向与速度方向夹角为钝角，应取补角作为压力角。

力的分解与有效分力



- 将驱动力 P 分解为两个分力：
  - 沿速度方向的有效分力 Pt = P · cosα（能做功）
  - 垂直于速度方向的无效分力 Pn = P · sinα（不能做功）
- 压力角 α 越小，有效分力越大，机构传动性能越好
- 最理想情况 α = 0° ，但实际无法完全达到

传动角 γ

- 传动角 γ 与压力角 α 互余，即 γ + α = 90°
- 传动性能上希望 γ 越大越好，最理想为 90°
- 实际设计中需限制最小传动角，保证机构传动性能

定义

传动角 γ：压力角的余角，γ = 90° - α。在四杆机构中，γ 为连杆 BC 与摇杆 CD 之间的夹角。

注意

若 BC 与 CD 所夹为钝角，则传动角 γ = 180° - 该钝角。传动角 γ 一定为锐角。

最小传动角的确定

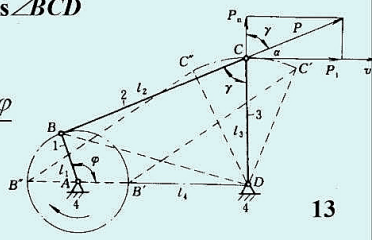
当φ=0°和180°时，∠BCD分别出现最小值∠BCD$_{(min)}$和最大值∠BCD$_{(max)}$（见图3-5）。由于传动角γ是用锐角表示的。当∠BCD为锐角时，∠BCD$_{(min)}$也即是传动角的最小值；当∠BCD为钝角时，传动角应以γ=180°-∠BCD来表示，则∠BCD$_{(max)}$对应传动角的另一极小值。若∠BCD由锐角变成钝角，则机构运动过程中，将在∠BCD$_{(min)}$和∠BCD$_{(max)}$位置两次出现传动角的极小值。其中较小者即为该机构的最小传动角γ_{min}。

在ΔABD中 $BD^2=l_1^2+l_4^2-2l_1l_4\cos\varphi$

在ΔBCD中 $BD^2=l_2^2+l_3^2-2l_2l_3\cos\angle BCD$

由此可得

$$\cos\angle BCD=\frac{l_2^2+l_3^2-l_1^2-l_4^2+2l_1l_4\cos\varphi}{2l_2l_3}$$



13

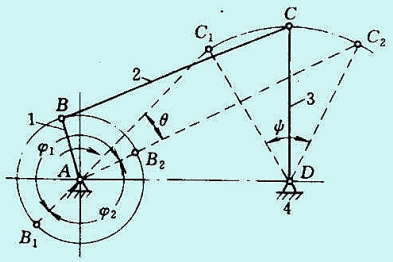
- 利用两个三角形（△BCD 和 △ABD）共用边 BD，通过余弦定理建立关系式
- 杆长符号：l1 为曲柄 AB，l2 为连杆，l3 为摇杆，l4 为机架
- 当 AB 与 AD 夹角使 cos 达到 ±1 时，∠BCD 取得极限值
- 若极限值为锐角，即为最小传动角候选；若为钝角，用 180° 减去该钝角
- 取各极限位置中较小的值作为整个机构的最小传动角

死点位置

3.1.1.3 死点位置

曲柄摇杆机构中，如以摇杆为原动件，曲柄为从动件

当摇杆摆到极限位置C_1D和C_2D时，连杆与曲柄共线，则这时连杆加给曲柄的力将通过铰链中心A，即机构处于，此时驱动力的有效力压力角α=90°（传动角γ=0）的位置为0，此力对A点不产生力矩，因此不能使曲柄转动。机构的这种位置称为死点位置。死点位置会使机构的从动件出现卡死或运动不确定的现象，这种缺陷可利用回转机构的惯性或添加辅助机构来克服。



14

- 死点位置的前提：摇杆作为主动件（原动件），曲柄作为从动件
- 若曲柄仍为主动件，则不存在死点位置

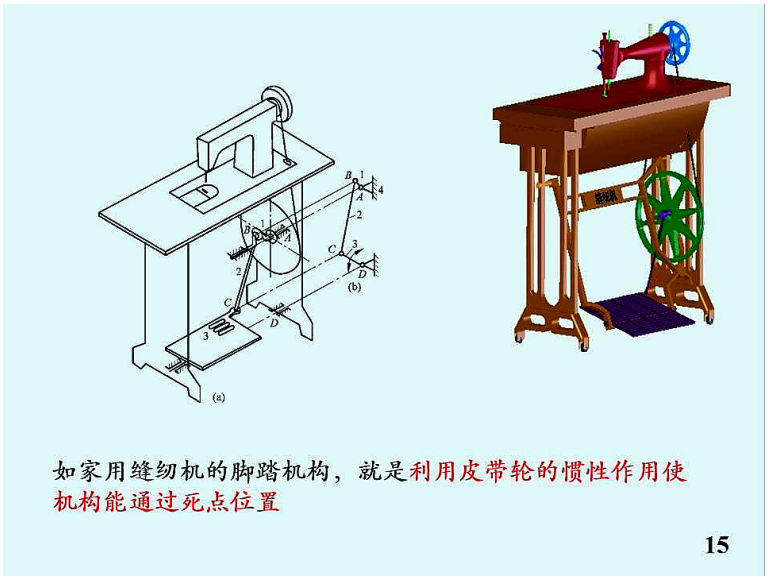
> **注意**
>
> 死点位置成立的必要条件是摇杆为主动件。曲柄为主动件时机构无死点。

- 当摇杆为主动件时，曲柄与连杆共线的两个位置（B1、B2）即为死点位置
- 共线时传动角 γ = 0° ，压力角 α = 90°
- 此时有效分力 Pt = P · cos90° = 0，对 A 点不产生力矩
- 死点位置从动件运动不确定，可能出现卡死或运动不确定现象

定义

死点位置：当从动件与连杆共线时，传动角为 0° 、压力角为 90° ，机构有效分力为零，从动件运动不确定的位置。

死点的克服与应用

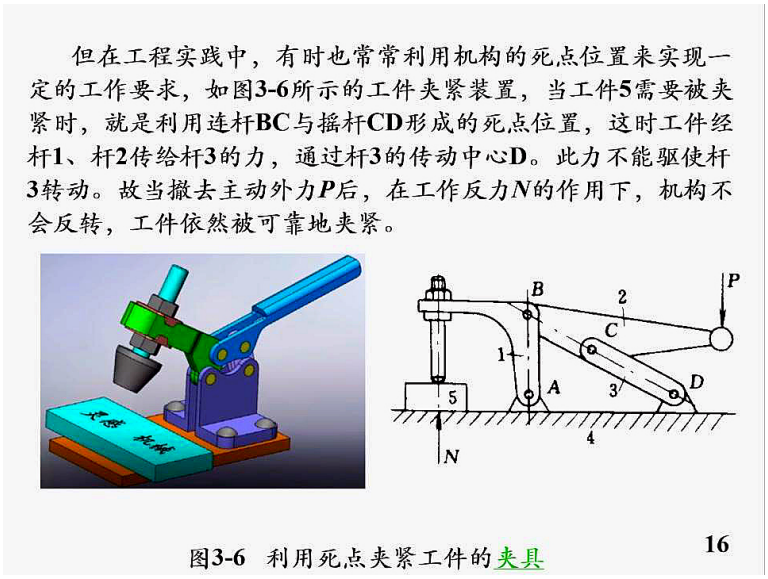


- 克服方法：利用回转机构的惯性，或添加辅助机构
- 缝纫机：踏板（摇杆）为主动件，曲柄处存在死点，通过皮带传动的惯性作用越过死点
- 应用：利用死点位置夹紧工件（夹具机构）

例

夹具机构：手柄（连杆 BC）为主动件，向下压使 BC 与 CD 共线，出现死点位置。此时撤去手柄压力，工件反作用力通过杆件传给机构，因处于死点位置而无法使机构反向运动，从而实现工件的夹紧。

死点位置在夹紧机构中的应用



- 当机构处于死点位置时，在反作用力 N 的作用下，机构不会反转，工件仍被夹

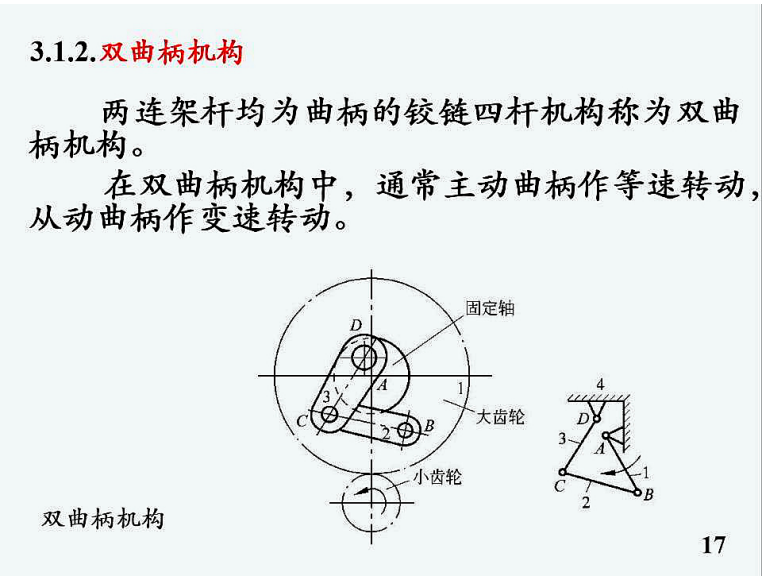
紧

- 利用死点位置可以实现工件的可靠夹紧，这是死点位置的一个典型应用

四杆机构的基本形式分类

- 四杆机构中两个连架杆的类型决定了机构的基本形式
- 两个连架杆中一个是曲柄、一个是摇杆 → 曲柄摇杆机构
- 两个连架杆都是曲柄 → 双曲柄机构
- 两个连架杆都是摇杆 → 双摇杆机构

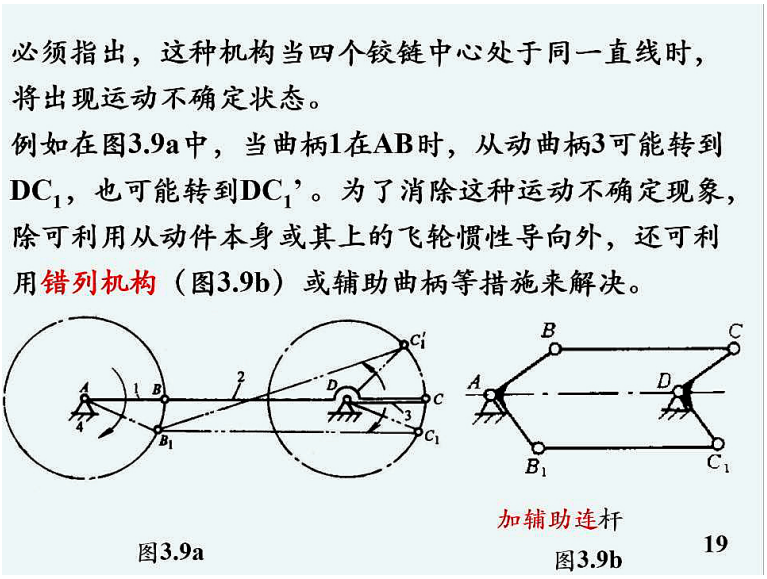
双曲柄机构



- 主动曲柄做等速转动时，从动曲柄做变速转动
- 平行双曲柄机构：机架 CD 与连杆长度相等，且平行
- 天平的应用即利用了平行双曲柄机构

> 例
>
> 天平利用平行双曲柄机构，机架与连杆平行且相等，保证两托盘始终水平。

平行双曲柄机构的死点位置

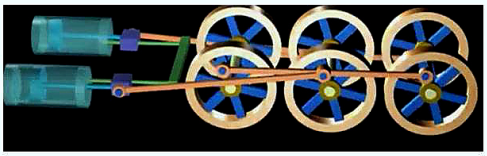


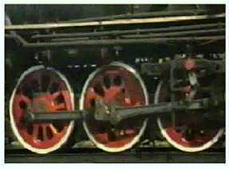
- 当 AB、BC、CD 三杆共线时，机构出现死点位置
- 共线瞬间运动不确定

> **注意**
>
> 这里的共线位置是曲柄与连杆共线（AB、BC、CD 共线），与前面讲的极位夹角位置不同，不要混淆。

用辅助连杆消除运动不确定

如图3.10所示机车驱动轮联动机构，就是利用第三个平行曲柄（辅助曲柄）来消除平行四边形机构在这个位置运动时的不确定状态。





加辅助曲柄

图3.10 机车驱动轮联动机构 20

- 在平行双曲柄机构中，当 AB、BC、CD 共线时出现死点，运动不确定
- 解决方法：增加一个辅助连杆（如 CD 的平行杆）
- 辅助连杆与机架、AB 平行且相等，通过焊接符号表明 ABB_1 为同一构件、DCC 为同一构件
- 辅助连杆在计算自由度时不考虑进去
- 当上方 ABCD 共线时，下方 ABCD 一定不会共线，因此整个机构仍有确定运动

> **例**
>
> 火车机车驱动轮的联动机构，用辅助曲柄消除四边形运动不确定。

双摇杆机构

3.1.3 双摇杆机构

两连架杆均为摇杆的铰链四杆机构称为双摇杆机构。

图3.11所示为起重机机构，当摇杆摇动时，连杆上悬挂的重物作近似的水平直线移动，从而避免了重物平移时因不必要的升降而发生事故和损耗能量。

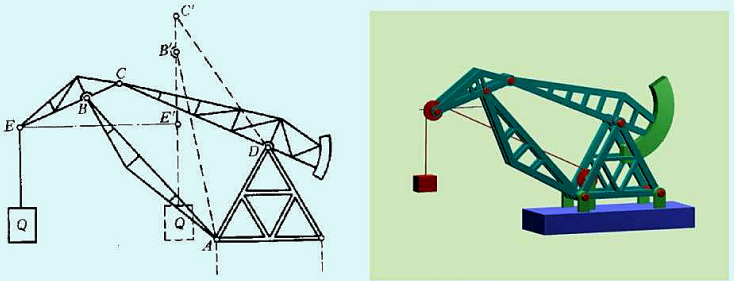


图3.11 起重机机构

21

- 两个连架杆都只能做一定摆动，不能做整周回转，均为摇杆

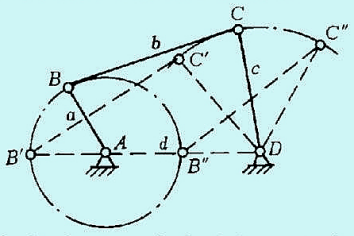
> 例
>
> 起重机中，机架与两个连架杆相连，两连架杆做摆动，连杆对重物起吊实现平移。

> 例
>
> 汽车转向装置为等腰梯形双摇杆机构，可实现车轮转向。

曲柄存在的必要条件

3.2 铰链四杆机构的演化

3.2.1.铰链四杆机构的曲柄存在条件



● 铰链四杆机构中是否存在曲柄，取决于机构各杆的相对长度和机架的选择。

●杆1为曲柄，杆2为连杆，杆3 为摇杆，杆4为机架，各杆长度以*a*、*b*、*c*、*d*表示。

●为了保证曲柄1整周回转，曲柄1必须能顺利通过与机架4共线的两个位置AB'和AB"。

- 曲柄要能做整周回转，需达到曲柄与机架共线的两个位置（B_1' 和 B_2'）

> 注意
>
> 这里曲柄达到的两个位置是曲柄与机架共线的位置，不是曲柄与连杆共线的位置（极位夹角位置），两者不同。

- 设 AB=a、BC=b、CD=c、AD=d

- 由两个三角形（B_2 ′ C_2 ′ D 和 B_1 ′ C_1 ′ D）的三角不等式，得到三个不等式：
  - $b \leqslant d - a + c$
  - $c \leqslant d - a + b$
  - $d + a \leqslant b + c$
- 三个不等式两两相加可得：$a \leqslant b$，$a \leqslant c$，$a \leqslant d$

定义

曲柄存在的必要条件（两个条件）：

1. 曲柄是最短杆（a 是四杆中最短）
2. 最短杆与最长杆之和 ⩽ 其他两杆之和

注意

这是必要条件，不是充分条件，也不是充分必要条件。满足这两个条件，机构不一定有曲柄，还要看谁做机架。

不同构件做机架时的机构类型

（1）取最短杆相邻的构件（杆2或杆4）为机架时，最短杆1为曲柄，而另一连架杆3为摇杆，故图3.14a所示的两个机构均为曲柄摇杆机构。

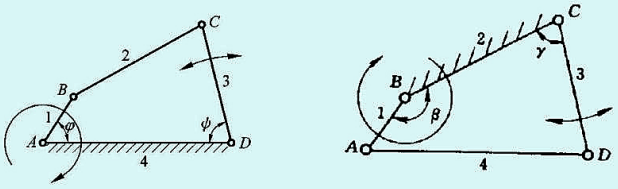


图3.14 变更机架后机构的演化

29

- 通过相邻构件夹角（φ、ψ、β、γ）分析各构件的转动范围
- 曲柄做整周回转，φ 角为 0° ~360° ；摇杆 ψ 角小于 360°
- 通过相对运动原理，β 角可做 0° ~360° 转动，γ 角小于 360°

机架位置	机构类型
最短杆的邻杆（构件 4 或 2）做机架	曲柄摇杆机构
最短杆（AB）做机架	双曲柄机构
最短杆的对杆（构件 3）做机架	双摇杆机构

注意

最短杆与最长杆之和大于其他两杆之和时，一定没有曲柄，机构为双摇杆机构。

曲柄滑块机构的演化

3.2.2 铰链四杆机构的演化

3.2.2.1. 曲柄滑块机构

如图3.15a所示 的曲柄摇杆机构中，摇杆3上C点的轨迹是以D为圆心，杆3的长度L_3为半径的圆弧mm。如将转动副D扩大，使其半径等于L_3，并在机架上按C点的近似轨迹mm作成一弧形槽，**摇杆3作成与弧形槽相配的弧形块**，如图3.15b所示。

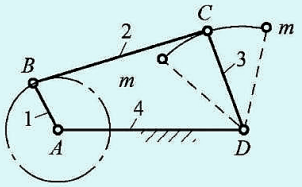


图 3.15a

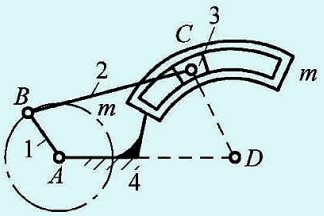


图 3.15b

32

- 曲柄滑块机构由曲柄摇杆机构演化而来
- 演化过程：
  1. C 点以 D 为圆心、CD 为半径做圆弧运动
  2. 将机架扩大为以 D 为圆心、CD 为半径的圆弧状
  3. 将摇杆 CD 转化为滑块，滑块与机架圆弧之间形成移动副（转动副转化为移动副）
  4. C 点的绝对运动轨迹不变

定义

偏距 e：滑块与回转中心 A 之间的垂直距离。

- $e \neq 0$：偏置曲柄滑块机构
- $e = 0$：对心曲柄滑块机构

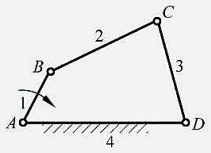
例

当圆弧半径 CD 无限增大时，圆弧变为直线，即得到一般常用的曲柄滑块机构，滑块沿机架做直线运动。

课堂练习要点

课堂练习（一）

已知：l_1=28mm，l_2=52mm，l_3=50mm，l_4=72mm



试回答：

1. 如果构件3为机架，该机构为（ ）
   A.偏心轮机构　　B.双曲柄机构
   C.曲柄摇杆机构　　D.双摇杆机构

2. 如果构件4为机架，构件1为原动件，最小传动角出现在（ ）位置
   A.构件1和构件2共线　　B.构件2和构件3共线
   C.构件3和构件4共线　　D.构件1和构件4共线

- 构件 3 作为机架时，为双摇杆机构
- 构件 4 作为机架、构件 1 为原动件时，最小传动角出现在离共线位置处
- 判断机构类型时，需结合机架位置和最短杆位置综合分析

09 月 11 日

四杆机构的基本形式与构件命名

- 四杆机构四个构件：机架、连架杆、连杆
- 与机架相连的构件称为**连架杆**，不与机架相连的称为**连杆**
- 连架杆能做整周回转的称为**曲柄**，只能做一定摆动的称为**摇杆**
- 按连架杆类型组合，基本形式有三种：曲柄摇杆机构、双曲柄机构、双摇杆机构

急回特性与行程速比系数

- 行程速比系数 K 表示回程速度与工作行程速度的比值
- θ 为极位夹角，K 与 θ 的关系为：

定义

行程速比系数 $K = (180^\circ + \theta) / (180^\circ - \theta)$，其中 θ 为极位夹角。

压力角与传动角

定义

压力角：从动件（如曲柄摇杆机构中摇杆上的 C 点）所受力的方向与其绝对速度方向之间的夹角，一定为锐角。传动角：与压力角互余的角。

死点位置

- 针对曲柄摇杆机构，当**摇杆为主动件**时会出现死点位置

注意

死点位置只在摇杆作为主动件时出现。若曲柄为主动件，则不存在死点问题。

曲柄存在的必要条件

- 条件一：曲柄必须是四杆机构中的最短杆
- 条件二：最短杆与机架杆的长度之和 ≤ 其余两杆长度之和

> **注意**
>
> 这是曲柄存在的**必要条件**，不是充分条件，需同时满足两点。

曲柄滑块机构的演化

- 将曲柄摇杆机构中的摇杆 CD 转化为滑块，CD 与机架的转动副转化为移动副，即得曲柄滑块机构
- 滑块导路通过回转中心 A 的称为**对心曲柄滑块机构**

曲柄滑块机构不同构件作机架时的命名

- 构件 1（曲柄）作机架 → **导杆机构**
- 构件 2（连杆）作机架 → **曲柄摇块机构**
- 滑块作机架 → **定块机构**（也称固定滑块机构）

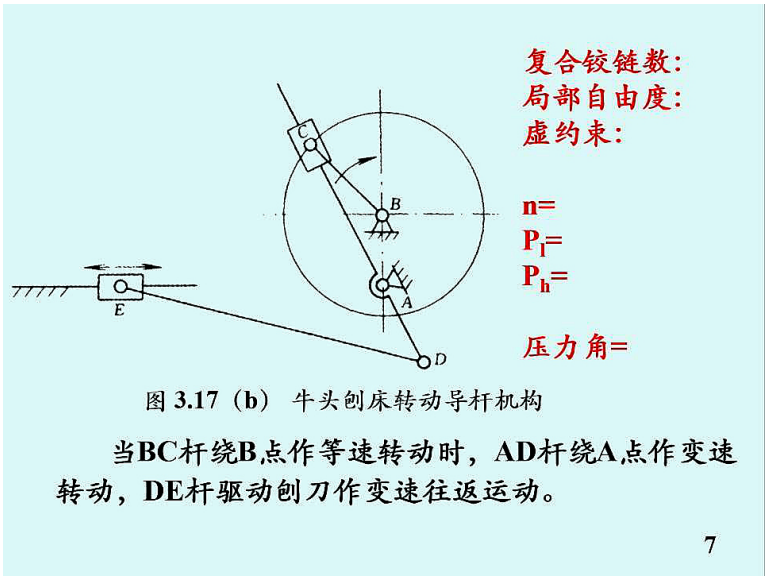
导杆机构的分类

- 按机架 AB 与连杆 BC 的长度关系区分：

> **定义**
>
> 转动导杆机构：AB < BC 时，构件 2 和 4 均可做整周回转（均为曲柄）。摆动导杆机构：AB > BC 时，构件 2 可整周回转，构件 4 只能做一定范围的摆动。

> **注意**
>
> 区分转动导杆机构与摆动导杆机构的关键，在于两个连架杆是否都能做整周回转。

摆动导杆机构的应用——牛头刨床



- 牛头刨床由两个四杆机构组成：摆动导杆机构 + 摇杆滑块机构
- 摆动导杆机构中，AD 为摇杆（只能摆动），驱动 DE 与滑块 EF 构成摇杆滑块机构

- BC 的整周回转通过齿轮传动驱动（小齿轮带动大齿轮，大齿轮与 BC 固连）
- 刀具（EF 滑块）沿红色机架做往复移动，对工件进行刨削加工

例

牛头刨床：摆动导杆机构驱动刀具沿机架往复移动，实现工件表面刨削加工。

转动导杆机构的自由度计算

- 活动构件数：5 个（含 2 个滑块）
- 低副数：7 个（2 个移动副 + 5 个转动副）
- 无复合铰链、局部自由度、虚约束

注意

滑块与构件连接处同时存在一个转动副和一个移动副，共两个低副，这是常见易错点，需分别计数。

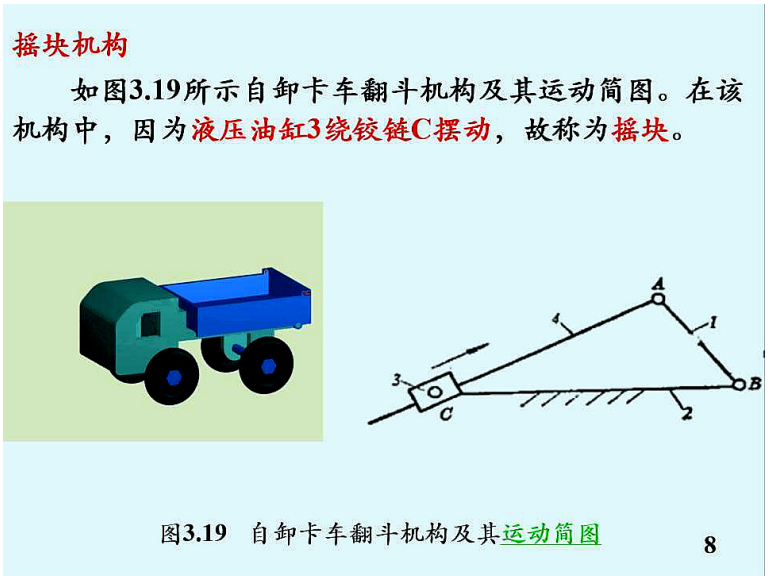
曲柄滑块机构的压力角

- 曲柄为主动件时，压力角位于滑块处
- 受力方向沿连杆 ED 方向，速度方向为水平方向
- 压力角 = 连杆 DE 与水平方向之间的夹角

例

曲柄滑块机构中，压力角为连杆与滑块运动方向（水平）的夹角，需自行在图中标出。

摇块机构的应用——垃圾车

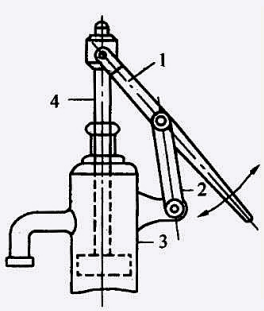


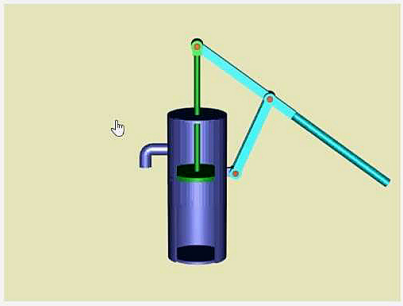
- 构件 2（连杆）作机架时，滑块称为摇块
- 摇块可做一定摆动，构件可在滑块内移动
- 应用实例：垃圾车箱体摆动机构

定块机构的应用——抽水系统

3.2.2.4 定块机构

在图3.16a所示曲柄滑块机构中，若取杆3为固定件，即可得图3.16d所示的固定滑块机构或称定块机构。这种机构常用于如图3.19所示抽水唧筒等机构中。





抽水唧筒机构

9

- 滑块作机架时称为定块机构
- 原动件驱动构件沿滑块移动，实现抽水动作

偏心轮机构

3.2.2.5 偏心轮机构

图3.20a所示为偏心轮机构。杆1为圆盘，其几何中心为B。因运动时该圆盘绕偏心A转动，故称偏心轮。A、B之间的距离 e称为偏心距。按照相对运动关系，可画出该机构的运动简图。如图3.20b所示。由图可知，偏心轮是回转副B扩大到包括回转副A而形成的，偏心距 e 即是曲柄的长度。

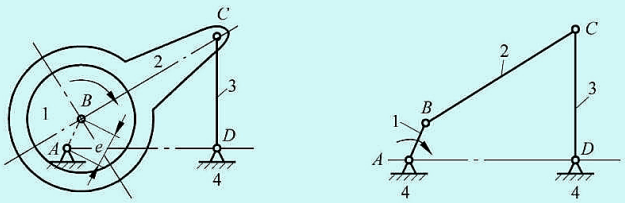
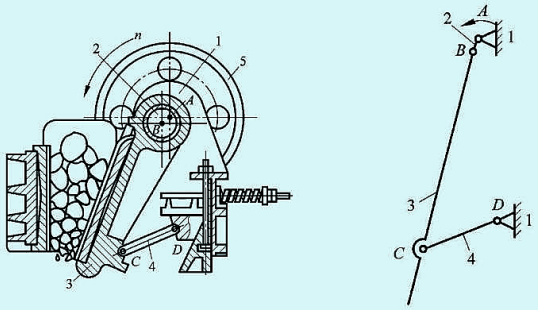


图3.20

10

当曲柄长度很小时，通常都把曲柄做成偏心轮，这样不仅增大了轴颈的尺寸，提高偏心轴的强度和刚度，而且当轴颈位于中部时，还可以安装整体式连杆，使结构简化。因此，偏心轮广泛应用于传力较大的剪床、冲床、颚式破碎机、内燃机等机械中。



11

- 偏心轮有几何中心 B 和回转中心 A，两者不重合
- 两中心之间的距离 e 称为偏心距
- 偏心轮绕回转中心 A 转动时，回转副 B 扩大包含回转副 A，AB 之间形成曲柄

定义

偏心距 e：偏心轮几何中心与回转中心之间的距离。偏心轮转动时，AB 之间等效形成曲柄。

例

颚式破碎机：回转中心在 A，几何中心在 B，偏心轮转动时 AB 间形成曲柄，构成曲柄摇杆机构。

双滑块机构的演化

3.2.2.6 双滑块机构

在将转动副B扩大，则图a所示的曲柄滑块机构可等效为图b所示的机构。

若将圆弧槽mm的半径逐渐增加至无穷大，则图b所示机构就演化为图c所示的机构。此时连杆2转化为沿直线mm移动的滑块2；转动副C则变成为移动副，滑块3转化为移动导杆。曲柄滑块机构演化为具有两个移动副的四杆机构，称为双滑块机构。

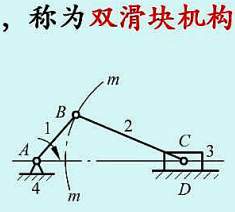


图3.21a

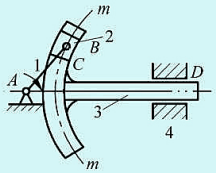


图3.21b

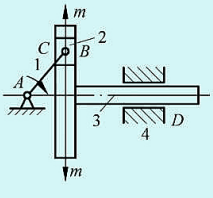


图3-21c

12

- 由对心曲柄滑块机构进一步演化而来，将连杆 BC 也转化为滑块
- 考察 B 点的运动轨迹：以 A 为圆心、AB 为半径的圆弧
- 从滑块侧考察，B 点运动为两个速度的合成：以 C 为圆心、BC 为半径的圆弧运动 + 沿水平方向的直线运动
- 两速度的矢量和等于以 B 为圆心、BC 为半径的圆弧运动

注意

双滑块机构中，B 点的绝对运动是合成运动，需将绕 C 的圆弧运动与水平直线运动进行矢量合成，二者矢量和等于绕 B 的圆弧运动。

曲柄双滑块机构的演化

- 将原曲柄滑块机构中的连杆 BC 转化为一个滑块，即把 BC 替换为滑块，得到双滑块机构
- 原 C 处已有滑块，转化后共两个滑块，故称”双滑块”
- B 点的运动可看作两种视角的统一：
  - 从滑块角度看：沿圆弧运动与直线运动的合成
  - 从机架角度看：以 A 为圆心、AB 为半径的圆弧运动
- 演化路径：曲柄滑块机构 → 曲柄双滑块机构 → 双滑块机构

注意

课本 40 页 B 图中仍保留了连杆 BC 的画法，这是错误的。正确图中 B 处应只有转动副，BC 连杆应被擦除（用红色标记），否则复习时会被误导。

双滑块机构的形成

- 当曲柄双滑块机构中圆弧的半径趋于无穷大时，圆弧变为直线
- 此时机构演化为双滑块机构（两个滑块、两个移动副）

双滑块机构的应用

根据两个移动副所处位置的不同，可将双滑块机构分成如下四种形式：

（1）正切机构——两个移动副不相邻，如图3.22所示。这种机构从动件3的位移与原动件转角的正切成正比。

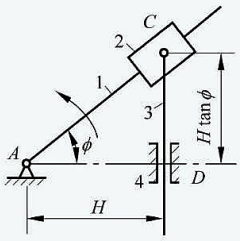


图3.22 正切机构

13

（2）正弦机构——两个移动副相邻，且其中一个移动副与机架相关连，如图3.23示。这种机构从动件3的位移与原动件转角的正弦成正比。

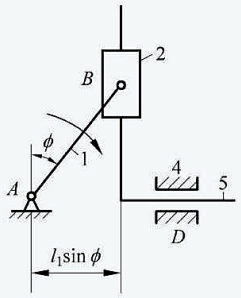


图3.23 正弦机构

14

- 正切机构：用正切函数表示运动关系
- 正弦机构：用正弦函数表示运动关系
- 椭圆仪：在 AB 杆上合理位置放置一支笔，可画出椭圆轨迹

双摇块机构

（3）两个移动副相邻，且均不与机架相关连，如图3.24a所示这种双摇块机构的主动件1与从动件3具有相等的角速度。图3.24b所示滑块联轴器就是这种机构的应用实例，它可用来连接中心线不重合的两根轴。

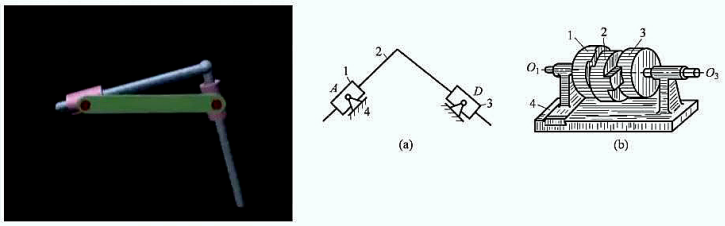


图3.24 滑块联轴器

15

- 当机架与两个滑块之间各有一个转动副时，两个滑块分别称为”摇块”
- 中间构件与两个滑块分别构成移动副，且该构件为同一构件
- 两个摇块 + 同一构件沿两滑块移动，构成双摇块机构

定义

双摇块机构：机架与两个滑块各通过一个转动副连接，同一构件分别沿这两个滑块作移动副运动的机构。

四杆机构设计方法概述

3.3 平面四杆机构的设计

平面四杆机构的设计是指根据工作要求选定机构的型式，根据给定的运动要求确定机构的几何尺寸。其设计方法有作图法、解析法和实验法。作图法比较直观；解析法比较精确；实验法常需试凑。

17

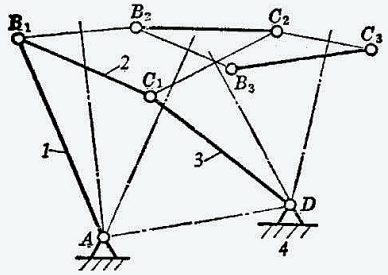
- 主要方法：作图法、解析法、实验法
- 本课重点讲解作图法
- 设计前需明确已知条件与待求量
- 作图法分三种情况，其中第二种情况又包含四杆机构与曲柄滑块机构两类

作图法第一种情况：已知连杆三个位置

3.3.1 按照给定连杆的几个位置设计铰链四杆机构

3.3.1.1作图法

设已知连杆2的长度b和它 的三个位置B_1C_1、B_2C_2、B_3C_3，如图3.26所示，试设计该铰链四杆机构。



18

- 已知条件：连杆 BC 的三个位置 B1C1、B2C2、B3C3（三条线长度相等，均为连杆长度）
- 待求：确定固定铰链 A 点和 D 点的位置
- 确定 A 点：B1、B2、B3 在以 A 为圆心、AB 为半径的圆弧上，分别作 B1B2 和 B2B3 的中垂线，其交点即为 A 点
- 确定 D 点：C1、C2、C3 在以 D 为圆心、CD 为半径的圆弧上，分别作 C1C2 和 C2C3 的中垂线，其交点即为 D 点

例

已知连杆三个位置 B1C1、B2C2、B3C3，作 B1B2 中垂线与 B2B3 中垂线，交点即 A；同理作 C1C2 与 C2C3 中垂线，交点即 D。A 点也必然在 B1B3 的中垂线上，可作为验证。

作图法第二种情况：已知行程速比系数 K 设计曲柄摇杆机构

3.3.1.2 按照给定的行程速比系数K设计四杆机构

（1）给定行程速比系数K、摇杆3 的长度 c 及其摆角ψ，设计曲柄摇杆机构

首先，按照式（3.2）算出极位角θ。

然后，任选一点D，由摇杆长度c及摆角ψ作摇杆3的两个极限位置C_1D和C_2D。使其长度等于c，其间夹角等于ψ。

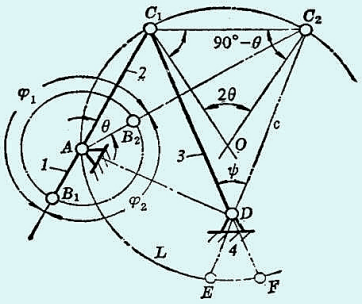


图 3.27 21

- 已知条件：行程速比系数 K、摇杆 CD 的长度、摇杆摆角 ψ
- 由 K 反推极位夹角 θ：θ = 180° × (K-1)/(K+1)
- 摆角 ψ 对应摇杆的两个极限位置 C1、C2（曲柄与连杆共线时达到）
- 作图步骤：
  1. 由 C1、C2、D 及摆角 ψ 作出三角形 C1C2D
  2. 由 θ 角确定圆心 O，作辅助圆
  3. 利用圆周角等于 θ、圆心角等于 2θ 的几何关系确定 A 点所在圆弧
  4. A 点位于以 O 为圆心、OC1 为半径的圆上
  5. 连接 AC1、AC2，由 AC1、AC2 长度关系求出曲柄长度 a 和连杆长度 b

注意

仅凭已知条件无法唯一确定 A 点的具体位置，A 点可在满足条件的圆弧上选取。E 点和 F 点不能作为 A 点：E 点处机构无法运动，F 点处运动距离太短，无法带动整个结构运动。

例

已知 K、摇杆长度 c、摆角 ψ，先由 θ = 180° ×(K-1)/(K+1) 算出 θ 角，再作出三角形 C1C2D，利用圆周角等于 θ 的巧妙几何关系确定 A 点所在圆弧，最后通过 AC1、AC2 求出曲柄与连杆长度。

曲柄摇杆机构设计——极位夹角法（作图法）

再连直线C_1C_2，作$\angle C_1C_2O=\angle C_2C_1O=\angle 90°-\theta$，得$C_1O$与$C_2O$的交点O。这样，得$\angle C_1OC_2=2\theta$。由于同弦上圆周角为圆心角的一半，故以O为圆心、$OC_1$为半径作圆L，则该圆周上任意点A、与$C_1$和$C_2$连线夹角$\angle C_1AC_2=\theta$。

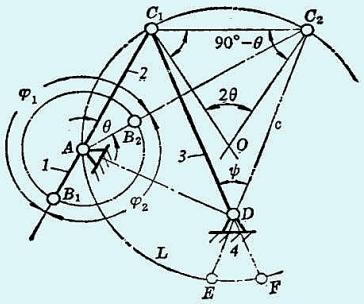


图 3.27 22

- 核心目标：实现圆周角等于圆心角的一半，即极位夹角 θ 与圆心角 2θ 的关系
- 极位位置：曲柄与连杆共线时的两个极限位置（AB_1 与 B_1C_1、AB_2 与 B_2C_2 共线）
- 作图步骤：
  1. 先作出三角形 C_1C_2D（由摇杆长度和摆角确定）
  2. 在 C_1、C_2 处分别作 $90°-\theta$ 的射线，两射线交点即为 O 点
  3. 以 O 为圆心、OC 为半径作圆弧，A 点必在该圆弧上
- 由几何关系确定杆长：
  - $AC_1 = B + A$（连杆 + 曲柄）
  - $AC_2 = B - A$
  - 连杆长度 $B = (AC_1 + AC_2)/2$
  - 曲柄长度 $A = (AC_2 - AC_1)/2$
- 摇杆长度已知，曲柄、连杆长度由此求出

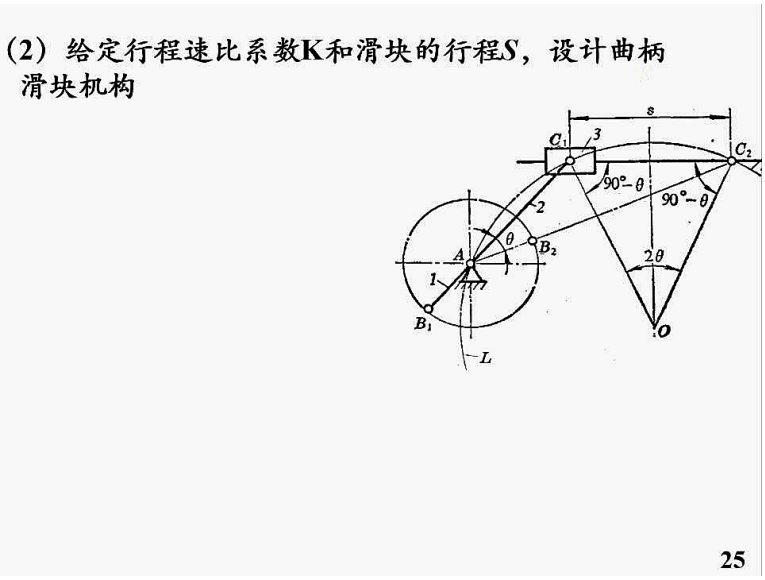
注意

A 点虽在圆弧上，但不能取在 E 点、F 点及其区间内（这些位置无法满足曲柄存在条件）。仅凭现有条件无法唯一确定 A 点，需附加其他条件才能进一步确定。

例

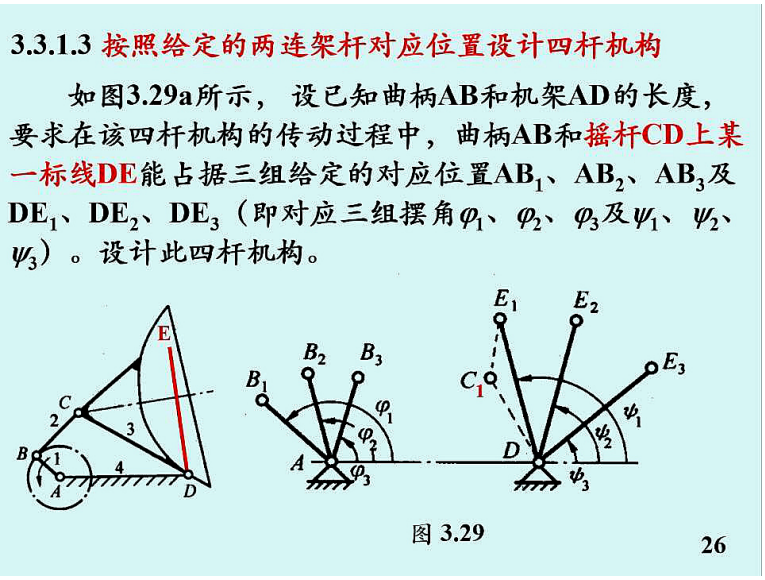
假设 A 点确定后：以 A 为圆心、以曲柄长度 A 为半径画圆，将 AC_1 延长与圆相交得 B_1 点，AC_2 与圆的交点即为 B_2 点，从而完成整个曲柄摇杆机构的作图。

曲柄滑块机构设计（已知行程速比系数 K 与滑块行程 S）



- 与极位夹角法思路一致，只是已知条件不同
- 已知滑块行程 S，可直接确定 C_1 C_2 的位置（代替原先由极位夹角 θ 确定 C_1 C_2 ）
- 同样作出 90° −θ 角，得到 2θ，进而确定 A 点
- 适用于已知行程速比系数 K、摇杆摆角或滑块行程的设计问题

按给定连杆位置设计四杆机构（图 3.29，教材 43 页）



- 已知条件：曲柄 AB 长度 A、机架 AD 长度 D，以及曲柄 AB 与摇杆 CD 上某一标线 DE 的三组对应位置
- 标线 DE 的含义：摇杆 CD 上的一条固定标线（类比卫星接收天线中圆盘上的某条线，摇杆带动整个天线摆动）
- 关键任务：找到 C_1 点，进而确定 C_2 、C_3 的位置

定义

标线：摇杆 CD 上取定的、随摇杆一起运动的参考线（如 DE），用于描述摇杆在给定位置时的姿态。

- 求解思路（钢化反转法）：
  1. 将含 C_2 的构件组（如 AB_2 E_2 D）钢化，绕 D 点逆时针旋转 ψ_1 $-\psi_2$ 角度
  2. 旋转后 C_2 转到 C_1 位置，B_2 转到 B_2' 位置
  3. 同理再旋转 ψ_1 $-\psi_3$ ，得到 B_3'
  4. 由 B_1 B_2' 和 B_2' B_3' 的中垂线交点确定 C_1

注意

电子版教材中 C_1 $-C_2$ 对应的 D_1 、D_2 标注可能有误，应为 D_2 和 D_1 重合（即 2 和 1 对应），以纸质教材 43 页倒数第三、五行标注为准。

例

钢化反转过程中存在三角形全等关系：三角形 C_1 ED ≌ 三角形 C_2 D_2 E ≌ 三角形 C_3 D_3 E（D 点不变）。旋转后 B_2' C_1 $= B_1$ C_1 ，B_3' C_1 $= B_1$ C_1 ，据此可作出 C_1 。

解析法设计四杆机构

3.3.2解析法

按照给定两连架杆对应位置设计四杆机构。在图3.30所示的铰链四杆机构中，已知连架杆AB和CD的三组对应位置φ_1、ψ_1，φ_2、ψ_2和φ_3、ψ_3，要求确定各杆的长度L_1、L_2、L_3和L_4。现以解析法求解。此机构各杆长度按同一比例增减时，各杆转角间的关系不变，故只需确定各杆的相对长度。取L_1=1，则该机构的待求参数只有三个。

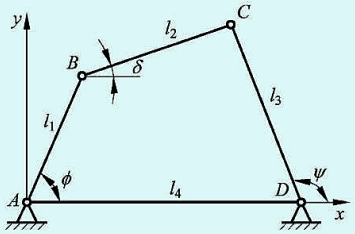


图 3.30

29

- 已知条件：连架杆 AB 与 CD 的三组对应位置（θ_1 、ψ_1 、θ_2 、ψ_2 、θ_3 、ψ_3 ）
- 建立 X 轴、Y 轴两个方向的方程，涉及连杆 L_2 、连架杆 L_3 、机架 L_4
- 联立求解并整理，引入 P_0 、P_1 、P_2 进行数学推导，最终得到表达式
- 将三组数据分别代入计算即可求解

四杆机构演化总结



- 曲柄滑块机构进一步演化出：导杆机构、摇块机构、定块机构、双曲柄机构
- 本章重点掌握作图法设计四杆机构

自由度计算要点（作业讲解）

- 滚子处理：滚子处存在局部自由度，需特殊处理
- 焊接符号：凸轮与齿轮固连为同一构件，滚子与构件固连为同一构件
- 活动构件数：图中按 9 个活动构件计算（滚子与构件固连后合并计数）

注意

复合铰链的判断：若某位置是机架与两个活动构件相连，则该处有两个转动副（复合铰链）；若构件与机架焊接固连，则只有一个转动副。需根据焊接符号区分。

例

作业中 A、C 两图结构类似，但复合铰链位置不同：一个图中构件与机架焊接（一个转动副），另一个图中机架与两个活动构件相连（两个转动副）。

自由度计算——行星轮系（38 题）

- 虚约束处理：两个行星轮中，其中一个按虚约束去掉
- 结构组成：细杆绕机架转动，中心轮（太阳轮）绕机架转动，行星轮绕细杆转动
- 行星轮与两个中心轮分别构成回转副，PL = 5
- 与教材中行星轮系例子完全相同，注意细杆的转动自由度

09 月 17 日

第三章回顾：四杆机构要点

- 基本类型及机构特性：压力角、传动角、死点
- 曲柄存在的必要条件：
  - 曲柄为最短杆
  - 最短杆与最长杆之和 ⩽ 其余两杆之和
- 四杆机构的演化：曲柄滑块机构 → 导杆机构、摇块机构、定块机构；进一步演

化出双滑块机构
- 设计方法重点掌握作图法

凸轮机构的应用背景

4.1 凸轮机构的应用与分类

4.1.1 凸轮机构的应用

凸轮机构能将主动件的连续等速运动变为从动件的往复变速运动或间歇运动。在自动机械、半自动机械中应用非常广泛。

图4-1所示为内燃机配气凸轮机构。凸轮1以等角速度回转时，它的轮廓驱动从动件2（阀杆）按预期的运动规律启闭阀门。

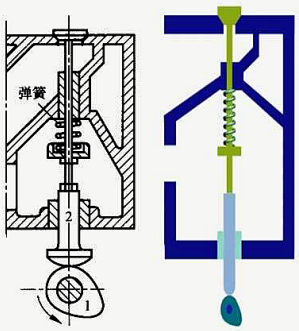


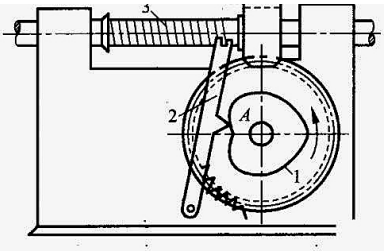
图4-1 内燃机配气凸轮机构

- 内燃机配气机构（进气、排气）中用到凸轮机构
- 凸轮为回转件，外轮廓形状非圆盘形，回转时因轮廓形状不同，驱动从动件做直线往复运动
- 凸轮与从动件接触处常做成滚子或球面接触，以减少摩擦磨损

例

凸轮将主动件的连续等速转动，转换为从动件的往复变速运动或间歇运动（时动时不动）。

凸轮机构的应用实例



用于排线的凸轮机构。当绕线轴快速转动时，经齿轮带动凸轮缓慢地转动，通过凸轮轮廓与尖顶之间的作用，驱使从动件往复摇动，因而使线均匀地绕在绕线轴上。

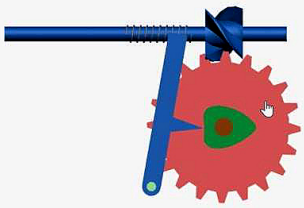


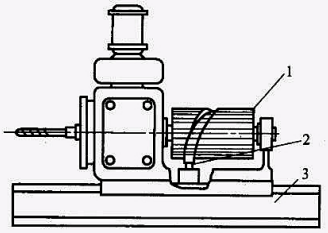
图4-2 绕线机中排线凸轮机构

4

●圆柱凸轮1与动力头连接在一起，它们可以在机架上作往复移动。滚子2的轴固定在机架3上，滚子放在圆柱凸轮的凹槽中。

●凸轮转动时，由于滚子的轴是固定在机架上的，故凸轮转动时带动动力头在机架 上作往复移动，以实现对工件的钻削。

●动力头的快速引进——等速进给——快速退回——静止等动作均取决于凸轮上凹槽的曲线形状



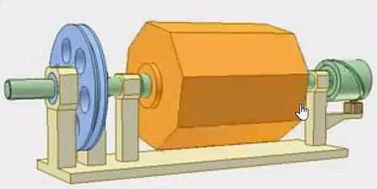


图 4-3 动力头用圆柱凸轮机构

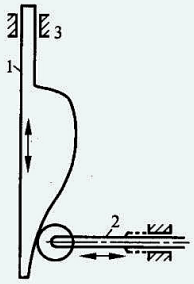
- 绕线机构：绕线轴快速转动，齿轮带动凸轮转动，凸轮与从动件尖点接触，使从动件绕回转中心做摆动，将线均匀绕到线轴上
- 圆柱凸轮机构（钻床）：圆柱凸轮上有槽，滚子固定在机架上并嵌入槽中，凸轮转动带动动力头在机架上做往复运动，可接钻头加工工件
- 进刀机构：圆柱凸轮转动，通过滚子带动齿扇摆动，齿扇与齿条啮合，齿条上装刀具对工件加工
- 冲床（移动凸轮）：凸轮做竖直方向直线往复运动，通过滚子接触转换为水平方向的直线往复运动

凸轮机构的组成与自由度

从以上所举的例子可以看出：凸轮机构主要由凸轮1、从动件2和机架3三个基本构件组成。从动件与凸轮轮廓为高副接触传动，因此理论上可以使从动件获得所需要的任意的预期运动。

●凸轮机构的优点：只需设计适当的凸轮轮廓，便可使从动件得到所需的运动规律，并且结构简单、紧凑、设计方便。

●凸轮机构的缺点：凸轮轮廓与从动件之间为点接触或线接触，易于磨损，所以，通常多用于传力不大的控制机构。



8

- 组成：凸轮、从动件、机架
- 活动构件：2 个（凸轮、从动件）
- 低副：2 个（一般为两个移动副，或一个转动副加一个移动副）
- 高副：1 个（滚子与凸轮之间的凸轮高副）
- 自由度：F = 1，凸轮作为主动件时机构有确定运动

定义

凸轮机构只需设计适当的凸轮轮廓，便可使从动件得到所需的运动规律（往复运动或摆动）。

注意

凸轮与从动件之间为点接触或线接触，容易磨损，因此常采用滚子从动件来替代。

凸轮的分类

4.1.2 凸轮机构的分类

1．按凸轮的形状分类

（1）盘形凸轮：它是凸轮的最基本型式。这种凸轮是一个绕固定轴转动并且具有变化半径的盘形零件。如图4-1和4-2所示。

（2）圆柱凸轮：将移动凸轮卷成圆柱体即成为圆柱凸轮。如图4-3所示。

（3）移动凸轮：当盘形凸轮的回转中心趋于无穷远时，凸轮相对机架作直线运动，这种凸轮称为移动凸轮，如图4-4所示。

9

2．按从动件的形状分类（见表 4.1纵排）：

（1）尖端从动件：这种从动件结构最简单，尖顶能与任意复杂的凸轮轮廓保持接触，以实现从动件的任意运动规律。但因尖顶易磨损，仅适用于作用力很小的低速凸轮机构。

（2）滚子从动件：从动件的一端装有可自由转动的滚子，滚子与凸轮之间为滚动摩擦，磨损小，可以承受较大的载荷，因此，应用最普遍。

10

- 按凸轮形状分：
  - 盘形凸轮：最基本、最常用，绕固定轴线转动，回转半径变化；后续课程主要基于此
  - 圆柱凸轮：用于钻床、进刀机构等
  - 移动凸轮：凸轮做直线往复运动（如冲床）
- 按从动件形状分：
  - 尖顶从动件（点接触）
  - 滚子从动件（最常见）

  - 平底从动件
  - 曲面从动件
- 按从动件运动形式分：
  - 移动从动件（直线往复）
  - 偏置移动从动件
  - 摆动从动件（如绕线机构）

定义

对心移动：从动件的移动导路通过凸轮的回转中心。**偏置移动**：从动件的移动导路与回转中心之间有一定距离，该距离称为偏距。

注意

对心与偏置的区别在于从动件导路是否通过凸轮回转中心，需重点区分，后续设计偏置从动件时还会用到。

从动件常用运动规律

- 运动规律即位移、速度、加速度随时间变化的函数
- 速度 = 位移对时间的导数；加速度 = 速度对时间的导数
- 凸轮匀速转动时，转角与时间成正比：$\varphi = \omega \cdot t$，即 $t = \varphi_1 / \omega$

定义

凸轮匀速转动时，从动件的位移、速度、加速度可表示为凸轮转角 φ_1 的函数，即 $s_2(\varphi_1)$、$v_2(\varphi_1)$、$a_2(\varphi_1)$。下标 1 表示凸轮（主动件），下标 2 表示从动件。

注意

凸轮机构中从动件的运动规律通常以凸轮转角 φ_1 为自变量（而非时间 t），因为 t 与 φ_1 成正比，横坐标常为 φ_1 。

凸轮机构的基本术语（以对心移动尖顶盘形凸轮为例）

现以对心移动尖顶从动件盘形凸轮机构为例,说明凸轮与从动件的运动关系。

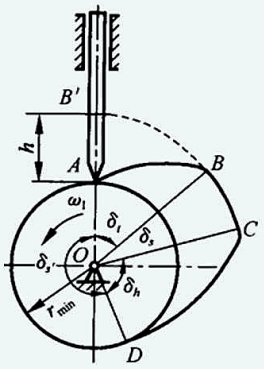
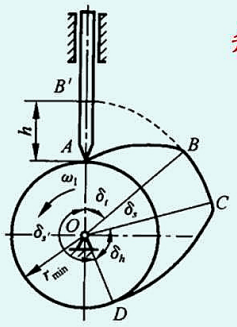


图4-5 a 凸轮机构运动过程

图中点A为凸轮轮廓曲线的起始点。当凸轮与从动件在A点接触时，从动件处于最低位置。

基圆 —— 以凸轮轮廓曲线的最小向径r_{min}为半径所作的圆称为凸轮的基圆，r_{min}称为基圆半径；

15



升程h —— 当凸轮以匀角速ω_1逆时针转动δ_t时，凸轮轮廓AB段的向径逐渐增加，推动从动件达到最高位置B′时，从动件移动的距离

推程运动角δ_t ——对应升程的转角

远休止角δ_s ——凸轮继续转动，凸轮轮廓BC段向径不变，从动件在最远位置停留不动，相应的凸轮转角

定义

基圆：以凸轮回转中心为圆心、以凸轮轮廓最小向径为半径所作的圆。基圆半径即最小向径。

定义

向径：回转中心到凸轮轮廓上任意一点之间的距离。凸轮轮廓上各点向径不同，其中最小向径即为基圆半径。

注意

作图时一定要画出基圆（基圆半径 = 最小向径），后续作业和设计中均需标注。

- 凸轮逆时针转动，从 A 点（起始点）开始，此时从动件处于最低位置
- **推程**：凸轮从 A 转到 B，向径增大，从动件向上移动，移动距离称为推程（升程）
  - 对应转角 Δφ_t 称为推程运动角（升角）
- **远休止**：凸轮从 B 转到 C，向径不变（等于 OB），从动件停在最高位置不动
  - 对应转角 Δφ_s 称为远休止角
- **回程**：凸轮从 C 转到 D，向径减小，从动件向下回落至最低位置
  - 对应转角 Δφ_h 称为回程运动角
- **近休止**：凸轮从 D 转回 A，向径不变（等于基圆半径），从动件停在最低位置不动

注意

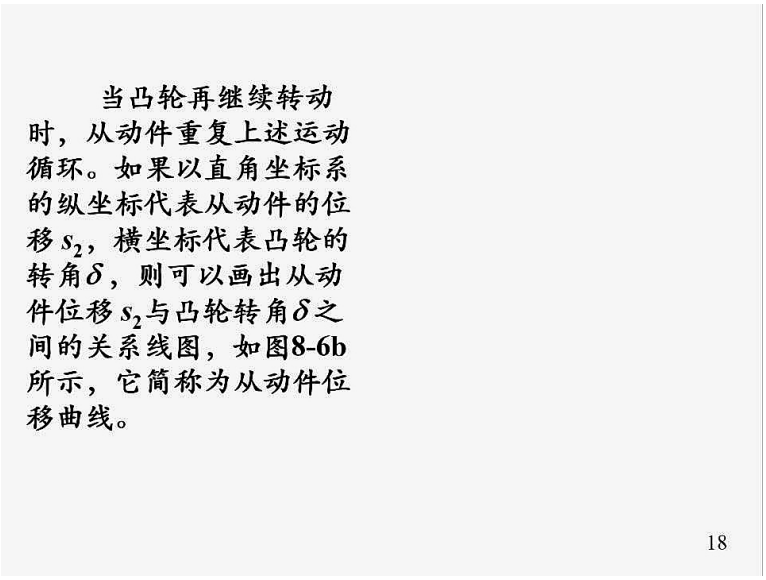
从动件是否运动，取决于凸轮向径是否发生变化。向径不变则从动件不动（远休止、近休止段）。

凸轮机构运动过程的四个角度

- 凸轮转过一周 360°，从动件经历四个阶段，对应四个角度：
  - **推程运动角（δt）**：从动件从最低点上升到最高点，凸轮转过的角度
  - **远休止角（δs）**：从动件停在最高点不动，凸轮转过的角度
  - **回程运动角（δh）**：从动件从最高点回到最低点，凸轮转过的角度
  - **近休止角（δs′）**：从动件停在最低点（离凸轮最近处）不动，凸轮转过的角度

- 这四个角度之和为 360°，覆盖凸轮整个运动过程
- 并非所有凸轮都必须包含这四个阶段，具体取决于要实现的实际运动要求；上述是最典型的凸轮运动过程

从动件位移与凸轮转角的关系（4.5 图）



- 将凸轮转角（a 图）与从动件位移（b 图）对应起来：
  - **推程（δt）**：位移从 0 逐渐增大
  - **远休止（δs）**：位移保持在最高点 h，不变
  - **回程（δh）**：位移逐渐减小，最终回到 0
  - **近休止（δs'）**：位移恒为 0
- 位移运动规律的坐标轴：
  - 横坐标：凸轮转角 δ（也可用时间 t 表示，二者关系为 $\delta = \omega \cdot t$，即 $t = \delta/\omega$）
  - 纵坐标：从动件位移 s_2 （下标 1 表示凸轮，2 表示从动件）

> **注意**
>
> 从动件位移**没有负值**，最小为 0。位移是基于**基圆**来度量的——从动件在基圆位置时位移为 0，位移大小即相对基圆半径的升高量。做作业时不要出现负位移。

从动件运动规律的学习要点

- 学习每种运动规律时，重点掌握：
  1. 该运动规律会产生**什么形式的冲击**
  2. 适用于**什么场合**（高速还是低速）
- 运动规律的推导过程课本上有，课堂上重点讲要点

等速运动规律

4.2 从动件的常用运动规律

1 等速运动规律

从动件速度为定值的运动规律称为等速运动规律。当凸轮以等角速度ω_1转动时，从动件在推程或回程中的速度为常数，如图4-6b所示。

推程时，设凸轮推程运动角为δ_t，从动件升程为h，相应的推程时间为T

则从动件的速度为 $v_2 = C_1 =$常数

位移方程为 $s_2 = \int v_2 dt = C_1 t + C_2$

加速度方程为 $a_2 = \frac{dv_2}{dt} = 0$

19

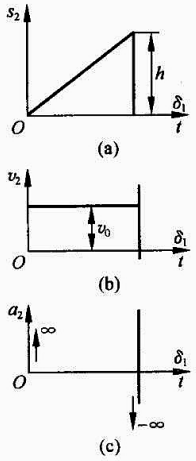


图4-6 等速运动

20

- 定义：从动件在推程或回程中速度 v 为常数
- 凸轮以匀角速度 ω1 转动
- 位移 s 是时间 t 的一次函数（速度对时间积分）
- 加速度 α 为 0（速度对时间求导）

定义

等速运动：从动件在推程或回程过程中速度保持恒定不变的运动规律。

- 推程段的初始条件：
  - 推程运动角为 δt，对应从动件位移为 h
  - 推程对应的时间为 T，则速度 v = h/T
  - t = 0 时，s_2 = 0（位移为 0）
- 由初始条件可推出推程段位移、速度、加速度表达式
- 将时间用转角表示：小 t = δ/ω，大 T = δt/ω
- 最终得到位移、速度、加速度关于凸轮转角 δ 的函数（而非关于时间的函数），这是凸轮设计中实际使用的形式
- 回程段表达式类似，可自行推导

注意

等速运动在推程起点（t=0）和终点处，速度从 0 瞬间突变到恒定值（或从恒定值突变回 0），理论上该瞬间加速度趋于无穷大，会产生刚性冲击。因此等速运动只能用于低速、轻载的场合。

定义

刚性冲击：从动件运动时速度发生突变，导致加速度和惯性力在理论上趋于无穷大，由此产生的冲击称为刚性冲击。

等加速等减速运动规律

2 等加速等减速运动规律

从动件在行程的前半段为等加速，而后半段为等减速的运动规律，称为等加速等减速的运动规律。如图4-7所示，从动件在升程h中，先作等加速运动，后作等减速运动，直至停止。等加速度和等减速度的绝对值相等。这样，由于从动件等加速段的初速度和等减速段的末速度为零，故两段升程所需的时间必相等，即凸轮转角均为$\delta_t/2$；两段升程也必相等即均为$h/2$。

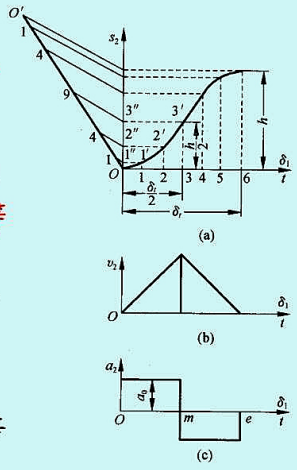


图4-7 等加速等减速运动规律

- 将整个推程 h 分为两段：
  - **前半段（0 ~ h/2）**：等加速运动，加速度为 +α_0
  - **后半段（h/2 ~ h）**：等减速运动，加速度为 -α_0
- 对应转角：前半段为 $\delta t/2$，后半段为 $\delta t/2$
- 前半段（等加速）的运动规律：
  - 加速度 α 为常数 α_0
  - 速度 v 是时间（或转角）的一次函数
  - 位移 s 是时间（或转角）的二次函数，曲线为抛物线
- 初始条件（边界条件）：
  - $\delta = 0$（$t = 0$）时，速度 $v = 0$，位移 $s = 0$
  - $\delta = \delta t/2$ 时，位移 $s = h/2$
- 由 α_0 表达式出发，对加速度一次积分得速度、二次积分得位移，代入边界条件即可得到位移、速度、加速度表达式
- 后半段（等减速）同理，也是抛物线关系，可自行推导

例

等加速等减速位移曲线的作图方法（已知 h、δt，且为等加速等减速）：

- 关键点：起点（0 点）、中点（h/2 处，对应 $\delta t/2$）、最高点（h 处）
- 前半段抛物线按 1 : 4 : 9 的比例关系取点（二次函数性质），确定一撇、二撇等中间点
- 用光滑曲线连接各点，即得位移曲线

作图法实现等加速等减速位移 1:4:9

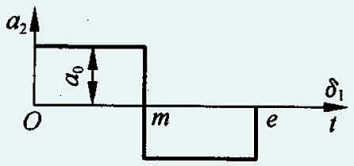
- 将二分之 Δt 均分为三段，对应位移比值应为 1:4:9
- 作图思路：先作一条射线，在射线上量取长度比为 1:4:9 的线段
- 将 9 与三两撇连接，再分别作平行线（三两撇-9、4-二两撇、1-一两撇），使一两撇、二两撇、三两撇的位移比也为 1:4:9
- 过各分点作横坐标平行线，与对应角度纵坐标平行线相交，得到一撇、二撇、三撇，即各角度对应的位移
- 优点：无需在纵坐标上按单位换算计算（如将二分之 h 除以 9 求每份长度），直接用射线比例即可

例

若直接在纵坐标上取 1:4:9，需先确定单位（如两毫米算一份），再把二分之 h 除以 9 得到每份长度，取 4 份时还要计算。用射线作图法可省去这些计算。

等加速等减速运动的冲击性质

由加速度线图4-7c可知，从动件在升程始末，以及由等加速过渡到等减速的瞬时(即o、m、e三处)，加速度出现有限值的突然变化，这将产生有限惯性力的突变，从而引起冲击。这种从动件在瞬时加速度发生有限值的突变时所引起的冲击称为柔性冲击。所以等加速等减速运动规律不适用于高速，仅用于中低速凸轮机构。



(c)

30

- 加速度在 ω 处从 0 突变为有限值，而非无穷大
- 有限惯性力突变产生的冲击为柔性冲击
- 适用场合：中低速，速度可略高于等速运动

注意

冲击的刚性/柔性取决于加速度突变方式：突变到无穷大为刚性冲击，突变到有限值为柔性冲击。

简谐运动（余弦加速度）的位移推导

3 简谐运动规律

点在圆周上作匀速运动时，它在这个圆的直径上的投影所构成的运动称为**简谐运动**，如图4-8a。

从动件的位移线图,其方程为：

$$s_2 = \frac{h}{2}(1-\cos\theta)$$

θ=π 时，$\delta_1=\delta_t$，
而凸轮作匀速转动，故$\theta=\pi\delta_1/\delta_t$

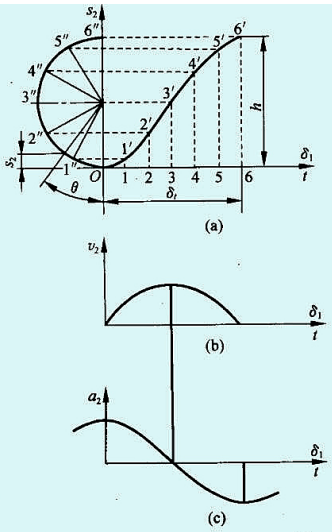


图 4-8 简谐运动

31

简谐运动规律位移线图的作法如下：

把从动件的行程 *h* 为直径画半圆，将此半圆分成若干等份得1”、2”、3”、4”、...点。再把凸轮运动角也分成相应的等份，并作垂线11'、22'、33'、44'、...，然后将圆周上的等分点投影到相应的垂直线上得1'、2'、3'、4'、...点。用光滑的曲线连接这些点，即得到从动件的位移线图,其方程为：

$$s_2 = \frac{h}{2}(1-\cos\theta)$$

32

- 点在圆上做匀速运动时，其在直径上的投影构成简谐运动
- 点绕 180° 对应位移为 H，故圆的半径为二分之 h
- 位移表达式：s_2 = 二分之 h − 二分之 h × cosθ

定义

简谐运动：点在圆周上做匀速运动，其在直径方向上的投影长度即为位移大小。

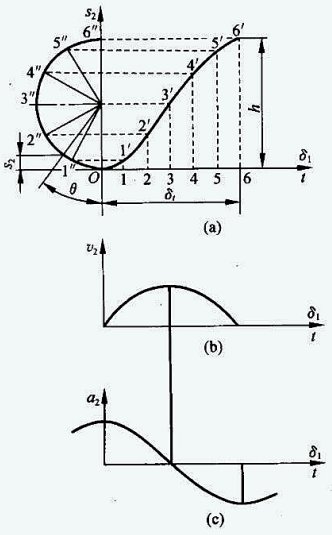
- θ 与 Δt_1 的关系：$\theta = (\pi / \Delta t) \times \Delta t_1$ （θ=π 时对应 $\Delta t_1 = \Delta t$）

例

s_2 = 二分之 h − 二分之 h × cosθ，其中二分之 h 为圆半径，二分之 h × cosθ 为上半段距离，相减即得投影位移 s_2 。

简谐运动的速度与加速度

由加速度线图可见，一般情况下，这种运动规律的从动件在行程的始点和终点有柔性冲击；只有当加速度曲线保持连续时，这种运动规律才能避免冲击。



- 速度 v = s 对 t 求导，加速度 a = s 对 t 二次求导
- 求导时注意链式法则：先对 Δt₁ 求导，Δt₁ 再对 t 求导，得到 ω
- 推程段：s 与 cos 有关，v 与 sin 有关，a 为余弦函数
- 初始时刻加速度达到有限值，故简谐运动仍产生柔性冲击

正弦加速度运动（摆线运动）的位移推导

4 正弦加速度运动

当一个半径为R的圆沿纵轴均匀纯滚动时，圆周上B点的轨迹为摆线，B点沿摆线运动的过程中在纵轴上投影就构成一加速度为正弦曲线的运动轨迹，称为正弦加速度运动，也称为摆线运动规律

$$s_2 = R\theta - R\sin\theta$$

θ=2π 时，$\delta_1=\delta_t$，而凸轮作匀速转动，故$\theta = 2\pi\delta_1/\delta_t$

R =h/ 2π

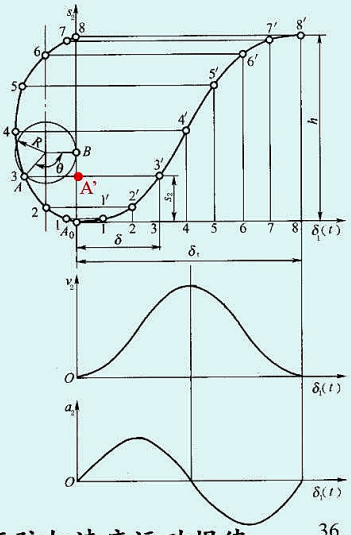


图4-9 正弦加速度运动规律

36

- 半径为 r 的圆沿纵坐标纯滚动，圆周上 b 点的轨迹为摆线
- b 点在纵轴上的投影构成加速度为正弦的运动

定义

纯滚动：圆滚过的直线距离等于其滚过的弧长，即 a₀ b = 弧长 ab = r × θ。

- 位移表达式：$s_2 = a_0 b - a' b = r \times \theta - r \times \cos(\theta - 90^\circ) = r \times \theta - r \times \sin\theta$
- 滚过弧长 = r × θ，$a' b = r \times \cos(\theta - 90^\circ) = r \times \sin\theta$

例

类比汽车轮胎在路面上滚动：轮胎与地面接触点从 a_0 滚到 b，滚过的直线距离等于轮胎自身滚过的弧长。

- θ 与 Δt_1 的关系：$\theta = (2\pi / \Delta t) \times \Delta t_1$ （绕一整圈 2π 对应 $\Delta t_1 = \Delta t$）
- r 与 h 的关系：$h = 2\pi r$，故 $r = h / (2\pi)$

正弦加速度运动的速度与加速度

由于半径为**R**的圆作的是纯滚动，所以可以推出**位移曲线方程**

$$s_2 = R\theta - R\sin\theta$$

从动件**推程**作正弦加速运动的运动方程：

$$s_2 = h[\delta_1/\delta_t - \sin(2\pi\delta_1/\delta_t)/2\pi]$$

$$v_2 = h\omega[1-\cos(2\pi\delta_1/\delta_t)]/\delta_t$$

$$a_2 = 2\pi h\omega^2\sin(2\pi\delta_1/\delta_t)/\delta_t$$

从动件在**回程**作正弦加速运动的运动方程：

$$s_2 = h[1-\delta_1/\delta_h + \sin(2\pi\delta_1/\delta_h)/2\pi]$$

$$v_2 = h\omega[\cos(2\pi\delta_1/\delta_h)-1]/\delta_h$$

$$a_2 = -2\pi h\omega^2\sin(2\pi\delta_1/\delta_h)/\delta_h$$

运动规律既无速度突变，也没有加速度突变，没有任何冲击，故可用于高速凸轮。但它的缺点是加速度最大值较大，惯性力较大，要求较高的加工精度

- 对 s_2 求导得速度 v，再求导得加速度 a
- 推程段：s 与 sin 有关，v 与 cos 有关，a 为正弦函数
- 加速度曲线处处圆滑，无任何突变，故无冲击

注意

正弦加速度运动是唯一无冲击的运动规律，适用于高速场合。

等速运动的改进（改进等速运动）

5 改进型运动规律简介

为了消除位移曲线上的折点，可将位移线图作一些修改。如图**4-10**所示，将行程始、末两处各取一小段圆弧或曲线**OA**及**BC**，并将位于曲线上的斜直线与这两段曲线相切，以使曲线圆滑。当推杆按修改后的位移规律运动时，将不产生刚性冲击。但这时在**OA**及**BC**这两段曲线处的运动将不再是等速运动。

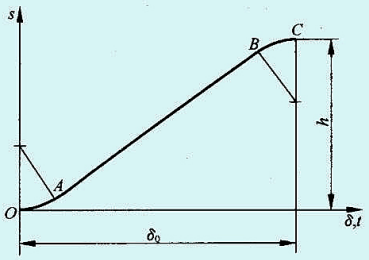


图**4-10** 改进的等速运动位移曲线

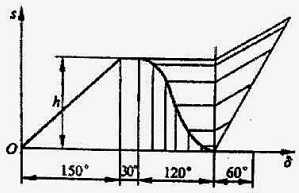
38

- 若位移曲线完全为直线，则为等速运动，会产生刚性冲击
- 在初始和末了时刻对位移曲线进行改进（圆滑过渡），使其至少实现柔性冲击

推程与回程的冲击对比

课堂练习（一）

根据下图所示的凸轮位移线图，判断：



1．推程、回程的所受的冲击分别是_____。

（A）刚性冲击、柔性冲击　　（B）刚性冲击、刚性冲击

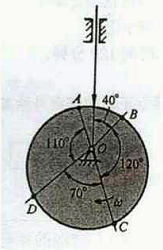
（C）柔性冲击、柔性冲击　　（D）柔性冲击、无冲击

2．远休止角为_____。

（A） 150°　　（B） 30°　　（C） 120°　　（D） 60°

课堂练习（二）

如图所示凸轮机构的推程运动角是(　)



（A）120°
（B）70°
（C）110°
（D）60°

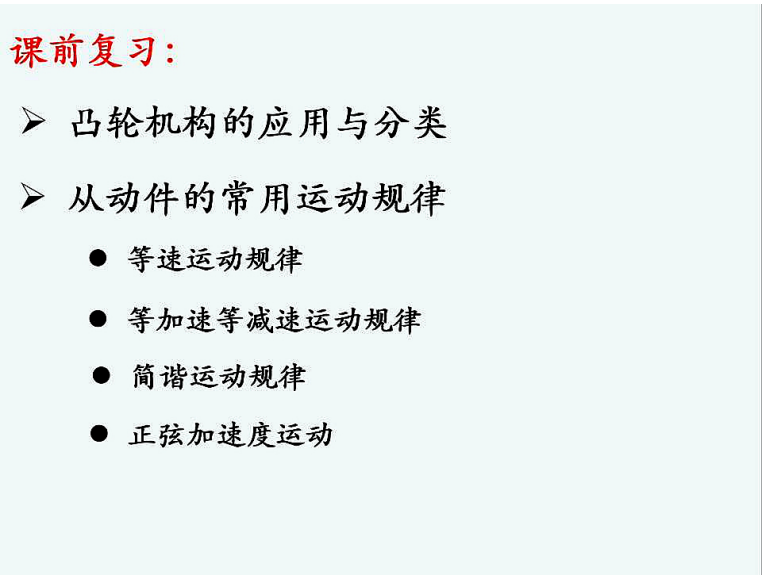
- 推程：刚性冲击
- 回程：柔性冲击，远休止角为 30°

注意

推程运动角与转向有关：顺时针转时推程运动角为 110°，逆时针转时推程运动角为 120°。

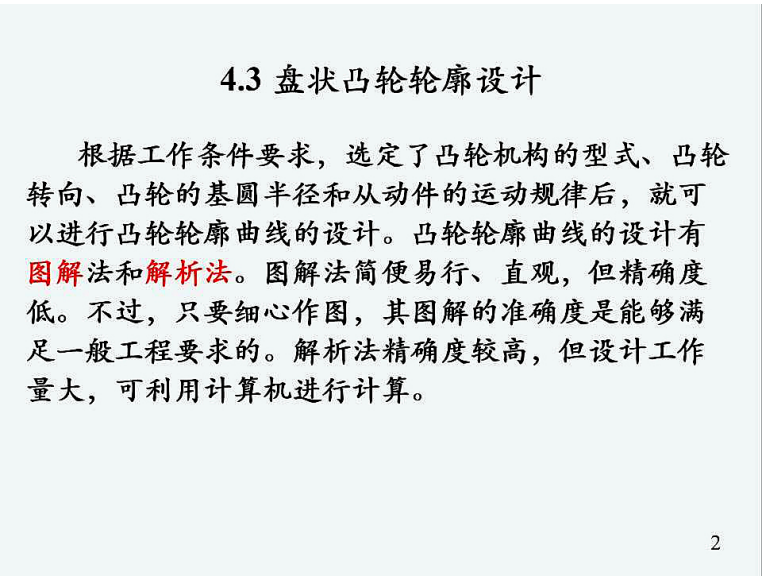
09 月 18 日

课程回顾：凸轮机构前两节



- 上一讲覆盖凸轮机构的前两小节：应用与分类、从动件运动规律
- 分类依据：主动件（凸轮）形状、从动件类型
- 四种典型运动规律：等速运动、等加速等减速、简谐运动（余弦加速）、正弦加速运动
- 先讲从动件运动规律的原因：设计凸轮时，需基于从动件的运动规律来设计凸轮外形
- 运动规律不局限于这四种，最终与实际应用场景相关

本讲内容概览



- 本讲讲解第三、四小节：根据从动件运动规律设计凸轮机构
- 设计方法类似四杆机构设计，有分析法和图解法
- 本讲重点讲解图解法
- 图解法的核心前提是理解”反转法”

反转法（Reverse Rotation Method）

图解法

凸轮机构工作时，通常凸轮是运动的。用图解法绘制凸轮轮廓曲线时，却需要凸轮与图面相对静止。为此，我们应用“反转法”，其原理如下：

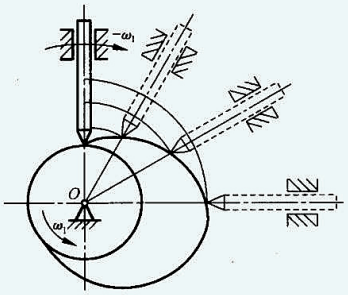


图4-11 反转法原理 3

定义

反转法：给整个凸轮机构（凸轮、从动件、机架）施加一个与凸轮实际转向相反的角速度（-ω），使凸轮相对静止，而从动件相对机架做复合运动，从而将凸轮轮廓设计问题转化为从动件位移的作图问题。

- 核心问题：谁动、谁不动、如何反转
- 实际凸轮运动：凸轮做整周回转，从动件做往复运动
- 反转法假设：给整个系统施加一个反向角速度 -ω（回转中心为 O 点）
- 施加 -ω 后，凸轮不动，从动件绕 O 点转动
- 从动件做复合运动：
  - 绕回转中心 O 转动
  - 沿导路做往复直线运动
- 从动件直线位移 = 该点处凸轮向径 - 基圆半径

例

凸轮实际转向为逆时针时，反转法给整个系统施加顺时针的 -ω。经过 t 时刻后，从动件从基圆最低点位置转动到新位置，同时沿导路移动一段距离（向径与基圆半径之差），该位置即为凸轮外轮廓上的一点。

- 反转法的意义：已知某时刻从动件应移动的距离，即可确定凸轮外轮廓上的一点；将各时刻的点用光滑曲线连接，即得凸轮外轮廓

反转法设计凸轮的基本流程

图解法

凸轮机构工作时，通常凸轮是运动的。用图解法绘制凸轮轮廓曲线时，却需要凸轮与图面相对静止。为此，我们应用“反转法”，其原理如下：

图4-11所示为一对心移动尖顶从动件盘形凸轮机构。设凸轮的轮廓曲线已按预定的从动件运动规律设计。当凸轮以角速度ω_1绕轴O转动时，从动件的尖顶沿凸轮轮廓曲线相对其导路按预定的运动规律移动。

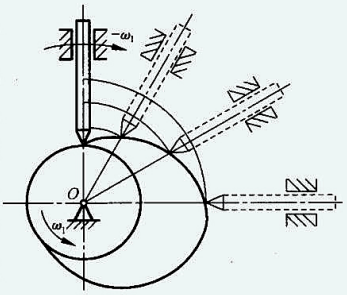


图4-11 反转法原理 3

- 已知条件：从动件位移曲线 s-δ（针对凸轮转角）、基圆半径
- 位移曲线分段对应凸轮四个运动角：
  - 推程（升程）运动角：120°
  - 远休止角：60°
  - 回程运动角：90°
  - 近休止角：90°
- 根据位移曲线和基圆半径，可绘制出凸轮外轮廓各点，用光滑曲线连接即得凸轮轮廓

对心移动尖点从动件盘形凸轮设计

1．对心移动尖顶从动件盘形凸轮轮廓

已知从动件的位移运动规律，凸轮的基圆半径r_{min}，以及凸轮以等角速度ω_1顺时针回转，要求绘出此凸轮的轮廓。

（1）按从动件运动规律作出位移线图（图4-12b），并将横坐标等分分段。

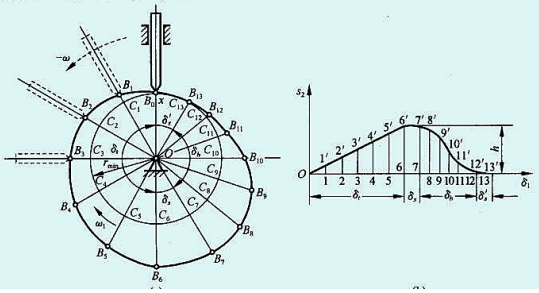


图4-12b 6

- 已知条件：基圆半径、凸轮角速度 ω、从动件位移曲线 s-δ
- 注意凸轮转向与反转方向相反：凸轮顺时针转 → 反转法为逆时针方向
- 作图步骤（以找 B_1 点为例）：
  1. 在白纸上画出基圆（半径已知）
  2. 设定 B_0 为位移等于 0 的起始点（与基圆接触位置）
  3. 按反转方向（逆时针）转过角度 $\angle B_0 OB_1$，该角度对应位移曲线横坐标上

δ_1 位置的角度（如 30°）

4. 在基圆上找到对应点 C_1，沿导路方向量取 C_1B_1 = 位移曲线上的对应位移值（如 1-1'段）
5. 得到 B_1 点，同理可找 B_2、B_3 …B_{13}

- 点分得越多，曲线越光滑准确
- 将各点用光滑曲线连接，即得凸轮外轮廓

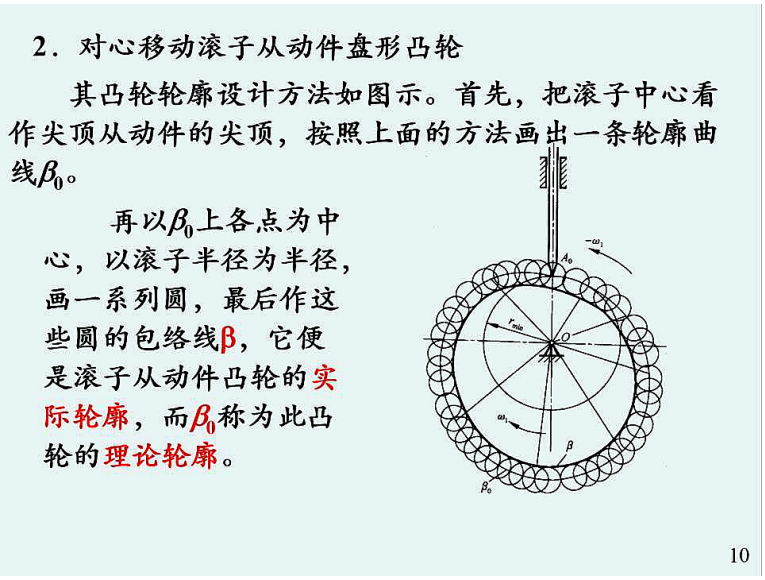
注意

反转方向与凸轮实际转向相反：凸轮顺时针转时，反转法按逆时针方向作图；凸轮逆时针转时，反转法按顺时针方向作图。作图时务必先确认凸轮实际转向。

注意

找 B 点时，角度（$\angle B_0OB_n$）必须与位移曲线横坐标上对应位置的角度一致，位移（C_nB_n）必须与位移曲线上对应位置的位移值一致，两者不可混淆。

对心移动滚子从动件盘形凸轮设计



- 滚子的作用：减小摩擦磨损
- 滚子从动件凸轮有两种轮廓曲线：
  - 理论轮廓曲线（β_0）
  - 实际轮廓曲线（β）

定义

理论轮廓曲线：按对心移动尖点从动件的方法作出的凸轮轮廓曲线。实际轮廓曲线：以理论轮廓曲线上的点为圆心、以滚子半径为半径作一系列圆，这些圆的包络线即为实际轮廓曲线。

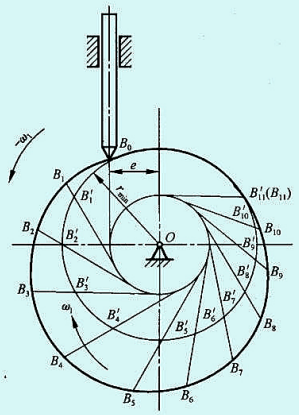
- 作图步骤：
  1. 按对心移动尖点从动件方法作出理论轮廓曲线 β_0
  2. 在 β_0 上取若干点（点越多越好）
  3. 以 β_0 上各点为圆心、以滚子半径为半径作一系列圆
  4. 作这些圆的包络线，即得实际轮廓曲线（凸轮的实际轮廓）

偏置移动从动件凸轮设计（引入）

3．偏置移动尖顶从动件盘形凸轮轮廓

●由于从动件导路的轴线不通过凸轮的转动中心，其偏距为*e*。

●所以从动件在反转过程中，其导路轴线始终与以偏距*e*为半径所作的偏距圆相切，因此从动件的位移应沿这些切线量取，作图方法如下：



11

- 接下来讲解偏置移动从动件（偏置移动尖点）凸轮的设计
- 与对心移动从动件的区别在于从动件导路不通过凸轮回转中心，存在偏距

偏置移动从动件的概念

- 从动件沿机架做直线往复运动，其导路不通过凸轮回转中心，即存在偏距。
- 导路通过回转中心 → 对心移动从动件；导路与回转中心有一段距离 → 偏置移动从动件。
- 这段距离称为偏距（e）。

定义

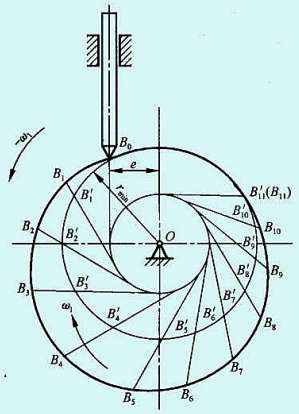
偏置移动从动件：从动件做直线往复运动，但其导路与凸轮回转中心之间存在一段距离（偏距 e）的凸轮机构。

偏置移动从动件轮廓设计要点

3．偏置移动尖顶从动件盘形凸轮轮廓

●由于从动件导路的轴线不通过凸轮的转动中心，其偏距为*e*。

●所以从动件在反转过程中，其导路轴线始终与以偏距*e*为半径所作的偏距圆相切，因此从动件的位移应沿这些切线量取，作图方法如下：



（1）根据已知从动件的运动规律，作出从动件的位移线图，并将横坐标分段等分。

11

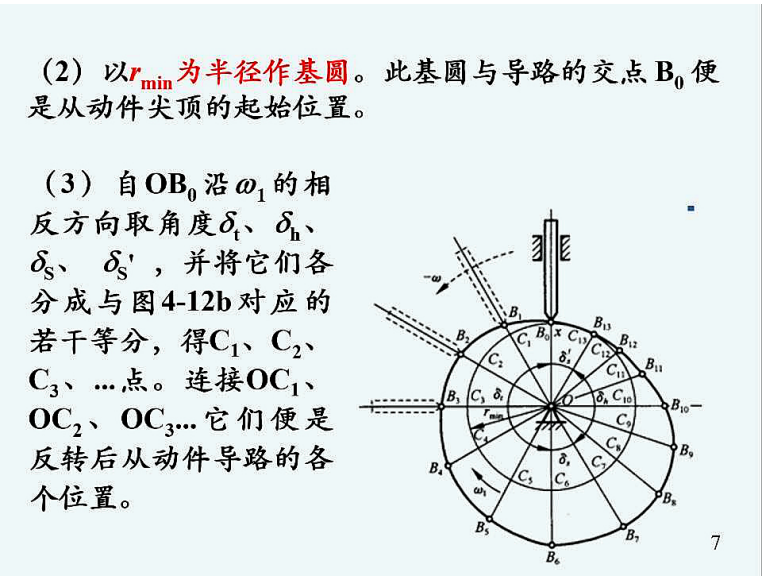
- 与对心移动从动件类似，需在反转后的各位置找到 B_1、B_2、B_3 …B_{10}、B_{11} 等轮廓点。
- 图中会给出对应的从动件位移曲线（s-δ 曲线）。

- 关键：在反转后的导路方向上，从动件除了随导路绕 O 点转动外，还要沿导路移动一段距离。

注意

偏置时，从动件在反转后的位置，其位移量是向径减去基圆半径，且导路方向始终与偏距方向保持一致，不能按对心情况直接套用。

反转法（核心方法）



- 课本 56 页图 4.11，是设计凸轮轮廓的基本方法。
- 凸轮实际做整周回转（360°），从动件做往复运动。
- 反转法核心：给整个凸轮机构（凸轮 + 从动件 + 机架）一个与凸轮实际转向相反的角速度（$-\omega_1$），绕回转中心 O 转动。

定义

反转法：假设给整个凸轮机构施加一个与凸轮实际角速度 ω_1 大小相等、方向相反的角速度 $-\omega_1$，使凸轮相对静止，而从动件一边随导路绕 O 点反向转动，一边按预定运动规律沿导路做往复运动，从而确定凸轮轮廓上各点的方法。

- 反转后：凸轮不动，从动件做复合运动：
  1. 随导路绕回转中心 O 反向转动；
  2. 沿导路按预定规律做直线往复运动，位移 = 向径 − 基圆半径。

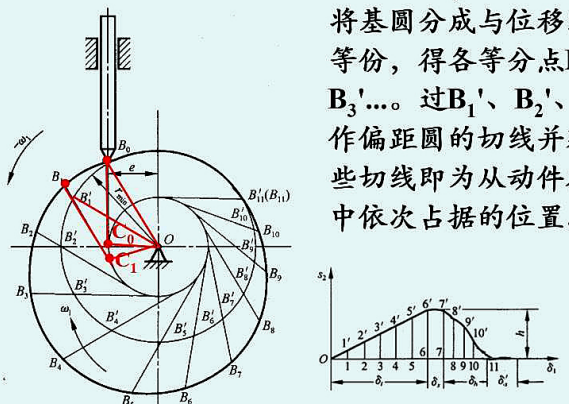
例

若凸轮实际逆时针转，则给整个系统一个顺时针的 $-\omega_1$；反转后凸轮静止，从动件绕 O 顺时针转动，同时沿导路移动（向径 − 基圆半径）的距离。

反转法设计凸轮轮廓的步骤

（2）在基圆上，任取一点B_0作为从动件升程的起始点，并过B_0作偏距圆的切线，该切线即是从动件导路线的起始位置。

（3）由B_0点开始，沿相反方向将基圆分成与位移线图相同的等份，得各等分点B_1'、B_2'、B_3'...。过B_1'、B_2'、B_3'...各点作偏距圆的切线并延长，则这些切线即为从动件在反转过程中依次占据的位置。



12

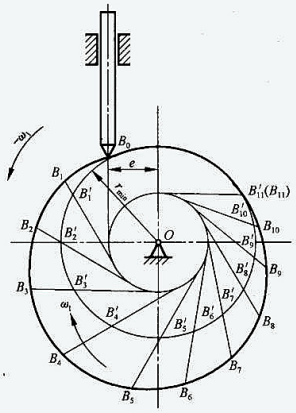
- 已知：从动件位移曲线 s-δ、基圆半径 r_0 、凸轮转向。
- 将凸轮转角分成若干等分（如 13 个点），对应位移曲线上的各点。
- 在基圆上按反转方向量取对应角度，得到导路位置。
- 沿导路方向量取位移（向径 − 基圆半径），得到轮廓点 B_1 、B_2 、B_3 …
- 用光滑曲线连接各点，即得凸轮外轮廓。

注意

反转方向与实际凸轮转向相反。若凸轮顺时针转，反转法就逆时针转；反之亦然。角度要与位移曲线横坐标上的位置一一对应。

对心移动尖点从动件盘形凸轮

（4）在各条切线上自B_1'、B_2'、B_3'..截取$B_1'B_1$=11，$B_2'B_2$=22，B'_3B_3=33...得B_1、B_2、B_3...各点。将B_0、B_1、B_3...各点连成光滑曲线，即为凸轮轮廓曲线。



13

- 已知基圆半径 r_0 、凸轮角速度 ω_1 （顺时针），从动件位移曲线 s-δ。
- 反转方向为逆时针。
- 找点方法：在基圆上量取对应角度（如 B_0 OB_1 对应位移曲线横坐标 δ_1 处），再沿导路量取位移（如 c_1 b_1 = 1-1′ 段），得到轮廓点。

例

找 B_1 ：先画基圆，设定 B_0 为位移为 0 的起始点；反转量取角度 B_0 OB_1 （对应位移曲线 δ_1 处，如 30°）；沿导路量取 c_1 b_1 = 位移曲线 1-1′ 段长度，即得 B_1 。同理可找 B_2 、B_3 …$B_{1\ 3}$ 。

对心移动滚子从动件盘形凸轮

- 滚子主要用于减小摩擦磨损。
- 存在两种轮廓曲线：理论轮廓和实际轮廓。
- 需给出滚子半径 r_T。

注意

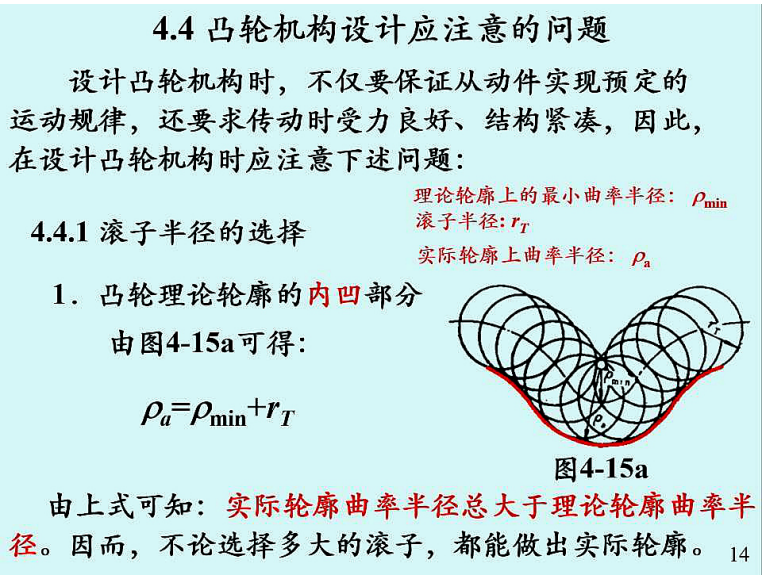
滚子从动件凸轮有理论轮廓与实际轮廓之分，二者不同，设计时需先确定理论轮廓，再根据滚子半径得到实际轮廓。

- 先按对心移动尖点形式做出理论轮廓曲线
- 以理论轮廓曲线上各点为圆心、滚子半径为半径作一系列圆
- 用包络线平滑连接这些圆，即得实际轮廓曲线
- 取点越多，包络线越精确

例

以理论轮廓曲线（β_0 ）上取点，以各点为中心、滚子半径为半径画圆，这些圆的包络线就是凸轮的实际轮廓曲线。

凸轮轮廓设计的基本思路



- 先按尖点形式做出理论轮廓曲线（理论扩线）
- 再根据滚子情况做出实际轮廓曲线
- 理论轮廓曲线由反转法结合从动件位移曲线作出

偏置的概念

- 对心：从动件导路通过凸轮回转中心
- 偏置：从动件导路与凸轮回转中心之间有一段距离

定义

偏距（e）：从动件导路与凸轮回转中心之间的垂直距离。

偏置移动尖点从动件盘形凸轮

- 特点：导路不通过回转中心，与回转中心相距偏距 e
- 找点方法与对心移动尖点类似：先画基圆，再根据位移曲线确定各角度对应位置，量取位移距离找到 b_1 、b_2 、b_3 等点
- 区别：找点时要沿偏距方向量取

偏置移动滚子从动件盘形凸轮

- 与对心移动滚子类似：先按尖点形式做理论轮廓，再以滚子半径为半径作圆，用包络线得实际轮廓
- 区别：从动件是偏置的，导路不通过回转中心

偏置移动从动件凸轮轮廓的作图步骤

- 先画基圆（以回转中心 O 为圆心、基圆半径 r_0 为半径）
- 再画偏距圆（以 O 为圆心、偏距 e 为半径）
- 已知条件需给出：偏距 e、基圆半径 r_0 、偏置方向（从哪边偏）

注意

偏距在导路两侧是不同的，作图前必须明确偏置方向。

导路与偏距圆的关系

- 无论凸轮转到哪个位置，**导路始终与偏距圆相切**
- 切点处导路与偏距圆半径垂直（直角）

注意

导路与偏距圆相切是偏置移动从动件作图的关键约束，且相切方向与凸轮转向有关，必须注意偏置在哪一侧。

反转法在偏置移动从动件中的应用

- 凸轮顺时针转，反转法给系统**逆时针反转**
- 反转后凸轮不动，从动件绕凸轮回转中心反向转动
- 从基圆上的 b_0 点开始，对应位移曲线上的起点

偏置移动从动件找点方法（以 b_1 为例）

- 先确定角度：oc_0 c_1 对应位移曲线上点 1 对应的角度
- 找到 c_1 后，过 c_1 作偏距圆的切线，切线与基圆相交得 b_1 ′
- 在切线上量取 b_1 ′ b_1 = 位移曲线上 1′ 对应的位移长度，即得 b_1

定义

b_1 ′ ：过切点 c_1 作偏距圆切线，该切线与基圆的交点。

例

找 b_1 的两种等价路径：

1. 先找 c_1 （由角度 oc_0 c_1 确定）→ 过 c_1 作偏距圆切线 → 与基圆交于 b_1 ′

→ 量取位移得 b_1

2. 先找 b_1'（由角度 $b_0\ ob_1'$ 确定）→ 过 b_1' 作偏距圆切线 → 切点为 c_1 → 量取位移得 b_1

注意

三角形 $b_0\ oc_0$ 与 $b_1'\ oc_1$ 全等，因此角度 $b_0\ ob_1'$ 与 $oc_0\ c_1$ 相等，两种找点路径等价。找到 c_1 或 b_1' 后，必须作出与偏距圆相切的切线，再量取位移。

滚子半径对实际轮廓的影响

2．凸轮理论轮廓的外凸部分

由图4-15b可得：$\rho_a = \rho_{\min} - r_T$

（1）当$\rho_{\min} > r_T$时，则有$\rho_a > 0$，如图4-15b所示，实际轮廓为一平滑曲线。

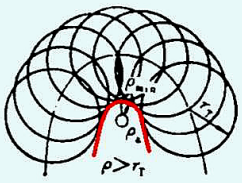


图4-15b

15

- 实际轮廓曲率半径与理论轮廓的凹凸性有关

定义

ρ_a：实际轮廓曲线的曲率半径；ρ_min：理论轮廓的最小曲率半径；r_t：滚子半径。

内凹理论轮廓的情况

- 实际轮廓曲率半径 ρ_a = ρ_min + r_t（加号）
- 无论滚子半径多大，实际轮廓曲线都存在，情况可行

外凸理论轮廓的情况

（2）当$\rho_{min}=r_T$时，则有$\rho_a=0$，如图4-15c所示，在凸轮实际轮廓曲线上产生了尖点，这种尖点极易磨损，磨损后就会改变从动件预定的运动规律。

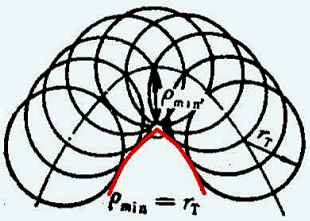


图4-15c

16

- 实际轮廓曲率半径 ρ_a = ρ_min − r_t（减号）
- 当 ρ_min > r_t 时，ρ_a > 0，轮廓平滑，正常

注意

当 ρ_min = r_t 时，ρ_a = 0，实际轮廓出现尖点，易磨损，从动件预期运动规律难以实现。当 ρ_min < r_t 时，实际轮廓出现交叉（失真），应避免。

本节小结

- 需掌握：反转法、对心移动尖点、对心移动滚子、偏置移动尖点、偏置移动滚子
- 作业：手绘一个凸轮轮廓，拍照上传雨课堂

滚子半径与凸轮轮廓曲率半径的关系

（3）当$\rho_{min}<r_T$时，则有$\rho_a<0$，如图4-15d所示，这时实际轮廓曲线发生相交，图中阴影部分的轮廓曲线在实际加工时被切去，使这一部分运动规律无法实现。

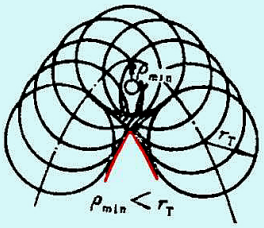


图4-15d

为了使凸轮轮廓在任何位置既不变尖也不相交，滚子半径必须小于理论轮廓外凸部分的最小曲率半径ρ_{min}。

17

- 当凸轮轮廓的最小曲率半径小于滚子半径时，加工时凸轮轮廓会被切去一部分，导致从动件无法实现预期的运动规律。
- 对于外凸的凸轮轮廓，滚子半径必须小于凸轮轮廓的最小曲率半径。

注意

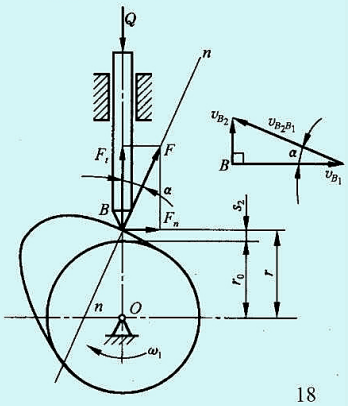
滚子半径过大会导致凸轮轮廓被”切掉”，从动件运动失真。设计时务必保证滚子半径 < 凸轮轮廓最小曲率半径。

凸轮机构压力角的定义

4.4.2 压力角的校核

凸轮机构也和连杆机构一样，从动件运动方向和接触轮廓法线方向之间所夹的锐角称为压力角。

当不考虑摩擦时，凸轮给予从动件的力F是沿法线方向的，从动件运动方向与力F方向之间的夹角α即为压力角。若将F力分解为沿从动件运动方向的有用分力F_t和使从动件压紧导路的有害分力F_n，其关系式为：



18

- 压力角 α 定义为：从动件运动方向（速度方向）与接触轮廓公法线方向之间所夹的锐角。
- 忽略摩擦时，从动件受力方向即公法线方向。

定义

压力角 α：从动件速度方向与接触点公法线方向之间的锐角。

压力角对受力的影响

当驱动从动件的有效分力F_t一定时，压力角α越大，则有害分力F_n就越大，机构的效率就越低。当α增大到一定程度，以致F_n所引起的摩擦阻力大于有用分力F_t时，无论凸轮加给从动件的作用力多大，从动件都不能运动，这种现象称为自锁。从改善受力情况，提高效率，避免自锁的角度考虑，压力角越小越好。

19

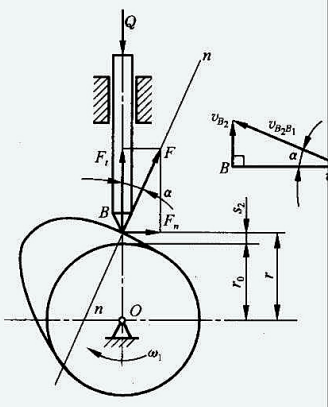
- 将公法线方向上的力 F 分解为两个分力：
  - 沿速度方向的分力 Ft = F · cosα，为有用分力，推动从动件运动。
  - 垂直速度方向的分力 Fn，为有害分力，对运动不起作用。
- 从改善受力角度：α 越小，Ft 越大，Fn 越小，受力越好。

注意

压力角越小，有用分力越大、有害分力越小，受力越有利。但压力角过小会导致基圆半径增大，结构不紧凑。

压力角与基圆半径的关系

如图4-16所示，设凸轮以等角速ω_1顺时针转动。
从动件上B点移动速度$v_{B2}=v_2$。
凸轮上B点的速度$v_{B1}=r\omega_1$，方向垂直于OB。
而从动件上B点相对速度v_{B2B1}的方向与凸轮过B点的切线方向重合。根据点的复合运动之速度合成定理则可做出B点的速度三角形。



$$v_{B2}=v_{B1}\tan\alpha$$

得：$r_0 = r - s_2 = \dfrac{v_2}{\omega \tan\alpha} - s_2$

图4-16 凸轮机构的压力角与半径的关系

20

- 由速度三角形推导：v2 = v1 · tanα
- 其中 v1 = ω · r = ω · (r0 + s2)，故 v2 = ω · (r0 + s2) · tanα
- 反推得基圆半径：r0 = v2 / (ω · tanα) - s2

例

由上式可知：当 v2、ω、s2 一定时，α 越大，r0 越小，凸轮机构结构越紧凑；α 越小，r0 越大，结构越庞大。

- 从结构紧凑角度：希望 r0 小，则 α 应大。
- 从受力角度：希望 α 小，则 Ft 大。
- 两者相互矛盾，需综合考虑，因此对压力角规定许用值。

注意

基圆半径过小会使压力角超过许用值，导致机构自锁。设计时需在受力与结构紧凑之间权衡。

压力角的许用值

由上式可知：若给定从动件运动规律，则ω_1、v_2、s_2均为已知，当压力角愈大时，则其基圆直径愈小，相应机构尺寸也愈小。因此，从机构尺寸紧凑的观点看，其压力角愈大愈好。

综上所述，在一般情况下，既要求凸轮有较高效率、受力情况良好，又要求其机构尺寸紧凑，因此，压力角不能过大，也不能过小，应有一许用值，这个许用值用[α]表示。推荐的许用压力角为：

推程（工作行程）：移动从动件 [α]=30°
摆动从动件 [α]=45°

回程：因受力较小且无自锁问题，故许用压力角可取得大些，通常[α]=80°

21

- 推程（工作行程）：
  - 移动从动件：α 许用值较小（约 30°）
  - 摆动从动件：α 许用值稍大（约 45°）
- 回程：α 许用值较大，约为 80°。

> **注意**
>
> 回程的许用压力角比推程大，因为回程时从动件靠弹簧力或重力返回，受力情况较好，允许更大的压力角。

基圆半径的确定

4.4.3 基圆半径的确定

在设计凸轮机构时，凸轮的基圆半径取得越小，所设计的机构越紧凑。但是，必须指出，基圆半径过小会引起压力角增大，致使机构工作情况变坏，从图8-18可知：

$$r_0 = r - s_2 = \frac{v_2}{\omega \tan\alpha} - s_2$$

显然，在其他条件不变的情况下，基圆半径r_0越小，压力角α越大。基圆半径过小，压力角会超过许用值而使机构效率太低甚至发生自锁。因此实际设计中，只能在保证凸轮轮廓的最大压力角不超过许用值的前提下，考虑缩小凸轮的尺寸。

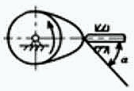
22

- 基圆半径 r0 越小，压力角 α 越大。
- 基圆半径过小，压力角超过许用值，机构会自锁。
- 设计时应在满足压力角许用值的前提下，尽量取较小的基圆半径，使结构紧凑。

压力角判断的课堂练习要点

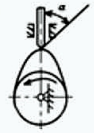
课堂练习（三）

如图所示的凸轮机构中，（ ）所画的压力角是正确的

A. 

B. 

C. 

D. 

参考答案：B

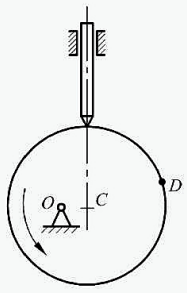
- 判断压力角的关键：先确定从动件的速度方向，再确定受力方向（公法线方向），两者夹角即压力角。
- 图 a：速度方向与受力方向（公法线方向）一致，压力角为 0° 。
- 图 b：受力方向为公法线方向，压力角为公法线与速度方向的夹角。
- 图 c：图中画的是公切线方向，而受力方向应为与公切线垂直的法线方向，故 c 图错误。
- 图 d：与图 a 类似，压力角应为 0° 。

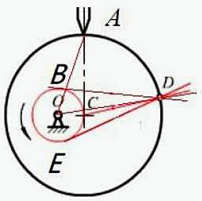
> **注意**
>
> 受力方向是公法线方向，不是公切线方向。公法线与公切线相互垂直，切勿混淆。

偏心轮（圆形凸轮）压力角的判断

课堂练习（四）

如图所示为一偏置直动从动件盘形凸轮机构.已知凸轮为一个以C 点为中心的圆盘,问轮廓上D 点与尖顶接触时其压力角为多少?





- 圆形凸轮（偏心轮）的公法线一定通过其圆心，因此受力方向沿圆心与接触点的连线方向。
- 基圆：以回转中心 O 为圆心、O 到轮廓最近点的距离为半径的圆。
- 在 a 点（接触点位于基圆与轮廓交点附近），压力角为 0° 。

- 在 d 点：受力方向沿公法线（CD 方向），速度方向与偏距圆相切。

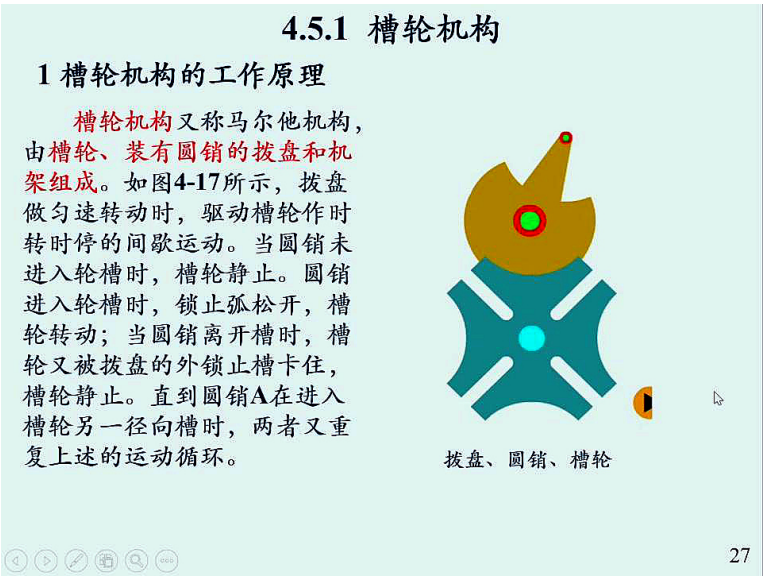
注意

速度方向始终与偏距圆相切。凸轮逆时针转动时，从动件导路与偏距圆在下方相切；凸轮顺时针转动时，在上方相切。判断时务必结合凸轮转向。

例

凸轮逆时针转动时，d 点处速度方向与偏距圆在下方相切；若凸轮改为顺时针转动，则速度方向与偏距圆在上方相切。

槽轮机构



- 组成：装有销子的拨盘、带槽的槽轮（镜架）。
- 工作原理：拨盘上的销子进入槽轮的槽中，拨动槽轮转动；销子离开槽时，槽轮静止，实现间歇运动。
- 有外啮合和内啮合两种形式。
- 典型应用：电影放映机的输片机构，实现一帧一帧的间歇送片。

例

电影放映机利用槽轮机构将拨盘的连续转动转换为胶片的间歇运动，实现逐帧放映。

棘轮机构

- 组成：摆杆、棘轮、棘爪（楔块）。
- 工作原理：摆杆往复摆动，通过棘爪推动棘轮单向间歇转动。
- 摩擦式棘轮机构：通过摆杆、楔块与摩擦轮之间的摩擦实现自锁和单向传动。
- 典型应用：自行车飞轮（棘轮机构），实现单向传动。

不完全齿轮机构

- 组成：主动轮上只有部分齿（如一个齿），从动轮为完整齿轮。
- 工作原理：主动轮有齿部分与从动轮啮合时，从动轮转动；无齿部分不啮合时，从动轮静止，实现间歇运动。
- 有外啮合和内啮合两种形式。

定义

间歇运动机构：主动件连续运动，从动件周期性运动与停歇交替的机构。常见的有槽轮机构、棘轮机构、不完全齿轮机构。

作业安排

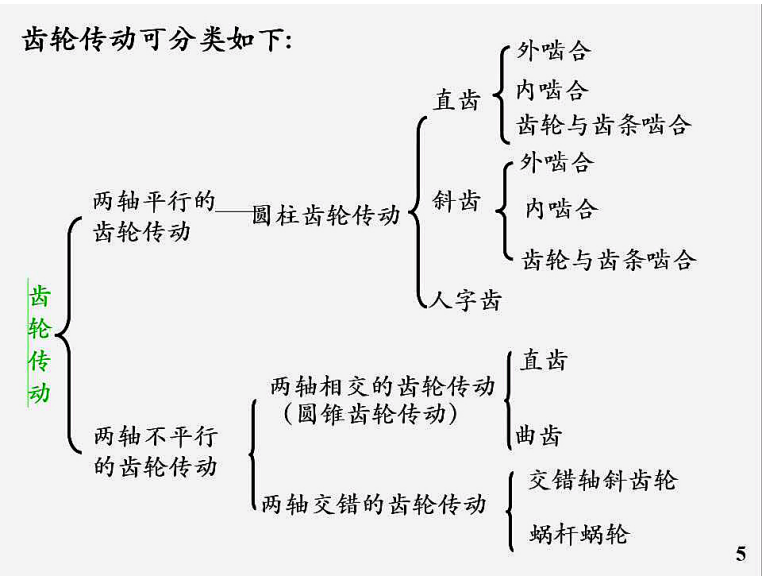
- 作业：雨课堂 4.3 和 4.5，拍照上传，不在网上作业系统提交。

09 月 24 日

原始笔记正文为空。

09 月 25 日

齿轮传动的分类





某发动机齿轮传动系统 10

- 按两轴线是否平行，齿轮传动分为两大类：**两轴线平行**与 **两轴线不平行**
- 两轴线平行：直齿、斜齿、人字齿（相当于两个斜齿轮搭起来）
- 两轴线不平行：
  - 两轴相交：直齿锥齿轮、斜齿锥齿轮（轴交角一般 90° ）

  - 两轴交错：交错轴斜齿轮、蜗轮蜗杆
- 常见传动形式：外啮合直齿、内啮合直齿、齿轮齿条、斜齿轮、锥齿轮、差速齿轮、行星齿轮

例

- 斜齿轮：啮合是逐渐进行的，因此冲击更小、噪音更低、运行更平稳
- 差速齿轮：广泛应用于汽车车桥差速器，转弯时向左右两轮传递不同转速
- 行星齿轮：广泛应用于减速机，在自由度计算中常见

注意

- 交错轴斜齿轮可通过改变螺旋角来补充动作，但传动时会产生轴向力，一般只适用于传递变化方向

齿轮传动的基本要求

- 齿轮啮合最基本的要求：**瞬时传动比保持不变**（而非平均传动比）
- 若传动比变化，从动轮转速变化 → 产生加速度 → 引起噪声、振动 → 影响传动精度

齿廓啮合的基本定律

两相互啮合的齿廓E_1和E_2在K点接触，两轮的角速度分别为ω_1和ω_2。

过K点作两齿廓的公法线N_1N_2，与连心线O_1O_2交于C点。

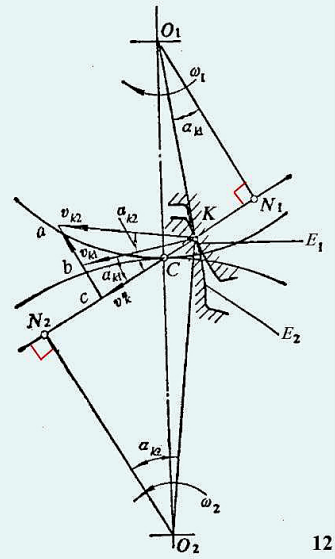


图6-2 齿廓曲线与齿轮传动比的关系

齿廓啮合的基本定律：

为使齿轮保持恒定的传动比，必须使*C*点为连心线上的固定点。

或:欲使齿轮保持定角速比，不论齿廓在任何位置接触，过接触点所作的齿廓公法线都必须与两轮的连心线交于一定点。

•凡满足齿廓啮合基本定律而互相啮合的一对齿廓，称为共轭齿廓。

•理论上齿廓曲线有无穷多，实际选用，考虑设计、制造、安装和强度等要求。

•常用：渐开线齿廓、摆线齿廓和圆弧齿廓

15

- 一对齿廓 E1、E2 在 K 点啮合，两轮角速度分别为 ω1、ω2
- 两条关键线：
  - 公法线 N1N2：过啮合点 K 的公法线（齿轮啮合为高副，仅约束公法线方向）
  - 连心线 O1O2：两回转中心的连线
- K 点速度：VK1 = ω1 · O1K（垂直于 O1K），VK2 = ω2 · O2K（垂直于 O2K）
- 两速度在公法线上的分速度必须相等，否则齿廓要么被挤在一起、要么分开

定义

齿廓啮合的基本定律：要使两齿轮的瞬时传动比保持恒定，则两齿廓在任意接触点处的公法线 N1N2 必须与连心线 O1O2 交于一个定点 C，该定点称为节点。

- 推导过程：由 $VK1 \cdot \cos\alpha K1 = VK2 \cdot \cos\alpha K2$，得 $\omega1/\omega2 = (O2K \cdot \cos\alpha K2)/(O1K \cdot \cos\alpha K1)$
- 利用直角三角形关系：$O2K \cdot \cos\alpha K2 = O2N2$，$O1K \cdot \cos\alpha K1 = O1N1$
- 由三角形 O1CN1 与 O2CN2 相似，得 $\omega1/\omega2 = O2C/O1C$
- 因 O1O2 为定长，要保证传动比恒定，必须使 C 点（节点）为定点

注意

- 节点 C 是公法线 N1N2 与连心线 O1O2 的交点，不是任意点
- 公法线 N1N2 与连心线 O1O2 是两条不同的线，概念要区分清楚

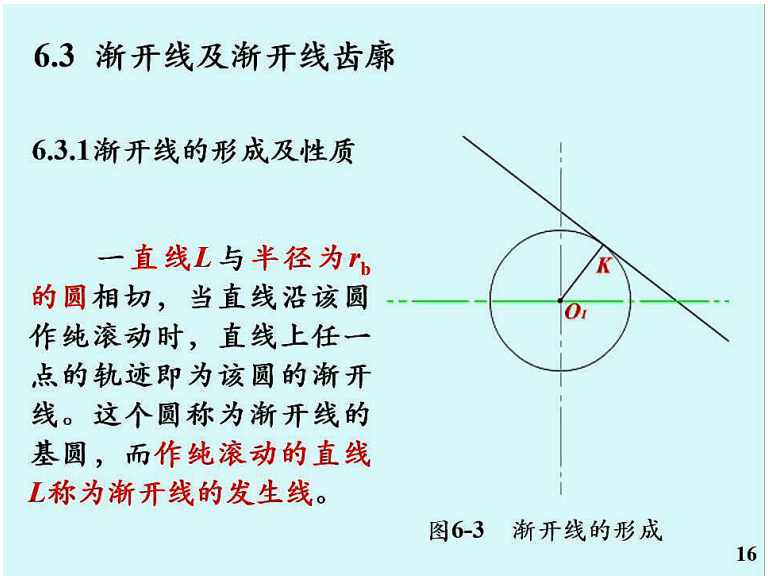
共轭齿廓

定义

共轭齿廓：凡是能满足齿廓啮合基本定律而相互啮合的一对齿廓，称为共轭齿廓。

- 共轭齿廓有多种，常用的是：渐开线齿廓、摆线齿廓、圆弧齿廓
- 渐开线齿廓在工程中应用最广泛，且是共轭齿廓（能满足齿廓啮合基本定律）

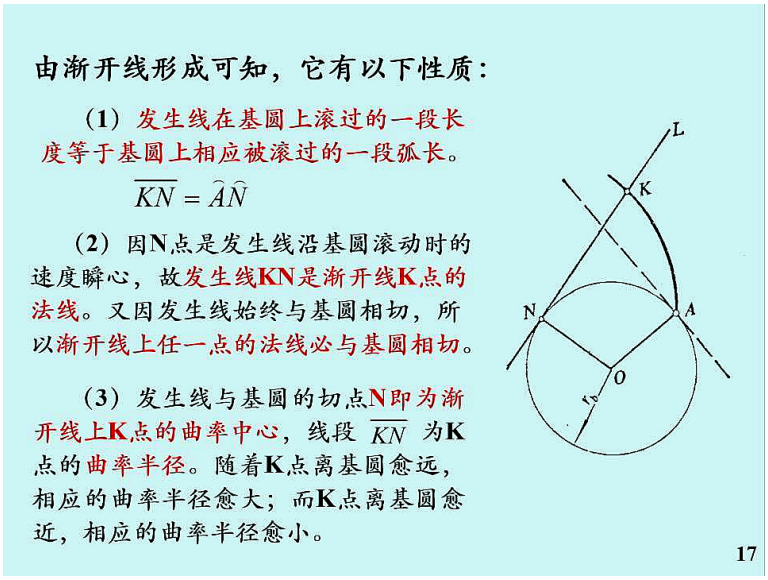
渐开线的形成



- 渐开线形成的要素：
  - 发生线：一条直线 L
  - 基圆：半径为 RB 的圆
- 当发生线沿基圆做纯滚动时，发生线上任意一点的轨迹就是该圆的一条渐开线

> 例
>
> - 图中 AA1K 即为一条渐开线，由发生线上某一点在滚动过程中的轨迹形成

渐开线的性质



性质一：弧长等于直线长

- 发生线在基圆上滚过的弧长，等于发生线自身滚过的直线长度
- 图中：弧长 AB = 直线长 B1K

性质二：公法线与基圆相切

- N 点是发生线滚动时的速度瞬心，发生线 KN 是渐开线在 K 点的法线
- 发生线始终与基圆相切，因此渐开线上任意点的公法线一定与基圆相切

性质三：曲率半径

- 发生线与基圆的切点 N 是渐开线 K 点处的曲率中心，线段 KN 为曲率半径
- 离基圆越远，曲率半径越大；离基圆越近，曲率半径越小
- A 点处的曲率半径为 0（最小）

注意

- 渐开线的”基圆”与凸轮机构的”基圆”概念不同，不要混淆
- 渐开线任意点的公法线必与基圆相切，这是后续分析渐开线齿廓满足啮合基本定律的关键

渐开线形状与基圆半径的关系

（4）渐开线的形状取决于基圆的大小。基圆半径愈小，渐开线愈弯曲；基圆半径愈大，渐开线愈趋平直。

（5）渐开线是从基圆开始向外逐渐展开的，故基圆以内无渐开线。

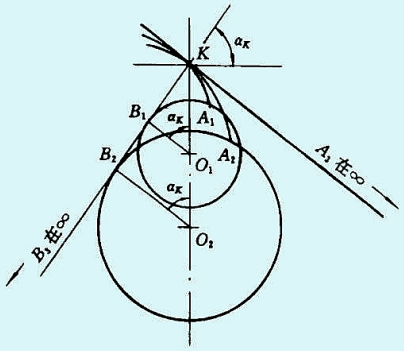


图 6-4 基圆大小与渐开线形状的关系

18

- 渐开线的形状取决于基圆半径（基圆大小）
- 基圆半径越小，渐开线越弯曲
- 基圆半径越大，渐开线越平直
- 同一基圆上可形成多条渐开线（由不同发生线形成），形状相同，仅位置不同

渐开线的性质（五）

- 基圆内部没有渐开线，渐开线只能从基圆处开始向外展开

同一基圆上两条渐开线的公法线长度

- 同一基圆上两条渐开线的公法线长度相等
- 推导依据：渐开线上任意点的公法线与基圆相切，且发生线沿基圆滚过的弧长等于对应直线段长度
- 即：K1K2 = K1B + K2B = A1B 弧长 + A2B 弧长 = A1A2 弧长
- 同理 K1’K2’ 也等于 A1A2 弧长

渐开线齿廓满足齿廓啮合基本定律的推导

6.3.2渐开线齿廓符合齿廓啮合基本定律

基圆半径分别为r_{b1}、r_{b2}，

过两轮齿廓啮合点K作两齿廓的公法线N_1N_2。

•公法线必与两基圆相切，即为两基圆的内公切线。
•又因两轮的基圆为定圆，在其同一方向的内公切线只有一条。
•所以无论两齿廓在任何位置接触，过接触点所作两齿廓的公法线为一固定直线，它与连心线O_1O_2的交点C必是一定点。因此渐开线齿廓满足定角速比要求。

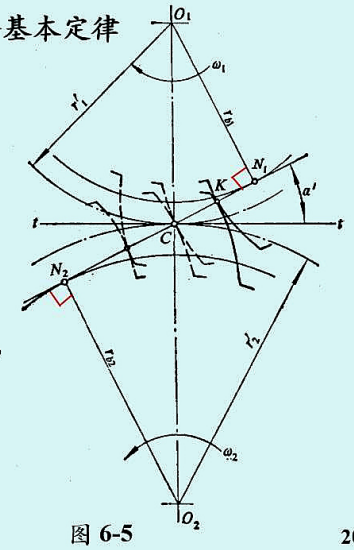


图 6-5

20

- 一对渐开线齿轮啮合时，公法线 N1N2 必须同时与两个基圆相切
- 与两个圆都相切的线称为公切线，此处为一条内公切线
- 两个基圆在某一方向上的内公切线是唯一的，因此公法线 N1N2 唯一
- 连心线 O1O2 固定不变，公法线唯一，故公法线与连心线的交点 C 为定点
- C 点为定点即满足齿廓啮合基本定律，传动比 ω1/ω2 为恒定值

定义

节点：两齿廓公法线与连心线 O1O2 的交点 C。节圆：以 O1 为圆心、O1C 为半径的圆，以及以 O2 为圆心、O2C 为半径的圆。节圆半径用 r1’、r2’ 表示。

渐开线齿轮的传动比

由上图知，两轮的传动比为

$$i_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}}=\frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

•两轮的传动比为一定值，并与两轮的基圆半径成反比。
•公法线与连心线O_1O_2的交点C称为节点，以O_1、O_2为圆心，O_1C、O_2C为半径作圆，这对圆称为齿轮的节圆。
•一对齿轮传动相当于一对节圆的纯滚动，而且两齿轮的传动比也等于其节圆半径的反比。故一对齿轮的传动比为

$$i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{r_2'}{r_1'}=\frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

21

- 一般齿轮传动比 i = ω1/ω2 = O2C/O1C
- 渐开线齿轮传动比 i = RB2/RB1（基圆半径之比）
- 推导依据：相似三角形 O2CN2 与 O1CN1，其中 O1N1 = RB1，O2N2 = RB2
- 传动比等于节圆半径（或直径）之比，也等于基圆半径（或直径）之比。
- 因两齿轮压力角相等，也等于分度圆半径（或直径）之比。
- 分度圆直径与齿数成正比，故传动比等于齿数比：

定义

渐开线齿轮的传动比 i = r2/r1 = d2/d1 = z2/z1。

渐开线齿轮的压力角

6.3.3 渐开线齿廓的压力角α

在一对齿廓的啮合过程中，齿廓接触点的法向压力和齿廓上该点的速度方向的夹角，称为齿廓在这一点的压力角。

齿廓上K点的法向压力F_n与该点的速度v_K之间的夹角α_K称为齿廓上K点的压力角。

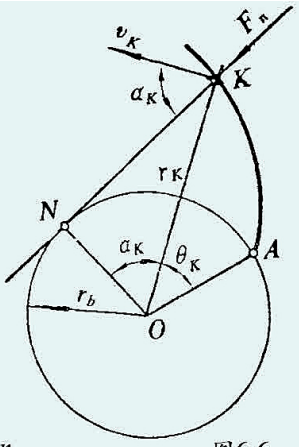


图6-6

可见：$\cos\alpha_K = \frac{ON}{OK} = \frac{r_b}{r_k}$

向径越大，压力角越大。在基圆上压力角等于零。

- 压力角定义：齿廓上 K 点处受力方向与速度方向之间的夹角（取锐角）
- 受力方向：沿公法线方向（不考虑摩擦）
- 速度方向：垂直于 O1K（回转中心为 O1）
- 在直角三角形 O1NK 中：cos αk = RB / rk
- rk 为向径，即齿廓上任意点与回转中心的连线（与凸轮向径概念类似）

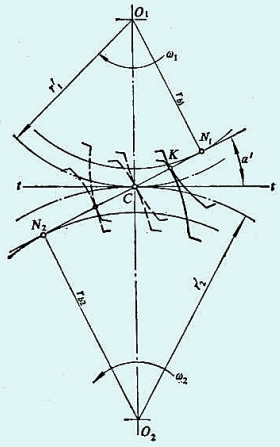
注意

向径越大，压力角越大（cos αk 越小，αk 越大）。基圆上 A 点处向径 rk = RB，cos αk = 1，故 A 点处压力角为 0。

啮合线与啮合角

6.3.4 啮合线、啮合角、压力作用线

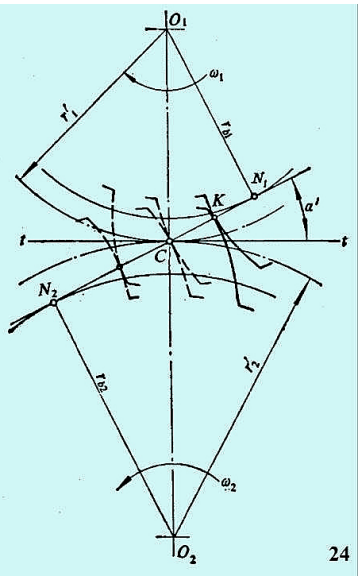
一对齿轮啮合传动时，齿廓啮合点轨迹称为啮合线。对于渐开线齿轮，无论在哪一点接触，接触齿廓的公法线总是两基圆的内公切线N_1N_2。齿轮啮合时，齿廓接触点又都在公法线上，因此，内公切线N_1N_2即为渐开线齿廓的啮合线。



23

过节点C作两节圆的公切线，它与啮合线N_1N_2间的夹角称为啮合角。

啮合角等于齿廓在节圆上的压力角α′，由于渐开线齿廓的啮合线是一条定直线N_1N_2，故啮合角的大小始终保持不变。



24

- 啮合线：与两个基圆相切的内公切线 N1N2，所有啮合点均位于这条线上
- 啮合角：过节点 C 作两个节圆的公切线 TT，TT 与啮合线 N1N2 之间的夹角，用 α’ 表示
- 啮合线 N1N2 固定不变，故啮合角大小也不变

渐开线齿轮的可分性

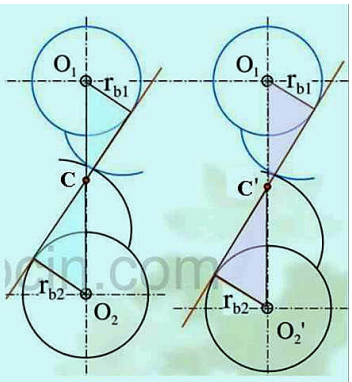
6.3.5 渐开线齿轮的可分性

$$i_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}}=\frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

中心距稍有改变时

$$i_{12}'=\frac{\omega_1}{\omega_2'}=\frac{\overline{O_2'C'}}{\overline{O_1C'}}=\frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

所以 $i_{12}=i_{12}'$



- 当一对渐开线齿轮制成之后，其基圆半径是不能改变的，因此 i 不变
- 即使两轮的中心距稍有改变(节圆变化)，其角速比仍保持原值不变，这种性质称为渐开线齿轮传动的可分性。

25

- 当一对渐开线齿轮制成后，基圆半径不变
- 若中心距发生微小变化，传动比仍保持不变（仍等于基圆半径之比）
- 中心距变化时，节点位置改变，但基圆半径不变，传动比不变

定义

可分性：一对渐开线齿轮制成后，中心距稍有变化时，其传动比不发生变化的性质。

齿轮的基本圆

6.4 渐开线标准齿轮的基本参数和几何尺寸

6.4.1 齿轮各部分名称和符号

为了使齿轮能在两个方向传动，轮齿两侧齿廓由形状相同、方向相反的渐开线曲面组成。

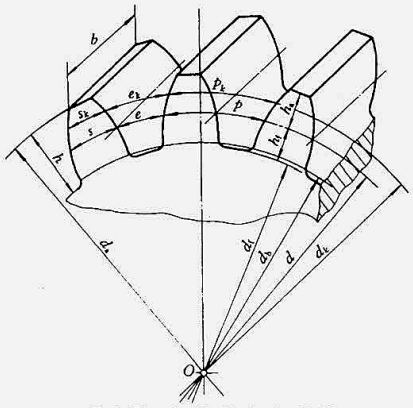
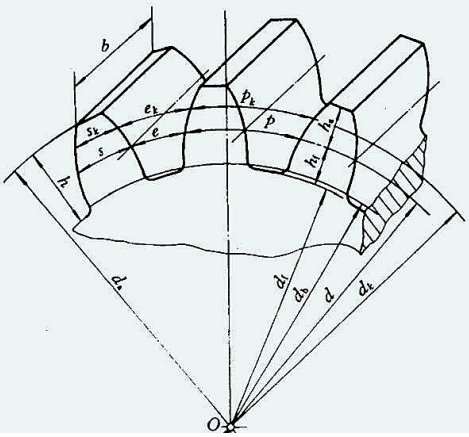


图 6-7 齿轮各部分名称

- 齿顶圆：齿顶端所确定的圆，用 da 表示
- 齿根圆：齿槽底部所确定的圆，用 df 表示
- 基圆：用 db 表示

齿槽宽与齿厚

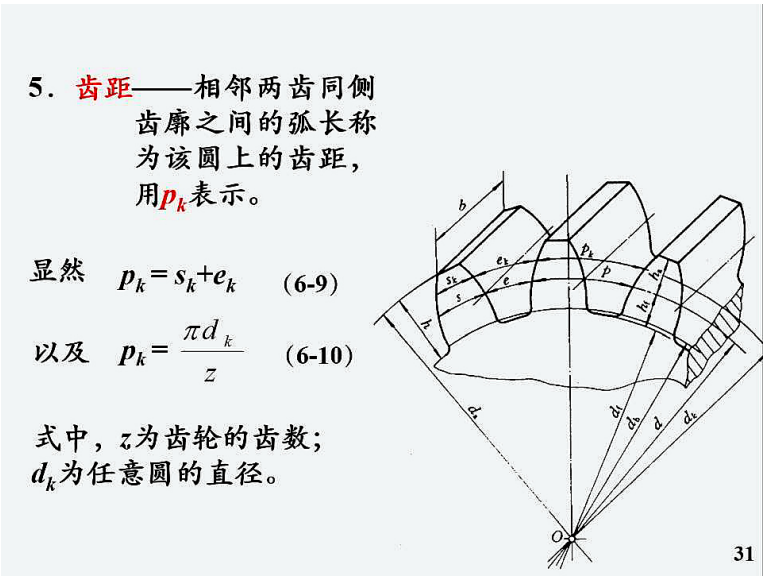
3．齿槽宽 ——相邻两齿之间的空间称为齿槽。
对应的弧长称齿槽宽e_k。



29

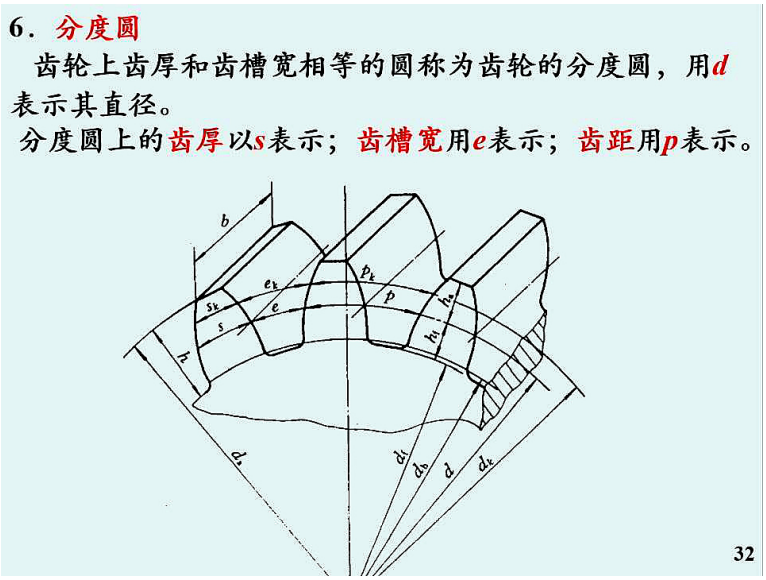
- 齿槽：相邻两齿之间的空间
- 齿槽宽：齿槽对应的弧长，用 ek 表示，对应直径为 dk（任意向径对应的直径）
- 齿厚：齿在某一圆周上的弧长，用 Sk 表示

齿厚、齿槽宽与齿距



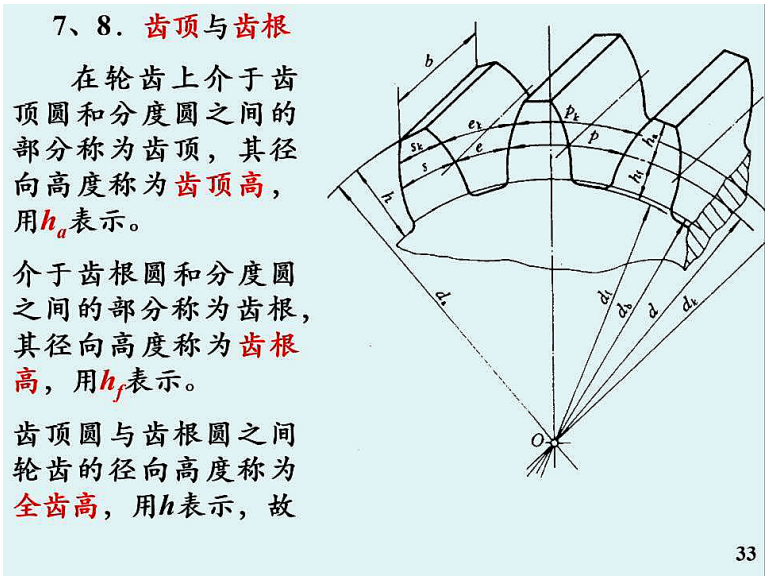
- 齿厚 Sk：任意直径 dk 的圆周上，轮齿两侧齿廓之间的弧长。
- 齿槽宽 ek：相邻两齿之间齿槽的弧长。
- 齿距 Pk：相邻两齿同侧齿廓之间的弧长。
- 三者关系：Pk = Sk + ek（任意圆上成立）。
- 齿距与圆周长的关系：z × Pk = π × dk，即 Pk = πdk / z。
- 由于 π 是无理数，任意圆上的齿距 Pk 通常为无理数，计算不便。

分度圆



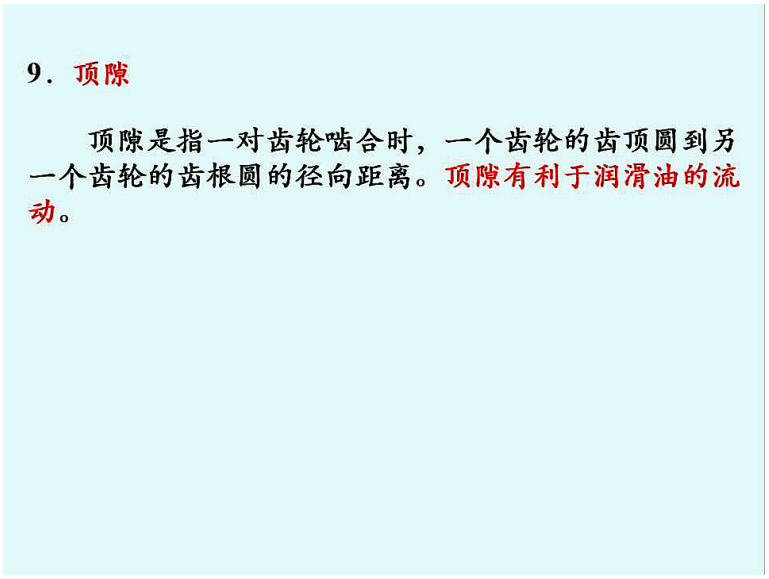
- 分度圆是齿轮中一个特殊圆，用 d（小写，无下标）表示。
- 特点：在分度圆上，齿厚 = 齿槽宽，且都等于齿距的一半。
- 分度圆上的齿距用 p 表示（无下标），是标准值。
- 齿轮一、齿轮二的分度圆直径分别记为 d1、d2。

齿顶高、齿根高与全齿高



- 齿顶高 ha：分度圆到齿顶圆之间的径向距离。
- 齿根高 hf：分度圆到齿根圆之间的径向距离。
- 全齿高 h：h = ha + hf。

顶隙



定义

一对齿轮啮合时，一个齿轮的齿顶圆到另一个齿轮的齿根圆之间的径向距离，称为顶隙（用 c 表示）。

- 顶隙的作用：容纳润滑油，避免两齿轮齿顶与齿根直接接触。

模数

6.4.2 渐开线齿轮的基本参数

1．齿数：齿轮在整个圆周上轮齿的总数，用 **z** 表示

2．模数

$$d_k = \frac{p_k}{\pi} z$$

式（6-10）中含有无理数π，对齿轮的计算不便。因此，规定 p/π 比值等于整数或有理数，作为齿轮基本参数，称为**模数**，以 $m = p/\pi$ 表示，单位为mm。

35

定义

模数 m = p / π，其中 p 是分度圆上的齿距。模数是分度圆上齿距与 π 的比值，是齿轮尺寸计算的核心参数。

- 模数 m 为标准值，单位 mm，分第一系列和第二系列。
- 设计时优先选用第一系列（优选系列），尽量不选第二系列。
- 引入模数的原因：任意圆上的齿距含无理数 π，计算不便；取分度圆上 p/π 作为标准值，使计算简化。

压力角

3．压力角

分度圆压力角通常称为齿轮的压力角，用 α 表示。分度圆压力角已经标准化，常用的为20°、15°等，**我国规定标准齿轮 α=20°**。

由于齿轮的分度圆上模数和压力角均规定为标准值，因此，齿轮的分度圆可定义为：齿轮上具有标准模数和标准压力角的圆。齿轮**分度圆直径 d** 即可表示为：

$$d = \frac{p}{\pi} z = mz$$

- 压力角 α：指分度圆上的压力角（无下标），是标准值。
- 任意圆上的压力角记为 αk（带下标 k）。
- 标准值：20° 或 15°，国内一般取 20°。

分度圆直径公式

> **注意**
>
> 分度圆直径 $d = m \times z$ 是直齿轮最核心、最常用的公式，必须牢记。后续强度计算中大量公式都以此为基础。

- 推导：$d = (p/\pi) \times z = m \times z$。
- 适用于标准直齿轮。

齿顶高系数与顶隙系数

- **齿顶高系数 h_a^***：标准值，正常齿取 1。
- **顶隙系数 c^***：标准值，正常齿取 0.25。
- 短齿的系数与正常齿不同，但短齿使用较少，重点掌握正常齿。

> **注意**
>
> 正常齿的齿顶高系数 = 1，顶隙系数 = 0.25，这是齿轮常识，必须记住。

齿顶圆与齿根圆直径

- **齿顶圆直径**：$d_a = d + 2h_a = d + 2h_a^* \times m = m(z + 2h_a^*)$
- **齿根圆直径**：$d_f = d - 2h_f = d - 2(h_a^* + c^*) \times m = m(z - 2h_a^* - 2c^*)$
- 齿顶高：$h_a = h_a^* \times m$
- 齿根高：$h_f = (h_a^* + c^*) \times m$

> **例**
>
> 正常齿标准直齿轮，$h_a^*=1$，$c^*=0.25$，则：
>
> - $d_a = m(z + 2)$
> - $d_f = m(z - 2.5)$

基圆直径

- 基圆直径与分度圆直径的关系：$d_b = d \times \cos\alpha$
- 推导依据：压力角的定义（分度圆上压力角为 α，无下标）。
- 齿轮一、齿轮二分别记为 d_{b1}、d_{b2}。

> **注意**
>
> 基圆直径公式 $d_b = d \cdot \cos\alpha$ 来源于压力角定义，是理解渐开线齿轮几何关系的关键，不要死记，要理解其来源。

标准齿轮的定义

6.4.3 标准齿轮的几何参数

若一齿轮的模数、分度圆压力角、齿顶高系数、顶隙系数均为标准值，且其分度圆上齿厚与齿槽宽相等，则称为标准齿轮。因此，对于标准齿轮

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$$

标准直齿圆柱齿轮传动的参数和几何尺寸计算公式列于表6-2。

39

定义

模数、分度圆压力角、齿顶高系数、顶隙系数均为标准值，且分度圆上齿厚 = 齿槽宽 = 齿距一半的齿轮，称为标准齿轮。

- 标准齿轮分度圆上：齿厚 = 齿槽宽 = p/2 = πm/2。

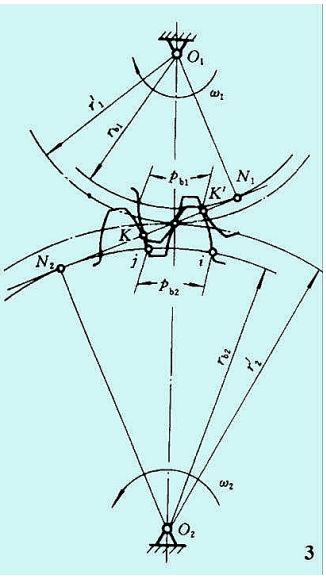
渐开线齿轮正确啮合的条件

6.5 渐开线直齿圆柱齿轮传动分析

6.5.1渐开线齿轮正确啮合的条件

齿轮传动时，它的每一对齿仅啮合一段时间便要分离，而由后一对齿接替。

一对渐开线齿轮传动时，其齿廓啮合点都应在啮合线N_1N_2上，当前一对齿在啮合线上的K点接触时，其后一对齿应在啮合线上另一点K′接触。



3

为了保证前后两对齿有可能同时在啮合线上接触，轮1相邻两齿同侧齿廓沿法线的距离K_1K_1'应与轮2相邻两齿同侧齿廓沿法线的距离K_2K_2'相等（沿法线方向的齿距，称**法向齿距**）。即

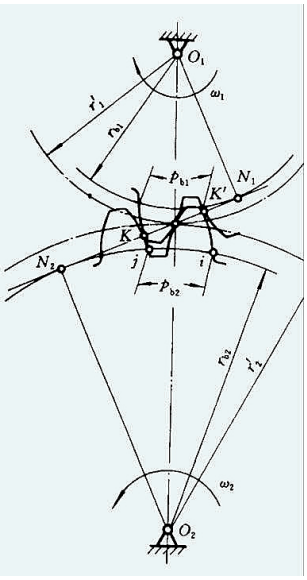
$$K_1K_1'=K_2K_2'$$

根据渐开线的性质，对轮2有

$$K_2K_2' = N_2K' - N_2K = \overset{\frown}{N_2i} - \overset{\frown}{N_2j}$$

$$= \overset{\frown}{ij} = p_{b2} = \frac{\pi d_{b2}}{z_2} = \frac{\pi d_2 \cos\alpha_2}{z_2}$$

$$= p_2\cos\alpha_2 = \pi m_2 \cos\alpha_2$$



- 一对渐开线齿轮传动时，啮合点始终在啮合线（N1N2 连线）上。
- 前一对齿在 K 点接触时，后一对齿在 K1’ 点进入啮合。
- 为保证连续正确啮合，齿轮一沿公法线的距离 K1K1’ 必须等于齿轮二沿公法线的距离 K2K2’。

推导过程：

- 对从动轮（齿轮二）：K2K2' = N2K1' - N2K
- 由渐开线性质（渐开线上滚过的弧长等于对应线段长）：
  - N2K1' = N2i（弧长）
  - N2K = N2j（弧长）
- 两弧长相减得 ij 弧长，即基圆上的齿距 pb2。
- pb2 = πdb2 / z2 = π(d2 · cosα2) / z2 = p2 · cosα2 = πm2 · cosα2
- 同理，主动轮（齿轮一）：K1K1' = πm1 · cosα1
- 令 K1K1' = K2K2'，得：m1 · cosα1 = m2 · cosα2

定义

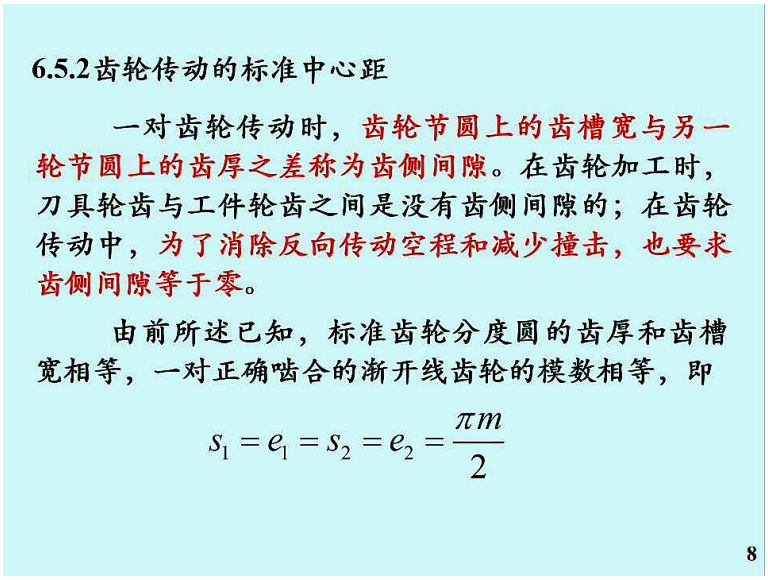
渐开线直齿轮正确啮合的条件：两齿轮**分度圆上的模数相等**，且**分度圆上的压力角相等**，即 m1 = m2，α1 = α2。

注意

正确啮合条件必须**同时满足**模数相等和压力角相等，二者缺一不可。单纯模数相等或单纯压力角相等都不正确。

- 本质：两齿轮**基圆上的齿距相等**（pb1 = pb2），进而推出分度圆上模数和压力角相等。
- 实际应用中，一对啮合齿轮的模数和压力角通常直接给定，无需分别标注 m1、m2。

标准齿轮的中心距



- 中心距等于两节圆半径之和，也等于两分度圆半径之和。
- 标准安装时：a = (d1 + d2)/2 = m(z1 + z2)/2

注意

中心距公式 a = m(z1 + z2)/2 是标准齿轮安装的重要公式，需重点掌握。

10 月 09 日

渐开线齿轮啮合的基本定律

- 齿轮啮合要保证传动比是一个准确值，这是正齿轮啮合的基本条件
- 满足传动比为准确值的齿廓有多种，最常用的是渐开线齿廓
- 齿廓啮合基本定律：两齿轮啮合时，其中心线与公法线的交点应为一个定点

渐开线齿轮正确啮合的条件

- 正确啮合的本质：两齿轮的法向齿距（反向齿距）相等
- 标准渐开线直齿轮正确啮合条件：两齿轮分度圆上的模数相等，且分度圆上的压力角相等
- 斜齿轮的正确啮合条件与直齿轮有所不同

渐开线齿轮的传动比

- 传动比等于两齿轮齿数的反比：i = ω1/ω2 = z2/z1
- 传动比也等于节圆直径（或半径）之比、基圆直径（或半径）之比、分度圆直径之比
- 分度圆直径公式：d = m · z（标准渐开线直齿轮）

定义

分度圆直径：d = m · z，其中 m 为模数，z 为齿数。这是渐开线齿轮最基本的公式之一。

标准齿轮的基本参数

- 齿厚 s、齿槽宽 e、齿距 p 的关系：s + e = p

- 标准齿轮在分度圆上齿厚与齿槽宽相等：$s = e = 1/2 \cdot \pi m$
- 齿距 $p = \pi m$，模数 $m = p/\pi$
- 模数 m 是一个标准值

注意

模数 m 是标准值，不是任意取的。齿距 $p = \pi m$ 是在定义模数时确定的，$m = p/\pi$。

标准中心距

6.5.2 齿轮传动的标准中心距

一对齿轮传动时，**齿轮节圆上的齿槽宽与另一轮节圆上的齿厚之差称为齿侧间隙**。在齿轮加工时，刀具轮齿与工件轮齿之间是没有齿侧间隙的；在齿轮传动中，**为了消除反向传动空程和减少撞击，也要求齿侧间隙等于零**。

由前所述已知，标准齿轮分度圆的齿厚和齿槽宽相等，一对正确啮合的渐开线齿轮的模数相等，即

$$s_1 = e_1 = s_2 = e_2 = \frac{\pi m}{2}$$

8

因此，当分度圆和节圆重合时，便可满足无侧隙啮合条件。安装时使分度圆与节圆重合的一对标准齿轮的中心距称为**标准中心距**，用a表示。

$$a = r_1' + r_2' = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$

此时的啮合角α就等于分度圆上的压力角。

●**分度圆和压力角是单个齿轮本身所具有的，而节圆和啮合角是两个齿轮相互啮合时才出现**。

●标准齿轮传动只有在分度圆与节圆重合时，压力角和啮合角才相等。

9

- 标准中心距等于两节圆半径之和
- 标准齿轮啮合时节圆与分度圆重合，因此也等于两分度圆半径之和

注意

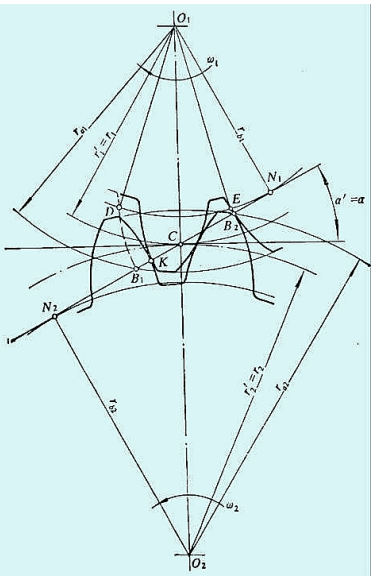
节圆和啮合角只在两齿轮相互啮合时才存在；单个齿轮只有分度圆和压力角。齿轮做好后分度圆和压力角是定好的，但节圆和啮合角要等它和另一个齿轮啮合时才能确定。

渐开线齿轮连续传动的条件（重合度）

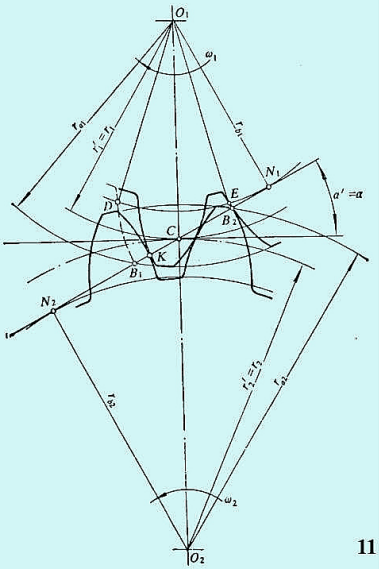
6.5.3渐开线齿轮连续传动的条件

如图所示为一对相互啮合的齿轮，设轮1为主动轮，轮2为从动轮。

齿廓的啮合是**由主动轮1的齿根部推动从动轮2的齿顶开始**，因此，从动轮齿顶圆与啮合线的交点B_2即为一对齿廓进入**啮合的开始**。



随着轮1推动轮2转动，两齿廓的啮合点沿着啮合线移动。当啮合点移动到**齿轮1的齿顶圆与啮合线的交点B_1**时（图中虚线位置），这对齿廓终止啮合，**两齿廓即将分离**。故啮合线N_1N_2上的线段B_1B_2为齿廓啮合点的实际轨迹，称为**实际啮合线**，而线段N_1N_2称为**理论啮合线**。



11

- 实际啮合线为 B1B2，理论啮合线为 N1N2（两基圆的内公切线，也是啮合点处的公法线）
- 啮合起点 B2：从动轮齿顶圆与啮合线的交点
- 啮合终点 B1：主动轮齿顶圆与啮合线的交点
- 实际啮合线长度 B1B2 应大于法向齿距（基圆齿距）Pb

定义

重合度 ε：实际啮合线长度 B1B2 与基圆齿距 Pb 的比值，即 $\varepsilon = B1B2 / Pb$。

注意

连续传动的条件是重合度 $\varepsilon \geqslant 1$。$\varepsilon = 1$ 时一对齿轮退出啮合、另一对刚好进入啮合；$\varepsilon > 1$ 时一对齿轮尚未退出、另一对已进入啮合，传动更平稳。

齿轮加工方法分类

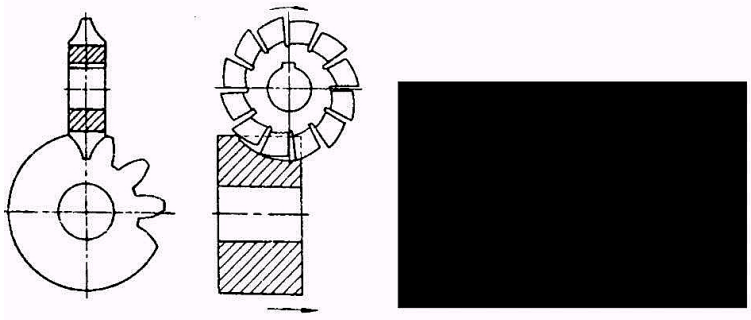
- 按成型原理分为两大类：仿形法和范成法

仿形法

1 仿形法

仿形法是用与齿轮齿槽形状相同的圆盘铣刀或指状铣刀在铣床上进行加工，如图所示。加工时铣刀绕本身的轴线旋转，同时轮坯转过，再铣第二个齿槽。其余依此类推。这种加工方法简单，不需要专用机床，但精度差，而且是逐个齿切削，切削不连续，故生产率低，仅适用于单件生产及精度要求不高的齿轮加工。

15



a)

圆盘铣刀加工齿轮

17

- 用圆盘铣刀或指状铣刀在铣床上加工
- 加工不连续，一个齿一个齿地切，生产效率较低
- 圆盘铣刀和指状铣刀都属于仿形法

例

圆盘铣刀加工齿轮时，刀具是一个齿一个齿地切削轮坯；指状铣刀同样如此，因此两种仿形法效率都较低。

范成法

2 范成法

范成法是利用一对齿轮（或齿轮与齿条）互相啮合时其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿的。如果把其中一个齿轮（或齿条）做成刀具，就可以切出与它共轭的渐开线齿廓。

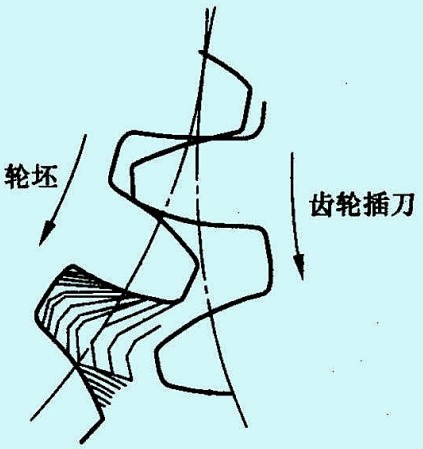


图6-11 齿条插刀加工轮齿

19

- 利用一对齿轮（或齿轮与齿条）相互啮合时，其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿
- 将其中一个齿轮做成刀具，即可切出与其共轭的渐开线齿廓
- 应用最广泛，包括插齿、滚齿、剃齿、磨齿等方法
- 剃齿和磨齿用于精度和光洁度要求较高的场合

定义

范成法：利用一对齿轮或齿轮与齿条相互啮合时，其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿。加工一个齿轮时，相当于一对齿轮在啮合，其中一个齿轮做成刀具去加工另一个齿轮。

插齿

最常用的是插齿和滚齿
剃齿和磨齿用于精度和光洁度要求较高的场合。

（1）插齿

- 齿轮插刀的形状和齿轮相似，其模数和压力角与被加工齿轮相同。
- 加工时
  - ✓插齿刀沿轮坯轴线方向作上下往复的切削运动；
  - ✓机床的传动系统严格地保证插齿刀与轮坯之间的范成运动。

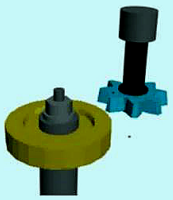
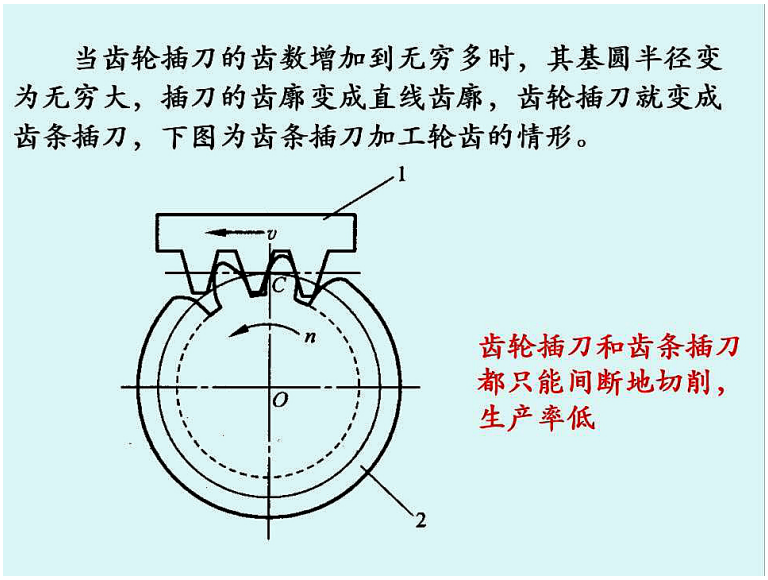


图6-12 齿轮插刀切齿

20

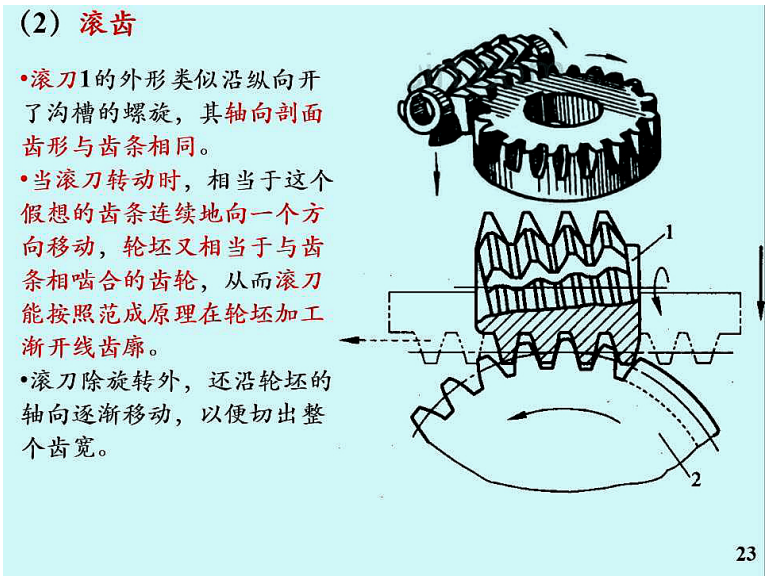


- 插齿刀形状与齿轮相似，其分度圆上的模数和压力角与被加工齿轮相同
- 插齿刀沿轮坯轴线方向做上下往复切削运动
- 机床传动系统严格保证插齿刀与轮坯之间有范成运动（共轭齿廓啮合）
- 加工过程中有进刀和退刀过程

注意

同一把插齿刀可以加工出不同齿数的齿轮，但加工出的齿轮分度圆上的模数和压力角一定相同。通过改变传动比（i = z2/z1）即可改变被加工齿轮的齿数。

滚齿



- 滚刀外形类似沿纵向开了槽的螺旋，其轴向剖面齿形与齿条相同
- 滚齿过程类似于齿条与齿轮的啮合
- 滚刀和轮坯都在旋转，加工是连续的，因此效率较高
- 滚齿应用非常广泛

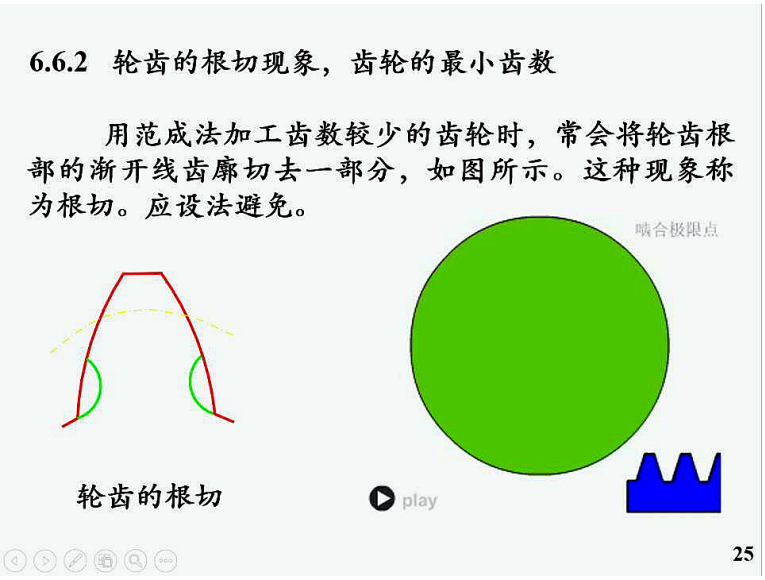
例

滚齿加工中，滚刀相当于齿条，轮坯相当于齿轮，二者之间类似于齿轮与齿条的啮合，通过范成原理将轮坯加工成渐开线齿廓。

剃齿与磨齿

- 剃齿、磨齿用于精度和光洁度要求较高的场合
- 磨齿有成型磨床（仿形法磨削）和范成法磨齿（如双磨轮磨齿机）
- 精加工可使齿轮精度等级提高 1~2 级以上
- 齿轮加工过程中需要使用切削液（清洗液）

根切现象



- 用范成法加工齿轮时，若齿数太少，齿根部位的渐开线齿廓会被切掉一部分
- 齿根被切掉一部分后，不再是完整的渐开线齿廓，会影响后续啮合
- 根切现象是不允许发生的

定义

根切：用范成法加工齿轮时，若齿数过少，刀具将齿根部位的渐开线齿廓切去一部分的现象。

注意

不发生根切的最小齿数为 17（针对正常齿，齿顶高系数 $h_a^* = 1$）。齿顶高系数有两种：正常齿为 1，短齿为 0.8。

变位齿轮的原因

6.6.3 变位齿轮简介

出现了变位齿轮是，为了弥补标准齿轮存在的下列主要缺点：

（1）为避免加工时发生根切，标准齿轮的齿数必须大于或等于最少齿数z_{min}；

（2）标准齿轮不适用于实际中心距a′不等于标准中心距a的场合；

（3）一对互相啮合的标准齿轮，小齿轮的抗弯能力比大齿低。

26

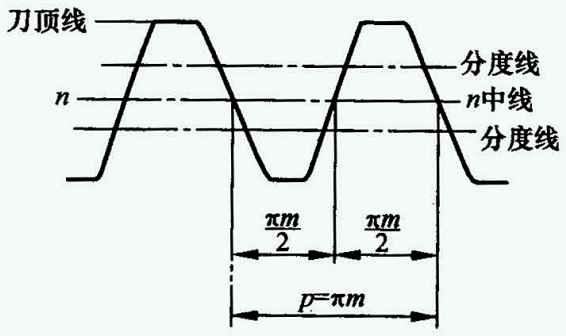
- 变位基于三个原因：
  1. 避免根切：当需要齿数小于 17 时，通过变位避免根切
  2. 适应实际中心距：实际中心距可能大于或小于标准中心距，通过变位调整
  3. 改善小齿轮的啮合状况：减速传动中传动比大于 1，小齿轮（主动轮）齿数少，参与啮合次数多，通过变位改善其强度

> 例
>
> 减速传动中传动比 i > 1，即 z2 > z1，小齿轮（齿轮一）参与啮合的次数更多，更容易磨损，因此需要变位来改善小齿轮的啮合状况。

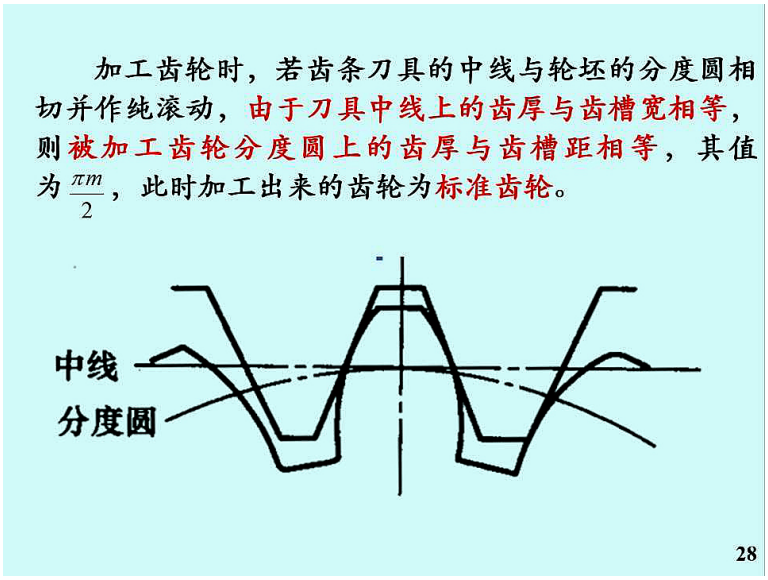
变位齿轮的加工原理

●齿条刀具上与刀具顶线平行而其齿厚等于齿槽宽的直线nn，称为刀具的中线。

●中线以及与中线平行的任一直线，称为分度线。除中线外，其他分度线上的齿厚与齿槽宽不相等。



27

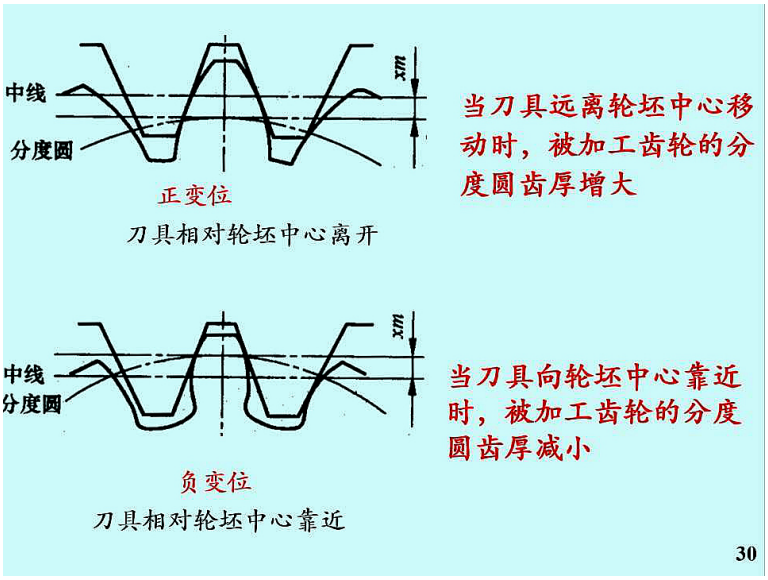


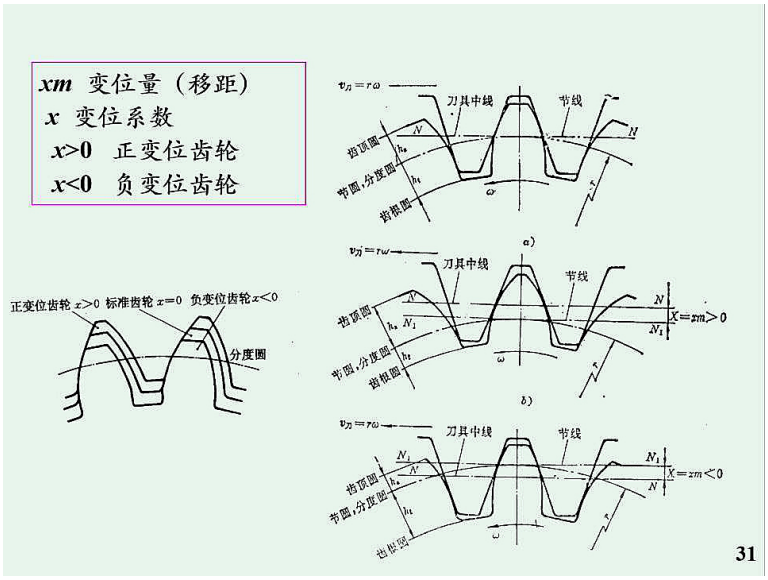
- 用齿条刀具加工齿轮时，刀具上存在一条**中线**：与齿顶线平行，且齿厚与齿槽宽相等
- 与中线平行的任意直线称为**分度线**
- 加工标准齿轮时，刀具中线与轮坯的**分度圆相切**，此时分度圆上的齿厚与齿槽宽相等，即为标准齿轮
- 变位即让中线与分度圆**不再相切**，而是偏离一段距离

定义

变位量：刀具中线相对于轮坯中心偏移的距离，记为 xm，其中 m 为模数，x 为变位系数。

正变位与负变位





- 正变位：刀具中线远离轮坯中心，$x > 0$，分度圆上的齿厚增大
- 负变位：刀具中线靠近轮坯中心，$x < 0$，分度圆上的齿厚减小

例

图中三个齿廓对比：中间为标准齿轮齿廓（齿厚 = 齿槽宽）；正变位齿廓在分度圆上的齿厚比标准齿轮大；负变位齿廓在分度圆上的齿厚比标准齿轮小。

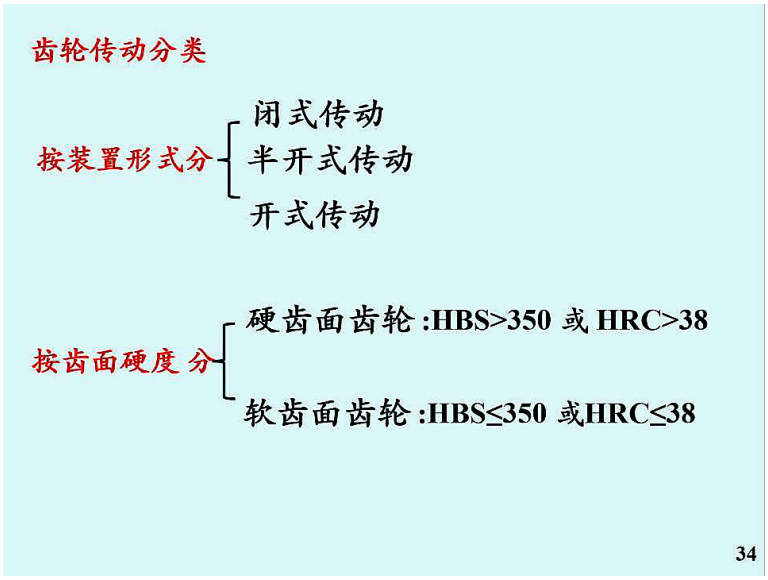
变位的目的（三个原因）

- 可加工齿数小于 17 的齿轮而不发生根切
- 可实现非标准中心距的无侧隙传动
- 可使大小齿轮的抗弯能力相互接近，避免其中一个过早失效

注意

大小齿轮强度应相匹配。小齿轮参与啮合次数多、更易失效，其抗弯能力应比大齿轮低；通过变位可使两者抗弯能力趋于平衡。

齿轮传动的分类



- 按装置分：闭式（封闭在箱体内，箱内放润滑油）和开式（裸露在外界，易失效）

- 按齿面硬度分：**硬齿面**和**软齿面**

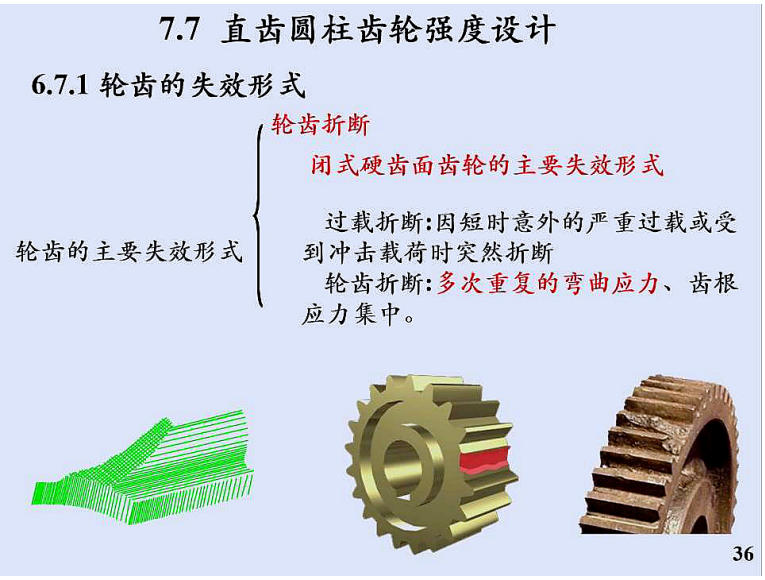
定义

硬齿面：布氏硬度 HBS > 350，或洛氏硬度 HRC > 38。**软齿面**：布氏硬度 HBS < 350，或洛氏硬度 HRC < 38。

齿轮的失效形式（共 5 种）

- 失效形式与**应用场合**（开式/闭式）和**齿面硬度**（硬/软）密切相关

失效形式一：轮齿折断



- 针对**闭式硬齿面**
- 从**齿根部位**折断（直齿轮）；斜齿轮因有螺旋角，折断方向不完全沿齿根
- 原因：齿根部位**弯曲应力最大** + **应力集中**（齿根与轮芯过渡处有圆角过渡）

例

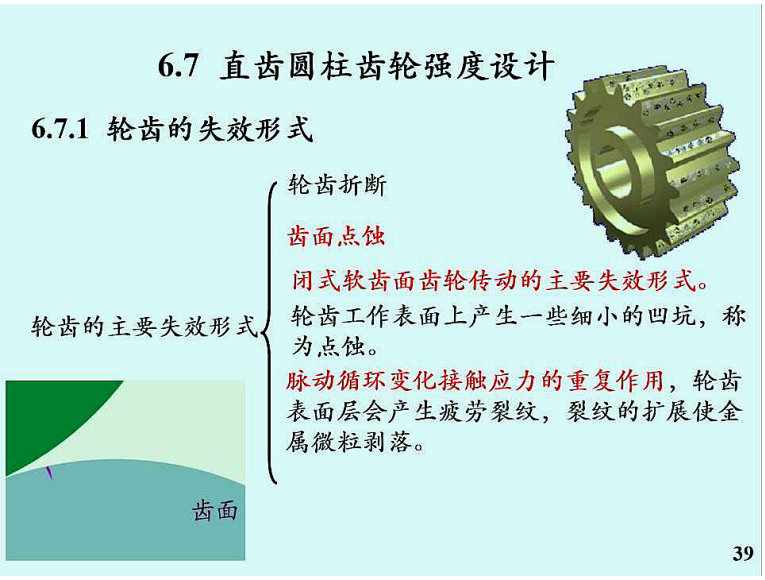
分析时将齿根简化为**悬臂梁**：齿根固定，法向力 F_n 沿公法线方向（忽略摩擦力），集中作用于齿顶。悬臂梁各截面均有弯矩，力臂最大处（齿根）弯矩最大，故弯曲应力最大。

注意

弯曲应力遵循**对称循环**（最大与最小应力大小相等、方向相反，对称于零点）；接触应力遵循**脉动循环**（最小应力为 0）。

- 提高措施：减小齿根应力集中、改善材料性能

失效形式二：点蚀





- 针对闭式软齿面
- 原因：脉动循环的接触应力重复作用
- 接触应力用赫兹公式计算
- 多发生在节线附近（轮齿靠近节线啮合的位置）

定义

脉动循环：应力随时间周期性变化，最小应力为 0，最大应力周期性变化。**对称循环**：应力周期性变化，最大与最小应力大小相等、方向相反，对称于零点。

失效形式三：胶合



- 多发生于高速重载、润滑不良的场合
- 转速高 → 温升高 → 摩擦发热大 → 齿面材料发生剪切、撕脱

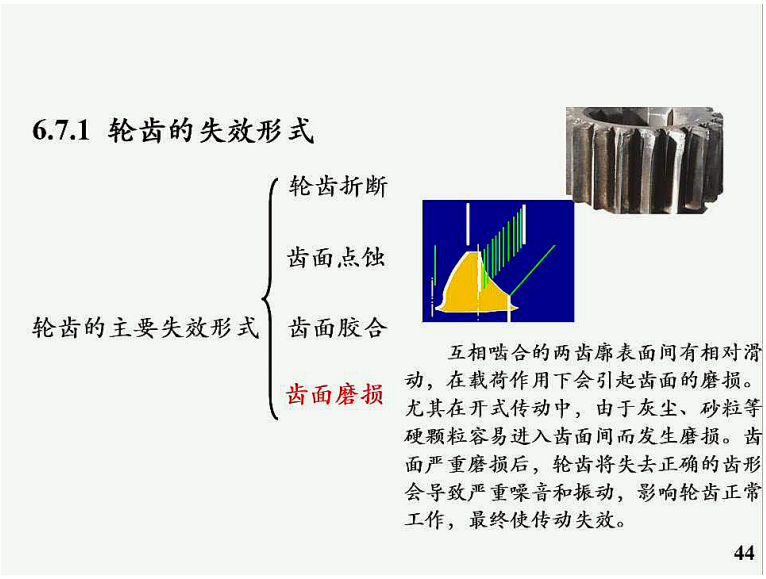
例

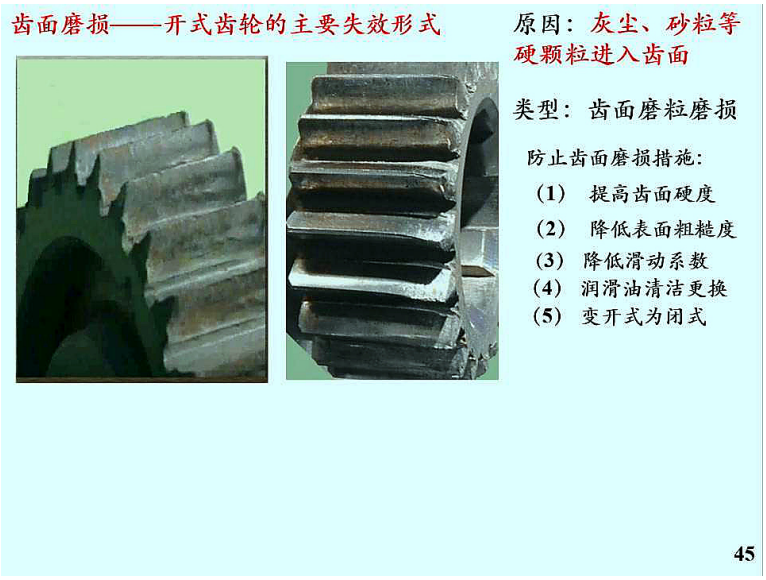
类似皮肤被高温烫伤后撕裂：齿面材料在高温下发生剪切，表层被撕脱。

注意

高速重载下的胶合称为热胶合；低速重载且润滑不良时也可能发生冷胶合，统称胶合。

失效形式四：齿面磨损

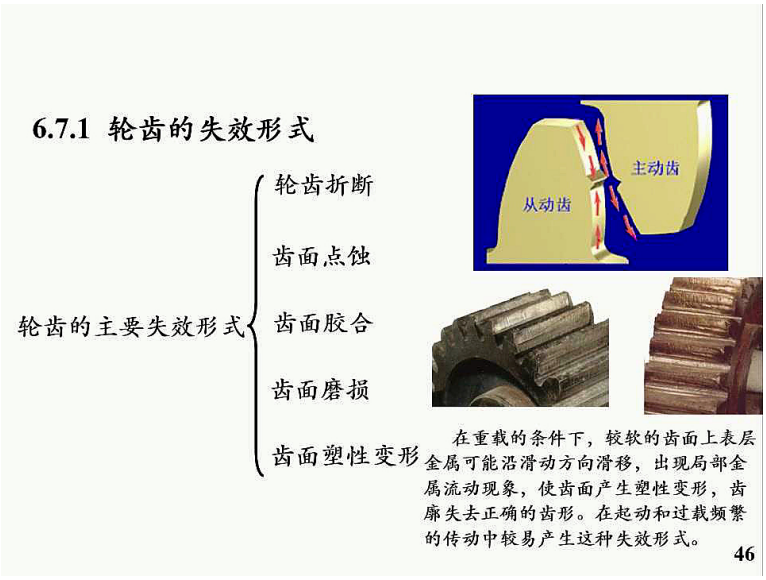


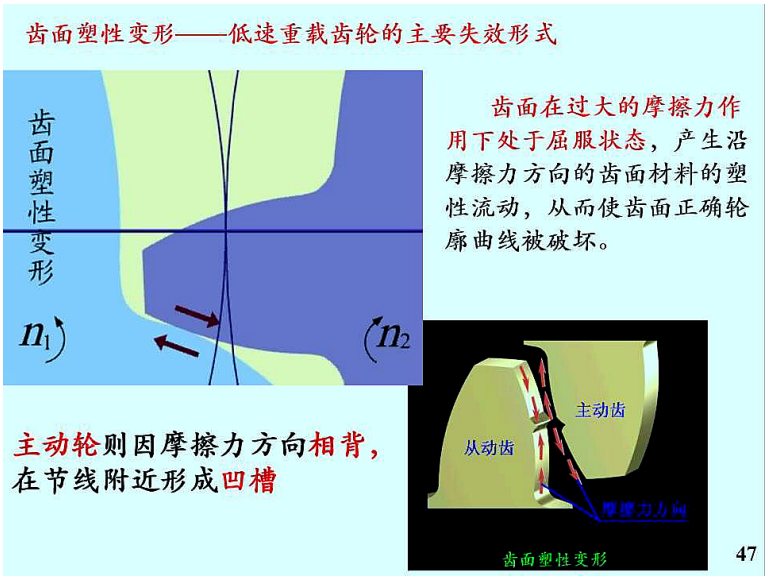


- 针对开式齿轮传动（齿轮裸露、环境恶劣，常见于矿山企业）
- 原因：外界灰尘、沙粒进入啮合面，齿轮尚未点蚀就已磨损
- 防止措施：提高齿面硬度、将开式传动改为闭式传动

> **注意**
>
> 轮齿折断、点蚀、胶合三种失效均针对闭式传动；齿面磨损针对开式传动。

齿面塑性变形





- 属于齿轮传动第五种失效形式，发生在低速重载工况下
- 与前面几种失效不同，塑性变形需要考虑摩擦的作用
- 考虑摩擦时，主动轮与从动轮的摩擦力方向不同，导致失效形态不同

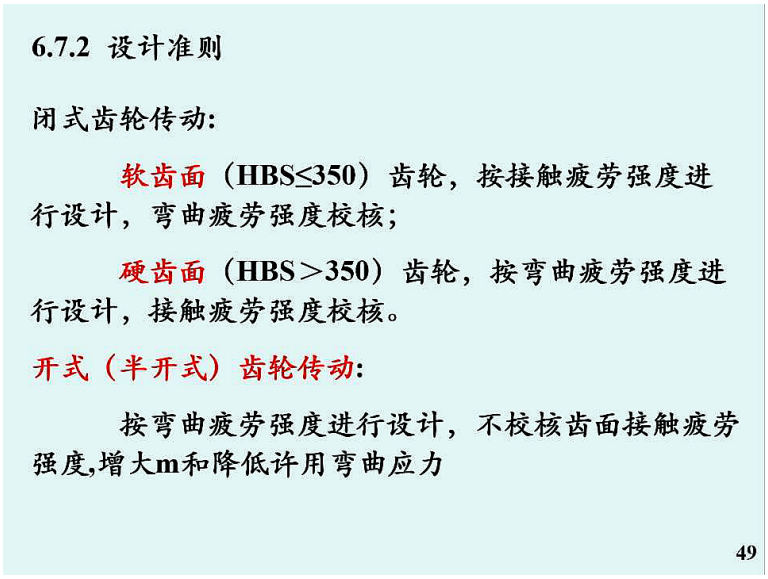
注意

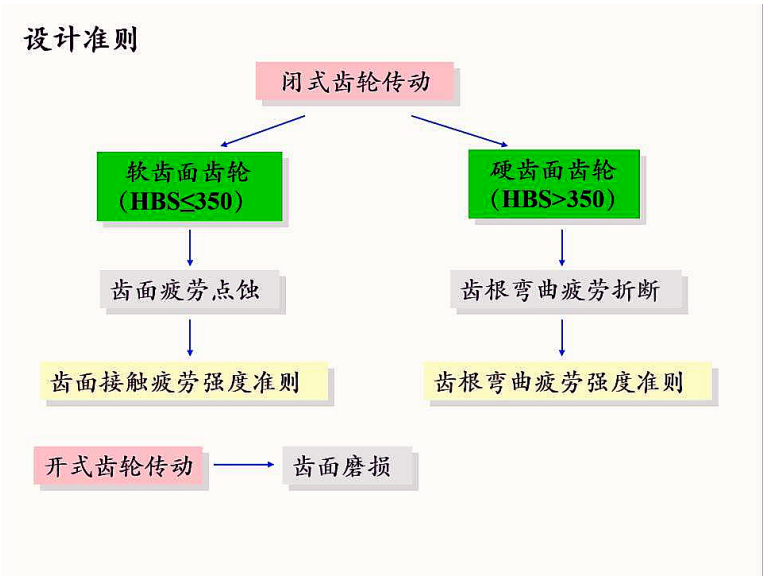
主动轮与从动轮的摩擦力方向相反：

- 主动轮：摩擦力方向在节线附近相背 → 齿面产生凹槽
- 从动轮：摩擦力方向在节线附近相对 → 齿面产生凸脊

因此可通过观察失效形态判断轮别：有凹槽的是主动轮，有凸脊的是从动轮。

齿轮传动设计准则





- 针对两种主要失效形式，对应两种强度计算：
  - **轮齿折断** → 齿根弯曲疲劳强度
  - **齿面点蚀** → 齿面接触疲劳强度
- 设计路线按传动类型和齿面硬度分两路：

例

闭式软齿面：按齿面接触疲劳强度设计，弯曲疲劳强度校核 **闭式硬齿面**：按齿根弯曲疲劳强度设计，接触疲劳强度校核 **开式齿轮传动**：按齿根弯曲疲劳强度设计，并适当增大模数

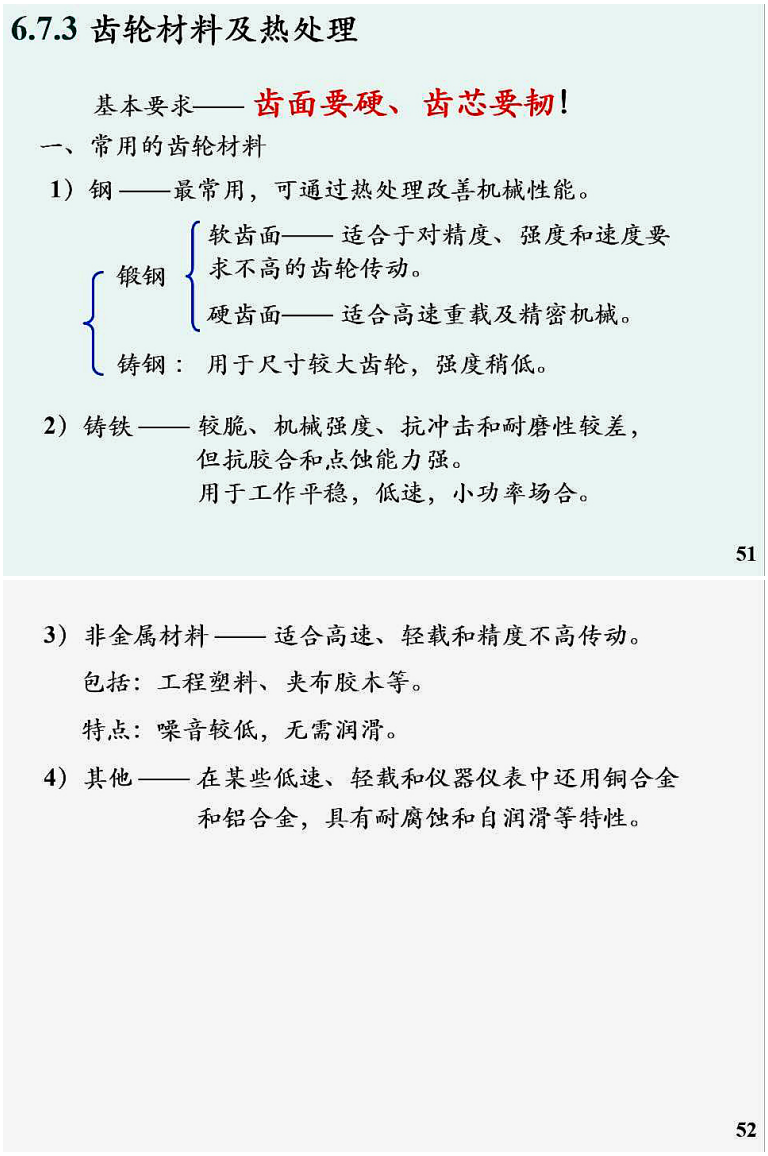
齿轮材料要求

- 材料要求概括为八个字：**齿面要硬，齿心要韧**
- 与失效形式对应：
  - 齿面硬 → 降低点蚀（软齿面易点蚀）发生概率
  - 齿心韧 → 降低轮齿折断（弯曲应力大）发生概率

定义

齿面要硬，齿心要韧：齿轮材料应使齿面具有较高硬度以抵抗点蚀，同时使齿芯具有较好韧性以抵抗轮齿折断。

常用齿轮材料



- 钢：最常用，可改善机械性能，分为锻钢、铸钢
- 铸铁：用于低速小功率场合
- 非金属：如橡胶、塑料，塑料齿轮噪音较大，受热齿轮不需润滑
- 汽车齿轮常用合金钢：20 铬、20 铬锰钛

热处理方式

齿轮常用的热处理方法:

1．表面淬火——一般用于中碳钢和中碳合金钢。齿面硬度可达HRC52~56，耐磨性好，齿面接触强度高。表面淬火的方法有高频淬火和火焰淬火等。

2．渗碳淬火——用于处理低碳钢和低碳合金钢，齿面硬度可达HRC56~62，齿面接触强度高，耐磨性好，而轮齿芯部仍保持有较高的韧性，常用于受冲击载荷的重要齿轮传动。

54

3．调质——用于处理中碳钢和中碳合金钢。调质处理后齿面硬度可达HBS220~260。

4．正火——能消除内应力、细化晶粒，改善力学性能和切削性能。中碳钢正火处理可用于机械强度要求不高的齿轮传动中。

55

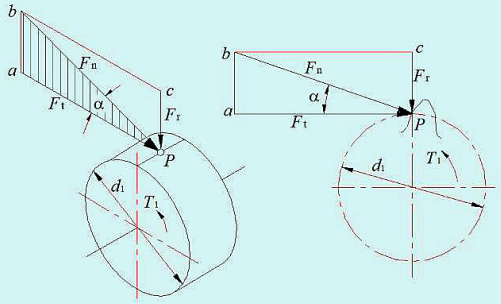
- 目的：提高强度和硬度
- 常见方式：表面淬火、渗碳淬火、调质、正火
- 调质、正火主要用于消除内应力、细化晶粒
- 热处理方式与软齿面、硬齿面的形成相关

直齿轮受力分析

6.7.4 直齿圆柱齿轮轮齿的受力分析和计算载荷

1 轮齿的受力分析

如图所示为一对直齿圆柱齿轮啮合传动时的受力情况。若忽略齿面间的摩擦力，则轮齿之间的总作用力F_n将沿着轮齿啮合点的公法线N_1N_2方向。



- 分析受力需明确力的大小、方向、作用点三要素
- 忽略摩擦力，啮合时总力为法向力 Fn

定义

法向力 Fn：一对齿廓啮合时沿公法线方向（两基圆内公切线方向）作用的力。

- 方向：沿啮合线节点处的公法线方向
- 作用点：齿宽中点位置，作为集中力处理
- 分解：Fn 在法平面内分解为两个力：
  - 圆周力 Ft：在分度圆切平面上的投影
  - 径向力 Fr：垂直于 Ft，指向轮心

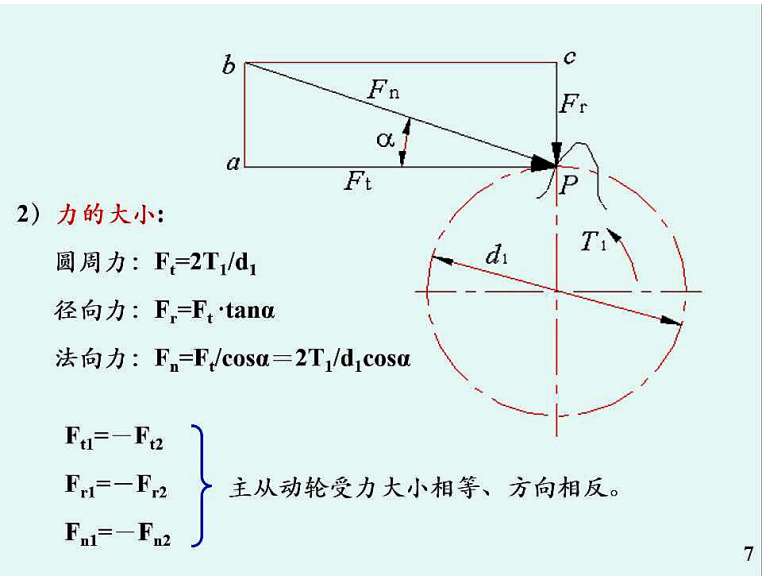
注意

圆周力 Ft 的方向判定——主反从同：

- 主动轮：Ft 方向与啮合点处速度方向相反
- 从动轮：Ft 方向与啮合点处速度方向相同

该规律在齿轮传动和蜗杆传动中均成立。

直齿轮受力大小计算

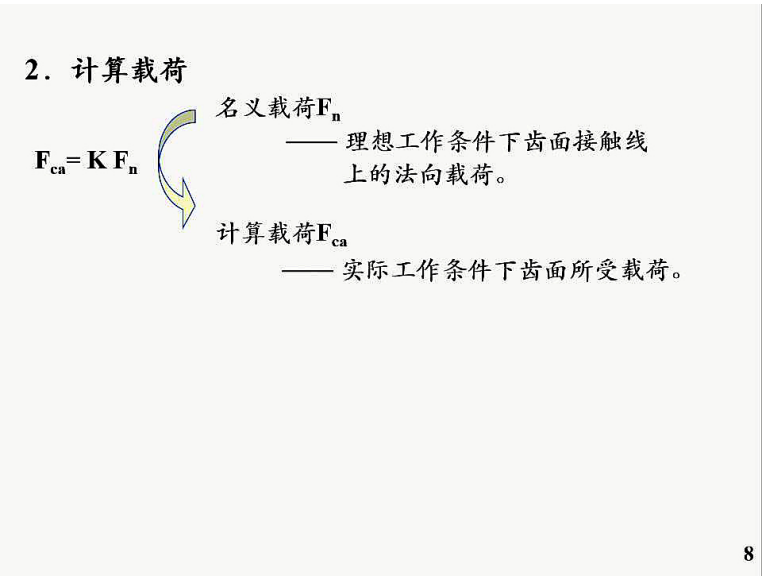


- 先计算圆周力 Ft:
  - Ft = 转矩 / 分度圆半径 = T / (d_1 /2)
- 由直角三角形关系求径向力和法向力:
  - **径向力**: Fr = Ft · tanα
  - **法向力**: Fn = Ft / cosα
- 主动轮与从动轮的圆周力、径向力、法向力**大小相等、方向相反**

例

直角三角形关系：Fn 为斜边，Ft 为邻边，Fr 为对边，α 为分度圆压力角。

计算载荷与载荷系数

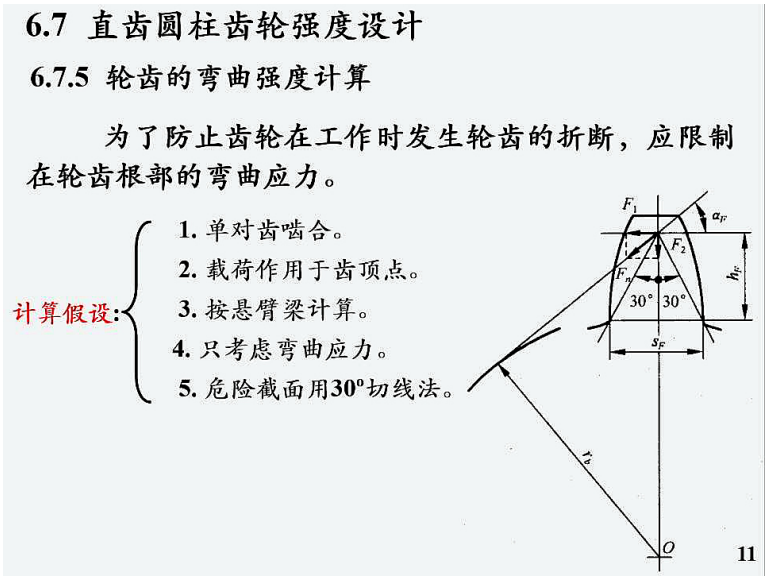


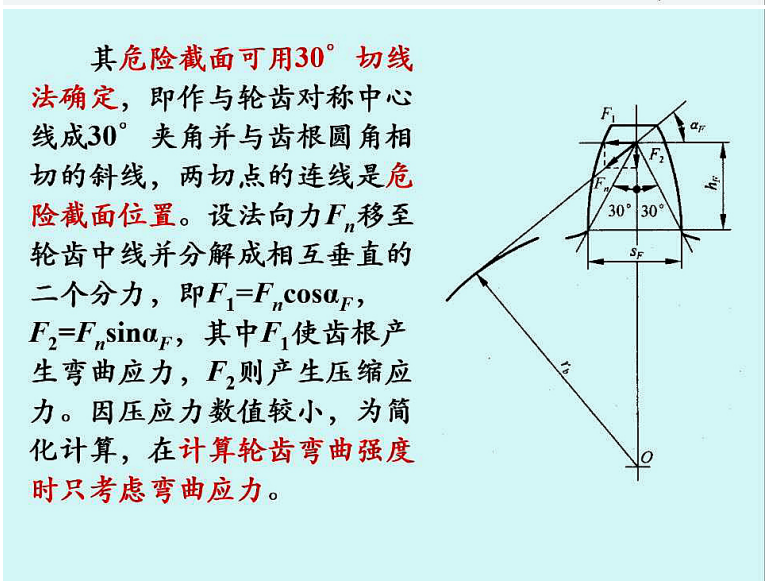
- 强度计算中使用计算载荷，而非名义载荷 Fn
- 实际工况可能平稳，也可能有冲击、振动，故计算载荷大于名义载荷
- 引入**载荷系数 K**，与工作机特性和原动机有关

定义

载荷系数 K：考虑实际工况（冲击、振动等）影响，对名义载荷进行放大修正的系数，与工作机和原动机特性有关。

齿根弯曲疲劳强度——基本假设





- 基于以下假设建立计算模型：

例

1. 轮齿视为悬臂梁
2. 单对齿啮合（重合度为 1）
3. 载荷作用在齿顶部位
4. 只考虑弯曲应力，忽略压应力
5. 危险截面用 30° 切线法确定

注意

30° 切线法：过轮齿对称中心作与齿根部位相切的 30° 角切线，得到两个切点，连接两切点即为危险截面。

齿根部位实际同时存在弯曲应力和压应力，但压应力远小于弯曲应力，故忽略。

齿根弯曲疲劳强度——应力计算

令

$$Y_F=\frac{6\cdot\frac{h_F}{m}\cdot\cos\alpha_F}{\left(\frac{S_F}{m}\right)^2\cdot\cos\alpha}$$

齿形系数

与齿数有关

- 弯曲应力基本公式：σF = M / W（弯矩 / 抗弯截面系数）
- 弯矩 M 与 Fn、齿顶圆压力角、力臂有关
- 引入齿形系数 YF 简化计算

定义

齿形系数 YF：反映轮齿几何形状对弯曲应力影响的系数，与齿数 z 有关（后续将引入当量齿数 zv）。

注意

齿形系数与齿数的关系：齿数越小，齿形系数越大。由于 YF1 ≠ YF2，两齿轮的弯曲应力不相等，需分别校核。

齿根弯曲疲劳强度——设计公式

注意：　由于$z_1\neq z_2$，因此$Y_{F1}\neq Y_{F2}$，而且两轮的材料和热处理方法，硬度也不相同，则$[\sigma_{F1}]\neq[\sigma_{F2}]$，因此，应分别验算两个齿轮的弯曲强度。

令$\varphi_a=b/a$，则得轮齿弯曲强度设计公式为

$$m\geq\sqrt[3]{\frac{4KT_1Y_F}{\phi_a(i\pm1)z_1^2[\sigma_F]}}$$

式中负号用于内啮合传动；i为大轮与小轮的齿数比

18

- 由校核公式反推得到设计公式，用于计算模数 m

- 引入齿宽系数：b/a（齿宽 / 中心距）
- 公式中正负号含义：正号表示外啮合，负号表示内啮合

> **注意**
>
> 设计公式中取 YF/σF 比值较大的一个代入计算（因两齿轮该值不相等）。

模数与齿数的关系

设计时：$\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$应代入$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$和$\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$中的较大者，算得的模数应按表7-1圆整为标准值。

对于传递动力的齿轮，其模数应大于1.5mm，以防止意外断齿。

在满足弯曲强度的条件下，应尽量增加齿数使传动的重合度增大，以改善传动平稳性和载荷分配；

在中心距a一定时，齿数增加则模数减小，齿顶高和齿根高都随之减小，能节约材料和减少金属切削量。

对于闭式传动，当齿面硬度不太高时，轮齿的弯曲强度通常是足够的，故齿数可取多些，例如常取z_1=24~40。齿面硬度很高时，轮齿的弯曲强度较弱，故齿数不宜过多。

许用弯曲应力[σ_F]按下式计算

$$[\sigma_F]=\frac{\sigma_{FLim}}{S_F}$$

$\sigma_{F\lim}$为试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限，单位为Mpa，

S_F—轮齿弯曲疲劳安全系 数

21

- 齿数相同、模数不同时：模数越大，轮齿越大，抗弯能力越强
- 模数是轮齿抗弯能力的重要标志
- 满足弯曲强度条件下，增加齿数可：
  - 增加重合度
  - 中心距一定时减小模数，齿顶高、齿根高随之减小，节约材料

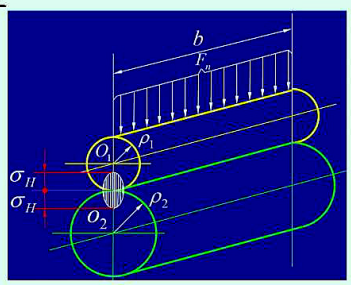
许用应力与安全系数

- 许用应力 = 极限值 / 安全系数
- 安全系数：
  - SF：齿根弯曲疲劳强度安全系数
  - SH：齿面接触疲劳强度安全系数

齿面接触疲劳强度——赫兹公式

6.7.6 齿面接触强度计算

为避免齿面发生点蚀，应限制齿面的接触应力。齿面接触应力是以两圆柱体接触时的最大接触应力为基础进行的。图中所示的两圆柱体，在载荷作用下接触区产生的最大接触应力可根据弹性力学的赫芝公式导出：



$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b}\cdot\frac{\frac{1}{\rho_1}\pm\frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}$$

F_n —作用在圆柱体上的载荷

b—接触长度

ρ_1、ρ_2 —两圆柱体接触处的半径

“+”号—外接触

“-”号—内接触

μ_1、μ_2—两圆柱体材料的泊松比

E_1、E_2为两圆柱体材料的弹性模量

- 针对点蚀失效，计算接触应力
- 点蚀原因是脉动循环接触应力作用
- 基于赫兹公式，源于两个圆柱体接触模型

定义

赫兹公式：计算两圆柱体（或齿轮）接触应力的经典公式，涉及法向力 Fn、齿宽 b、接触处曲率半径及材料属性。

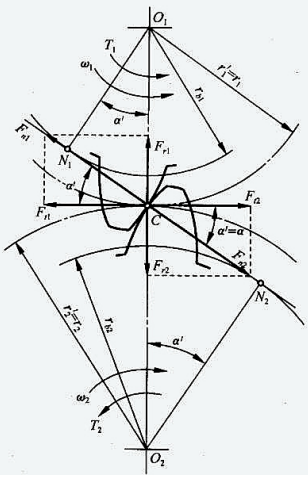
- 接触应力公式中：
  - 分子部分：与两圆柱体接触处半径（曲率半径）有关
  - 分母部分：与材料属性有关，引入弹性影响系数 ZE（与弹性模量 E、泊松比 μ 相关）

啮合点曲率半径

实践证明，点蚀通常首先发生在齿根部分靠近节线处，故取节点处的接触应力为计算依据。节点处的齿廓曲率半径分别为：

$$\rho_1 = N_1C = \frac{d_1}{2}\sin\alpha$$

$$\rho_2 = N_2C = \frac{d_2}{2}\sin\alpha$$



27

- 啮合点处曲率半径由渐开线性质确定：
  - ρ1 = N1C（齿轮 1）
  - ρ2 = N2C（齿轮 2）

- N1C、N2C 可用分度圆直径和压力角表示

> **注意**
>
> 啮合点处的曲率半径等于渐开线在该点的曲率半径，这是渐开线的重要性质，需结合渐开线性质理解。

10 月 11 日

齿轮强度计算（第 1/3 部分）：齿面接触疲劳强度

齿轮强度计算的两类失效

- 齿轮强度计算必须首先明确是针对哪种失效形式，不同失效对应不同的强度计算。
- 齿面接触疲劳强度：主要针对**齿面点蚀**失效。
- 齿根弯曲疲劳强度：主要针对**轮齿折断**失效。

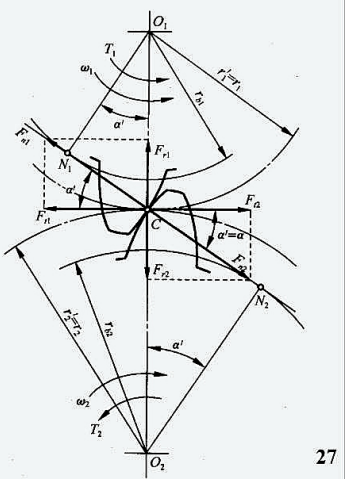
> **注意**
>
> 计算前一定要分清是哪种失效，再选择对应的强度公式，二者不可混用。

齿面点蚀的发生条件

实践证明，点蚀通常首先发生在齿根部分靠近节线处，故取节点处的接触应力为计算依据。节点处的齿廓曲率半径分别为：

$$\rho_1 = N_1C = \frac{d_1}{2}\sin\alpha$$

$$\rho_2 = N_2C = \frac{d_2}{2}\sin\alpha$$



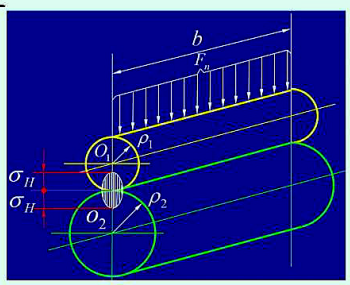
- 点蚀主要发生在**闭式软齿面**齿轮中。
- 由于接触应力反复作用，齿面发生疲劳点蚀。

> **例**
>
> 闭式软齿面齿轮传动，齿面在接触应力作用下易发生点蚀，因此需按齿面接触疲劳强度进行计算。

接触应力计算：赫兹公式

6.7.6 齿面接触强度计算

为避免齿面发生点蚀，应限制齿面的接触应力。齿面接触应力是以两圆柱体接触时的最大接触应力为基础进行的。图中所示的两圆柱体，在载荷作用下接触区产生的最大接触应力可根据弹性力学的赫芝公式导出：



$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b}\cdot\frac{\frac{1}{\rho_1}\pm\frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}$$

F_n —作用在圆柱体上的载荷
b—接触长度
ρ_1、ρ_2 —两圆柱体接触处的半径
“+”号—外接触
“-”号—内接触
μ_1、μ_2 —两圆柱体材料的泊松比
E_1、E_2为两圆柱体材料的弹性模量

- 接触应力计算的理论基础是赫兹公式。
- 赫兹公式中包含材料的属性参数：泊松比和弹性模量。
- 公式中还涉及接触半径（曲率半径）相关的量。

定义

赫兹公式：用于计算两弹性体接触时接触应力的公式，其值取决于材料的弹性模量、泊松比以及接触处的曲率半径。

注意

赫兹公式的推导过程不必深究，重点是会应用。公式中的泊松比、弹性模量属于材料属性，与材料种类有关。

曲率半径的计算

- 曲率半径 ρ1 、ρ2 的计算与渐开线性质有关。
- 当 ρ1 = N1 C、ρ2 = N2 C 时，其值与分度圆直径或半径相关。
- 曲率半径是渐开线性质在齿轮啮合图中的具体体现。

注意

曲率半径 ρ1 、ρ2 是渐开线性质的应用，计算时需结合渐开线形成原理理解，不要死记公式。

综合曲率半径

- 将两接触处的曲率半径综合，得到综合曲率半径 ρΣ。
- 综合曲率半径用于进一步化简接触应力公式。

定义

综合曲率半径：将两齿轮接触点的曲率半径按一定关系综合得到的等效曲率半径，用于接触应力计算。

传动比与中心距的关系

- 传动比 i = z2 /z1 = d2 /d1 = 分度圆半径之比 = 基圆半径之比。
- 中心距 a 为标准中心距，等于两节圆半径之和；对标准齿轮，等于两分度圆半径之和，即 a = (d1 + d2)/2。

定义

标准中心距 a：两齿轮节圆半径之和；对标准齿轮，等于两分度圆半径之和，$a = (d_1 + d_2)/2$。

接触应力通用公式的推导思路

- 通过将曲率半径、传动比、中心距等代入，将综合曲率半径 $\rho\Sigma$ 用中心距 a、分度圆压力角 α、传动比 i 表示。
- 公式中的正负号：**正号表示外啮合，负号表示内啮合。**
- 推导过程不必死记，但应理解其思路。

注意

公式中正负号的含义：正号对应外啮合（外接触），负号对应内啮合（内接触）。

齿轮受力分解

- 法向力 Fn 可分解为两个分力：
  - **圆周力 Ft**
  - **径向力 Fr**
- 圆周力 Ft 和径向力 Fr 的大小、方向、作用点已在前面课程讲解。

定义

圆周力 Ft：沿圆周切线方向的力；径向力 Fr：沿半径方向的力。二者由法向力 Fn 分解得到。

接触应力通用公式

- 接触应力计算中引入两个系数：
  - **弹性影响系数 ZE**：与材料属性（弹性模量、泊松比）有关。
  - **节点区域系数 ZH**：与分度圆压力角有关。
- 当压力角 $\alpha = 20^\circ$ 时，节点区域系数 ZH = 2.5。

定义

弹性影响系数 ZE：反映材料弹性模量和泊松比对接触应力的影响。节点区域系数 ZH：反映节点处几何形状对接触应力的影响，α=20° 时 ZH=2.5。

接触疲劳强度校核公式

- 计算接触应力 σH 应小于等于许用接触应力 $[\sigma H]$。
- 通用公式：$\sigma H \leqslant [\sigma H]$，其中 σH 由弹性影响系数 ZE、节点区域系数 ZH 等表征。

注意

校核条件为 $\sigma H \leqslant [\sigma H]$，即计算接触应力不超过许用接触应力。

由接触强度反推中心距的设计公式

- 基于齿面接触疲劳强度，可反推出中心距 a 的设计（计算）公式。
- 设计公式给出中心距 a 应满足的最小值：$a \geqslant$ [计算值]。

书上特定材料的接触应力公式（6.29）

对于一对钢制齿轮，$E_1=E_2=2.06\times10^5$MPa，$\mu_1=\mu_2=0.3$，标准齿轮压力角$\alpha=20^\circ$，可得钢制标准齿轮传动的齿面接触强度校核公式：

$$\sigma_H = 335\sqrt{\frac{(i\pm1)^3 KT_1}{iba^2}} \le [\sigma_H] \qquad (6\text{-}29)$$

将$b=\varphi_a a$代入上式，可得齿面接触强度设计公式

$$a \ge (i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{KT_1}{\phi_a \cdot i}} \qquad (6\text{-}30)$$

式（6-29）和（6-30）适用钢制齿轮，若为钢对铸铁或铸铁对铸铁，则应将公式中的系数335分别改为285和250。

31

- 教材 92 页公式 6.29 是针对特定材料属性给出的非通用公式。
- 公式中的系数 335 是有条件的，仅适用于特定材料组合（钢对钢等）。
- 通用公式中该系数用弹性影响系数 ZE 表示，未写成具体数值。

注意

公式 6.29 中的 335 是特定材料下的值，不是通用常数。材料变化时该系数会改变。

材料变化时系数的调整

- 当齿轮材料为钢对铸铁或铸铁对铸铁时，系数 335 不再适用。
- 此时系数变为 285 或 250，具体取决于材料组合。
- 实际使用中，齿轮材料多为钢、铸铁，需根据材料选择对应系数。

例

钢对钢：系数 335；钢对铸铁：系数 285；铸铁对铸铁：系数 250。

许用接触应力

许用接触应力$[\sigma_H]$计算

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H}$$

σ_{Hlim}—试验齿轮的接触疲劳极限；由图6-26查取。

S_H—齿面接触疲劳安全系数，查表6-5。

32

- 许用接触应力 [σH] 与极限接触疲劳应力和安全系数有关。

- 安全系数可查表得到，极限接触疲劳应力可参考教材。

注意

一对齿轮啮合时，两齿轮的接触应力 σ_{H1} 和 σ_{H2} 大小相等（作用力与反作用力），但许用接触应力 $[\sigma_{H1}]$ 和 $[\sigma_{H2}]$ 因材料不同而不相等。

齿数的选择

6.7.7齿轮传动设计计算的参数选择

（1）齿数 z

- **软齿面闭式齿轮传动**在满足弯曲强度的条件下，为提高传动的平稳性，小齿轮齿数一般取 z_1=20~40，速度较高时取较大值；**硬齿面**的弯曲强度是薄弱环节，宜取较少的齿数，以便增大模数通常取 z_1 =17~20。
- 为了使一对啮合齿轮磨损均匀，传动平稳，z_1 和 z_2 一般应互为质数

36

- 齿数与齿面硬度有关：
  - 闭式软齿面：易发生点蚀，按齿面接触疲劳强度计算、齿根弯曲疲劳强度校核。在满足弯曲强度条件下，小齿轮齿数 z_1 一般取 20~40，速度较高时可取稍大值。
  - 硬齿面：易发生轮齿折断，弯曲强度较薄弱，齿数一般取较少。
- 模数 m 是表征弯曲强度的重要参数，希望模数大、齿数小以更好满足弯曲强度。

注意

软齿面按接触强度设计、弯曲强度校核；硬齿面弯曲强度薄弱，齿数取少、模数取大。

齿数互质

- z_1 和 z_2 应尽量互质。
- 目的：使一对啮合齿轮磨损均匀、传动平稳。
- 若 z_1 与 z_2 不互质，小齿轮的某个齿总是与大齿轮的固定几个齿啮合，磨损集中；互质后小齿轮每个齿会与大齿轮更多齿啮合，磨损更均匀。

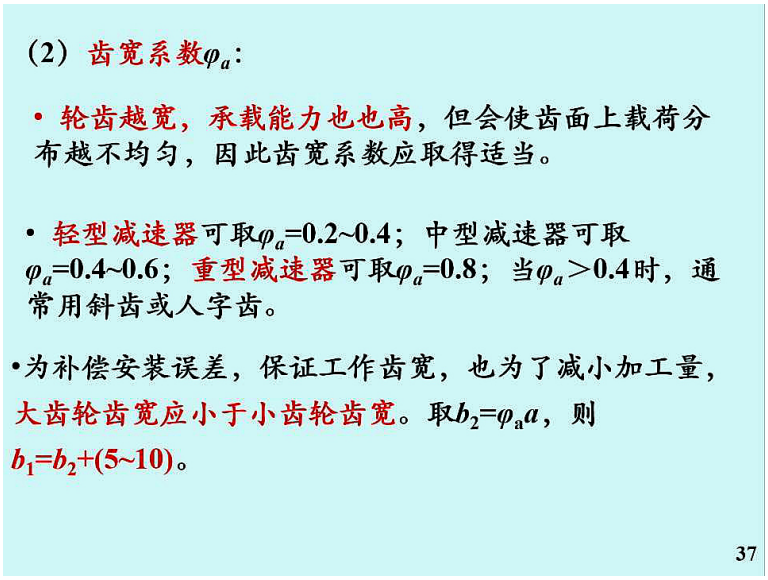
例

设计传动比 i=5，取 z_1 =21，则 z_2 =105（不互质）。设计时应取 z_2 =104 或 106，使 z_1 与 z_2 互质。此时传动比略有偏差，但传动比误差在 ±3% 范围内即认为合格。

注意

取互质齿数后传动比会略有偏差，但误差在 ±3% 以内即符合设计要求。

齿宽系数



- 齿宽系数 φa = b / a（齿宽 b 除以中心距 a）。
- 齿宽越宽，承载能力越高；但齿宽过宽会导致载荷分布不均匀。
- 设计时需平衡承载能力与载荷均匀性，用齿宽系数约束齿宽。
- 齿宽系数 φa 根据减速器类型（轻型、重型）给出参考范围。

定义

齿宽系数 φa = b / a，用于约束齿宽，平衡承载能力与载荷分布均匀性。

齿宽的计算与取值

- 设计时先初选齿宽系数 φa，代入计算得到中心距 a。
- 中心距 a 在计算值基础上需取整。
- 由 a 计算齿宽 b = φa × a，作为 b_2 的计算值，并取整。
- 小齿轮齿宽 b_1 应比大齿轮齿宽 b_2 大，一般取 $b_1 = b_2 + (5\sim10)$ mm。

注意

中心距 a 和齿宽 b 都需在计算值基础上取整。

小齿轮齿宽大于大齿轮的原因

- 补偿安装误差，保证工作（接触）宽度：一对齿轮啮合时需保证足够的接触宽度，一个宽一个窄可确保接触宽度充足。
- 减小加工量：小齿轮尺寸小，做宽一点加工量小；大齿轮尺寸大，做宽则加工量大。教材只写了保证工作宽度，未写减小加工量，可作补充。

例

$b_1 = b_2 + (5\sim10)$ mm，小齿轮齿宽略大于大齿轮，既保证接触宽度，又减小大齿轮加工量。

受力分析小结

- 受力分析已在前面课程讲解，此处不展开。
- 弯曲应力计算针对模数 m；接触应力计算针对接触应力 σH。
- 接触应力公式分两类总结：左边为通用公式，右边为特定材料下的公式（如书上 6.29）。

斜齿轮与直齿轮的齿廓形成

6.8 斜齿圆柱齿轮传动

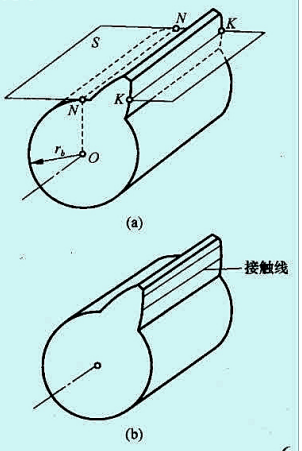
6.8.1 斜齿圆柱齿轮的形成及啮合特性

直齿圆柱齿轮:

齿廓侧面是发生面S在基圆柱上作纯滚动时，平面S上任一与基圆柱母线NN平行的直线KK所形成的渐开线曲面。

直齿圆柱齿轮啮合时，其接触线是与轴线平行的直线

因而一对齿廓沿齿宽同时进入啮合或退出啮合，容易引起冲击和噪音，传动平稳性差，不适宜用于高速齿轮传动。



6

- 直齿轮齿廓为渐开线，渐开面由若干条渐开线组成。
- 渐开线齿廓的形成与渐开线形成原理有关：基圆柱上有基圆和一条发生线，发生线在基圆上做纯滚动，发生线上某一点的轨迹即为一条渐开线。

定义

渐开线：发生线在基圆上做纯滚动时，发生线上某一点的轨迹即为一条渐开线。直齿轮齿廓由渐开线构成。

注意

斜齿轮与直齿轮的成型特性不同，斜齿轮齿廓形成将在后续内容讲解。

斜齿轮的齿廓形成

斜齿圆柱齿轮

发生面S上直线KK不与基圆柱母线NN平行，而是与NN成一角度β_b

当S平面在基圆柱上作纯滚动时，斜直线KK的轨迹形成斜齿轮的齿廓曲面

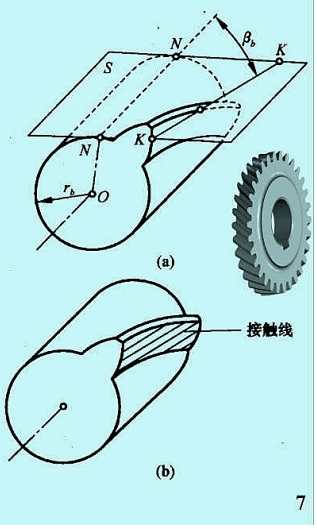
KK与基圆柱母线的夹角β_b称为基圆柱上的螺旋角。

接触线都是平行于斜直线KK的直线

接触线长度由零逐渐增长，从某一位置以后又逐渐缩短，直至脱离啮合

传动平稳，噪音小，用于高速级传动

由于斜齿轮的轮齿是倾斜的，同时啮合的轮齿对数比直齿轮多，故重合度比直齿轮大。



7

- 斜齿轮成型同样有发生面 S 和基圆柱，发生面在基圆柱上做纯滚动
- 直齿轮中，发生面上的直线 KK 与基圆柱母线 nn 平行
- 斜齿轮中，KK 与 nn 不再平行，而是成一定角度 βb（基圆柱上的螺旋角）
- KK 的轨迹构成斜齿渐开线齿廓

定义

βb 为基圆柱上的螺旋角，下标 b 表示基圆。

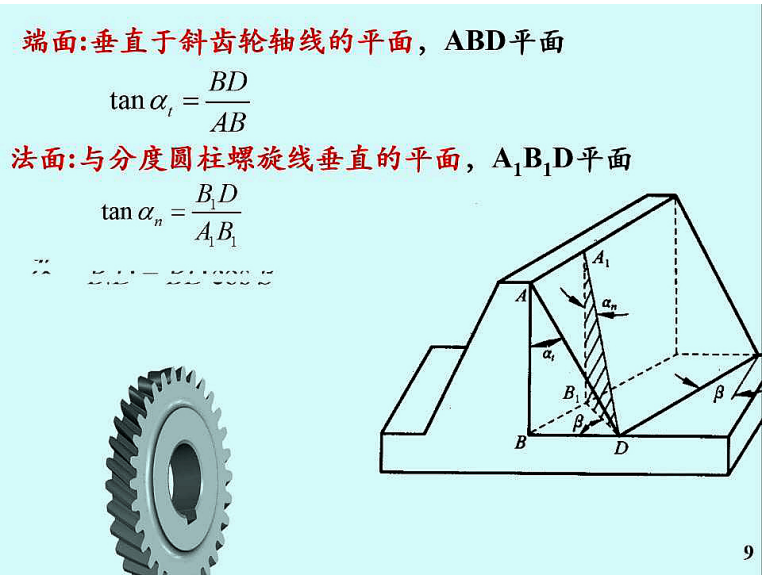
直齿轮与斜齿轮的啮合特点对比

- 直齿轮：接触线与轴线平行，沿齿宽同时进入/退出啮合，易引起冲击，一般不用在高速级
- 斜齿轮：接触线长度由小变大、再变小，逐渐进入啮合，传动平稳、噪音小，适用于高速级

注意

直齿轮接触线沿齿宽同时进入和退出啮合，冲击大；斜齿轮接触线逐渐进入啮合，传动平稳，故高速级应选用斜齿轮。

斜齿轮的端面与法面



- 斜齿轮有端面和法面两个参考平面
- 端面：垂直于斜齿轮轴线的平面（图中 abd）
- 法面：与分度圆柱螺旋线垂直的平面（图中 a1b1d）

定义

端面：垂直于斜齿轮轴线的平面。法面：与分度圆柱螺旋线垂直的平面。

端面与法面压力角的关系

- 端面内：tanαt = Bd / ab
- 法面内：tanαn = Bd / a1b1
- 由几何关系 b1d = bd · cosβ，且 ab = a1b1，联立可得：

定义

tanαn = tanαt · cosβ 其中 αn 为法面压力角，αt 为端面压力角，β 为分度圆上的螺旋角。

端面与法面模数的关系

6.8.2 斜齿轮几何参数和尺寸计算

1 螺旋角

用分度圆柱面上的螺旋角β表示斜齿圆柱齿轮轮齿的倾斜程度。

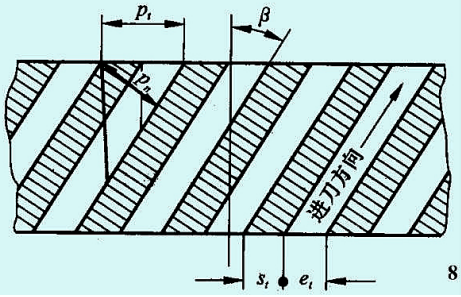
2 模数和压力角

端面齿距p_t与法面齿距p_n的关系为

$$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}$$

因$p=\pi m$

故法面模数m_n和端面模数m_t之间的关系为



8

- 齿距 p = πm，故端面齿距 pt = π · mt，法面齿距 pn = π · mn
- 由 pt = pn / cosβ，可得：

定义

mt = mn / cosβ 即端面模数等于法面模数除以 cosβ。

注意

法面内的模数 mn 和压力角 αn 是标准值（因加工时刀刃位于法面内），端面模数 mt 和端面压力角 αt 为非标准值，需通过换算得到。

斜齿轮正确啮合条件（外啮合）

用铣刀或滚刀加工斜齿轮时，刀具沿着螺旋齿槽方向进行切削，刀刃位于法面上，故一般规定斜齿圆柱齿轮的法面模数和法面压力角为标准值。

一对斜齿圆柱齿轮的正确啮合条件是：

(1)两轮的法面压力角相等$\alpha_{n1}=\alpha_{n2}=\alpha$;

(2)法面模数相等 $m_{n1}=m_{n2}=m_n$;

(3)两轮螺旋角大小相等、方向相反，即$\beta_1=-\beta_2$。

10

- 法面内的模数相等：mn1 = mn2
- 法面内的压力角相等：αn1 = αn2
- 分度圆上的螺旋角大小相等、方向相反：β1 = -β2

> **注意**
>
> 前两点与直齿轮正确啮合条件（分度圆模数、压力角相等）相对应，但斜齿轮用的是法面参数。第三点是斜齿轮特有：外啮合时两轮旋向相反（一左旋一右旋）。

斜齿轮的尺寸计算

3 斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

由斜齿轮齿廓曲面的形成可知，斜齿轮的法面**齿廓曲线为渐开线**。从端面看，一对渐开线斜齿轮传动相当于一对渐开线直齿轮传动，故可**将直齿轮的几何尺寸计算方式用于斜齿轮的端面**。

11

- 在端面内按直齿轮计算，分度圆直径 $d = mt \cdot z$
- 将 $mt = mn / \cos\beta$ 代入，得：

> **定义**
>
> $d = mn \cdot z / \cos\beta$ 其中 mn 为标准值，z 为实际齿数，β 为分度圆螺旋角。

- 齿顶高、齿根高、齿顶圆系数与直齿轮相同
- 中心距因分度圆直径含 β，也随 β 变化

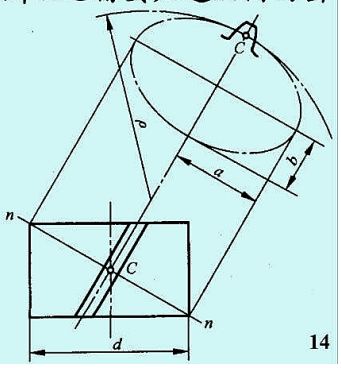
当量齿数

6.8.3 斜齿圆柱齿轮的当量齿数

加工斜齿轮时，铣刀是沿着螺旋线方向进刀的，故应当**按照齿轮的法面齿形来选择铣刀**。另外，在计算轮齿的强度时，因为力作用在法面内，所以也需要知道法面的齿形。

如图所示，过分度圆柱面上C点作轮齿螺旋线的**法平面nn**，它**与分度圆柱面的交线为一椭圆**。

长半轴：$a=d/2\cos\beta$
短半轴：$b=d/2$



14

•椭圆在C点的曲率半径：$\rho=a^2/b=d/2\cos^2\beta$，

•以ρ为分度圆半径，以斜齿轮的法面模数m_n为模数，$\alpha_n=20^\circ$，作一直齿圆柱齿轮，它与斜齿轮的法面齿形十分接近

这个假想的直齿圆柱齿轮称为斜齿圆柱齿轮的当量齿轮。它的齿数z_v称为当量齿数。

$$z_v=\frac{2\rho}{m_n}=\frac{d}{m_n\cos^2\beta}=\frac{m_n z}{m_n\cos^3\beta}=\frac{z}{\cos^3\beta}$$

斜齿轮的当量齿数总是大于实际齿数，并且往往不是整数。

15

- 目的：研究斜齿轮法面内的齿形，用于选择铣刀及计算齿形系数
- 方法：过斜齿轮分度圆柱上 c 点作轮齿螺旋线的法面 nn，与分度圆柱交线为椭圆
- 椭圆长半轴 a = d / (2cosβ)，短半轴 b = d/2
- 在 c 点处曲率半径 ρ = a²/b = d / (2cos²β)
- 假想一个直齿轮，其模数为 mn、分度圆半径为 ρ，齿形与斜齿轮法面齿形一致，该直齿轮齿数即为当量齿数

定义

当量齿数 zv = z / cos³β 其中 z 为斜齿轮实际齿数，β 为分度圆螺旋角。

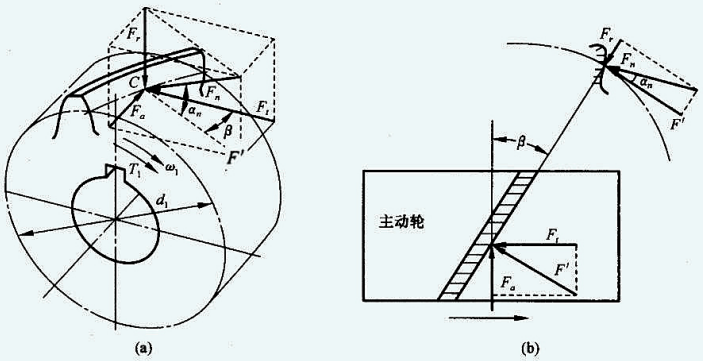
注意

当量齿数 zv 总是大于实际齿数 z，且由于除以 cos³β，zv 通常为小数。计算斜齿轮齿形系数、判断是否根切（最小齿数）时，均需用当量齿数 zv。

斜齿轮的受力分析

6.8.4 斜齿圆柱齿轮强度设计

6.8.4.1 轮齿上的作用力



17

- 忽略摩擦力，斜齿轮所受初始力为法向力 Fn
- 与直齿轮相比，斜齿轮多了一个轴向力 Fa
- 圆周力 Ft 与直齿轮相同：Ft = 2T1 / d1（d1 为分度圆直径）

- 法向力 Fn 在切平面内的投影为 F′ ，F′ = Ft / cosβ
- 径向力 Fr 在法平面内，Fr = F′ · cosαn

例

受力分解关系：
- F′ = Ft / cosβ（切平面内，F′ 为斜边，Ft 为直角边）
- Fr = F′ · cosαn（法平面内，Fn 为斜边，F′ 、Fr 为直角边）

注意

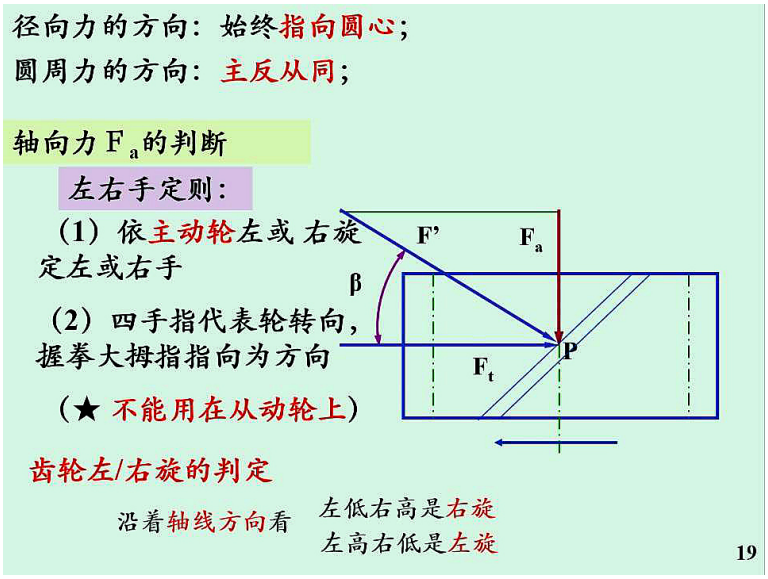
斜齿轮比直齿轮多一个轴向力 Fa，这是斜齿轮受力分析的关键区别。直齿轮只分解为 Ft 和 Fr，斜齿轮需分解为 Ft、Fr、Fa 三个力。

斜齿轮受力分析——力的分解与大小
- 斜齿轮的圆周力 Ft、径向力 Fr 与直齿轮相同，作用点均在齿宽中点
- 轴向力 Fa 位于切平面内，与 Ft 构成直角三角形，夹角为螺旋角 β
- 法向力 Fn 位于法平面内，等于 F’ 除以 cos αn（αn 为法面压力角）
- 各力大小关系：Fa = Ft · tan β

定义

斜齿轮的轴向力 Fa 是圆周力 Ft 在切平面内沿轴线方向的分量，其大小满足 Fa = Ft · tan β，其中 β 为分度圆螺旋角。

斜齿轮轴向力 Fa 的方向判定——左右手螺旋规则

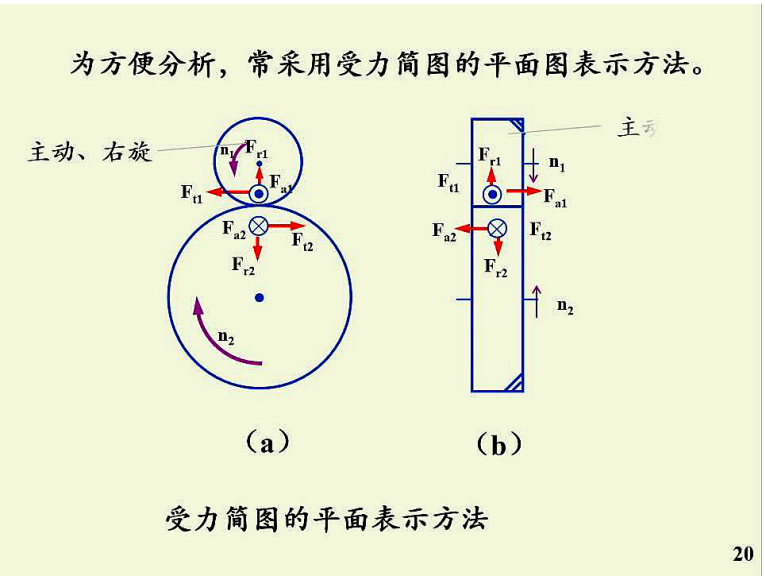


- Fa 的判定必须使用左手或右手螺旋规则，且只能在主动轮上判定
- 四指表示齿轮转向，拇指表示 Fa 的方向
- 主动轮为左旋用左手，右旋用右手
- 从动轮的 Fa 不能用左右手规则，而应通过作用力与反作用力（Fa2 = -Fa1）判定

注意

判定 Fa 时一定要分清主动轮和从动轮。若在从动轮上使用左右手规则，分析结果会恰好相反。这是初学者最容易忽略的错误。

斜齿轮旋向（左旋/右旋）的判定



- 判定旋向必须沿轴线方向观察齿轮
- 沿轴线方向看，右边高为右旋，左边高为左旋
- 齿轮旋转 90° 后旋向不变（旋向是齿轮的固有属性）
- 若观察角度别扭，可将整个图旋转 90° 再沿轴线方向看

> **例**
>
> 沿轴线方向看，若齿轮齿向倾斜方向为”左边低、右边高”，则该齿轮为右旋，判定 Fa 时用右手螺旋。

斜齿轮传动中主动轮与从动轮的力方向

- 主动轮与从动轮的 Ft 方向相反（主反从同，均沿啮合点处速度方向）
- 主动轮 Ft 与啮合点处速度方向相反，从动轮 Ft 与速度方向相同
- Fr 各自指向轮心
- Fa1 与 Fa2 大小相等、方向相反（Fa2 = -Fa1）

> **注意**
>
> 所有力（Ft、Fr、Fa）都应画在啮合点位置，而不是齿轮中心。

斜齿轮强度计算

- 弯曲强度：涉及齿形系数，齿形系数与当量齿数 z 有关，可据此计算法向模数
- 接触强度：书中给出系数 305（针对特定材料性质），与直齿轮类似
- 螺旋角 β 的设计：先初选螺旋角 → 计算中心距和模数 → 模数取标准值、中心距取整 → 对 β 角进一步修正

锥齿轮的基本参数与特点

6.9 圆锥齿轮传动

6.9.1 直齿圆锥齿轮传动特性

圆锥齿轮用于相交两轴之间的传动，其中应用最广泛的是两轴交角$\Sigma=\delta_1+\delta_2=90^\circ$的直齿圆锥齿轮。

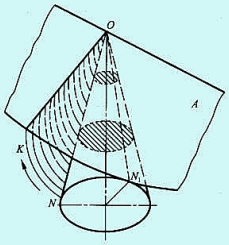
与圆柱齿轮不同，圆锥齿轮的轮齿是沿圆锥面分布的，其轮齿尺寸朝锥顶方向逐渐缩小。

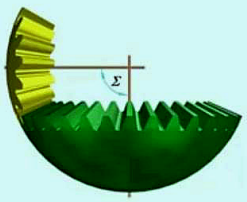
圆锥齿轮的运动关系相当于一对节圆锥作纯滚动。除节圆锥外，圆锥齿轮还有分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥、基圆锥。

24

6.9.2 圆锥齿轮齿廓曲线、背锥和当量齿数

发生面A沿基圆锥作纯滚动，平面上通过锥顶的直线OK形成一渐开线曲面，即为圆锥齿轮齿廓曲面，直线OK上各点的轨迹都是渐开线。渐开线NK上各点与锥顶O的距离均相等，所以该渐开线在以O为球心，OK为半径的球面上，因此圆锥齿轮的齿廓曲线是以锥顶O为球心的球面渐开线。因球面渐开线无法在平面上展开，给设计和制造造成困难，故常用背锥上的齿廓曲线来代替球面渐开线。





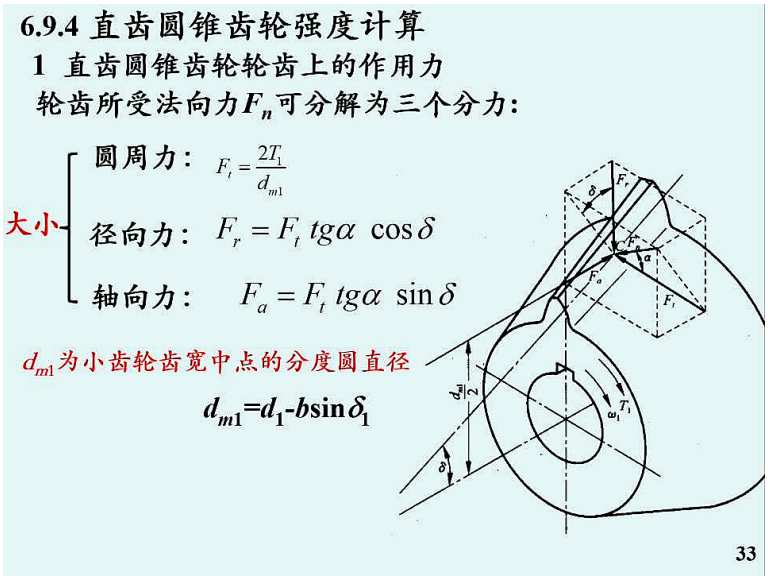
27

- 两轴线相互垂直，几何轴线夹角为 90°
- 两个截锥角之和为 90°
- 锥齿轮有大端和小端，所有参数标准值在大端
- 大端模数为标准值，大端压力角为 20°
- 传动比 i = n1/n2，也等于截锥角之比
- 锥距 R 和大端分度圆直径 d 是重要参数

定义

锥齿轮的当量齿数 zv = z / cos δ，其中 δ 为截锥角。锥齿轮齿廓常用背锥上的齿廓曲面代替球面渐开线。

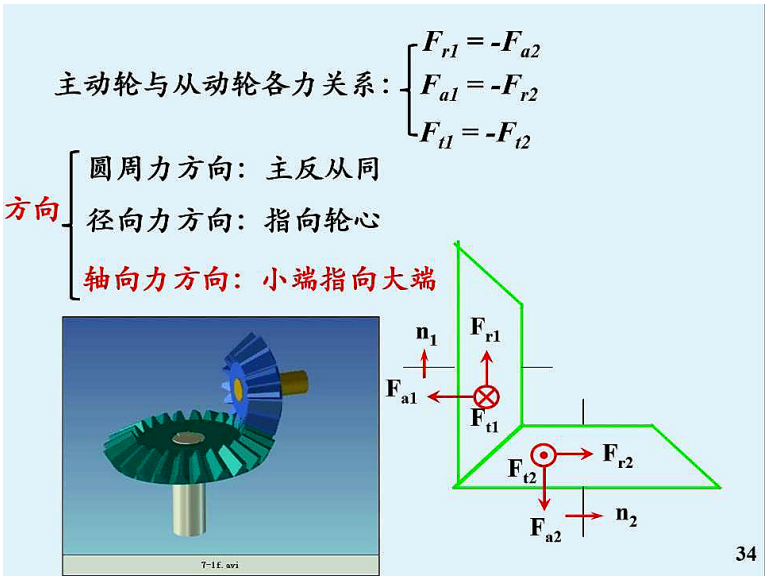
锥齿轮的受力分析



- 不考虑摩擦力，法向力 Fn 分解为圆周力 Ft、径向力 Fr、轴向力 Fa
- dm1 表示小齿轮齿宽中心处的分度圆直径
- Ft 和 Fr 的判定与直齿轮完全相同
- Fa 的判定：**由小端指向大端**，与主动/从动无关

> **注意**
>
> 锥齿轮的 Fa 判定与斜齿轮不同：斜齿轮用左右手规则（只在主动轮上），而锥齿轮的 Fa 无论主动轮还是从动轮，都由小端指向大端。

锥齿轮三力的对应关系



- 只有圆周力 Ft1 与 Ft2 大小相等、方向相反
- Fr1 与 Fa2 大小相等、方向相反
- Fa1 与 Fr2 大小相等、方向相反
- 三个力不再是严格意义上的大小相等、方向相反

例

一对啮合的锥齿轮中，齿轮 1 的 Fa 水平向左（小端指向大端），齿轮 2 的 Fa 竖直向下（小端指向大端），二者相互垂直而非相反。

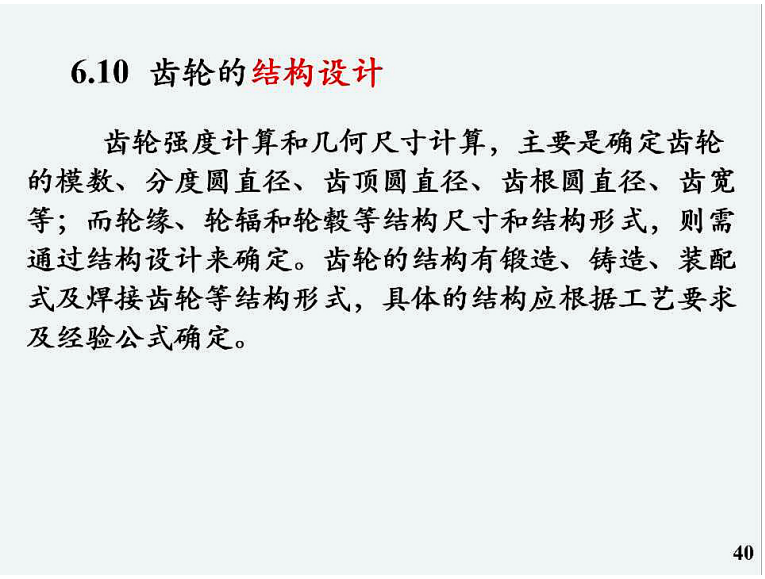
锥齿轮强度计算

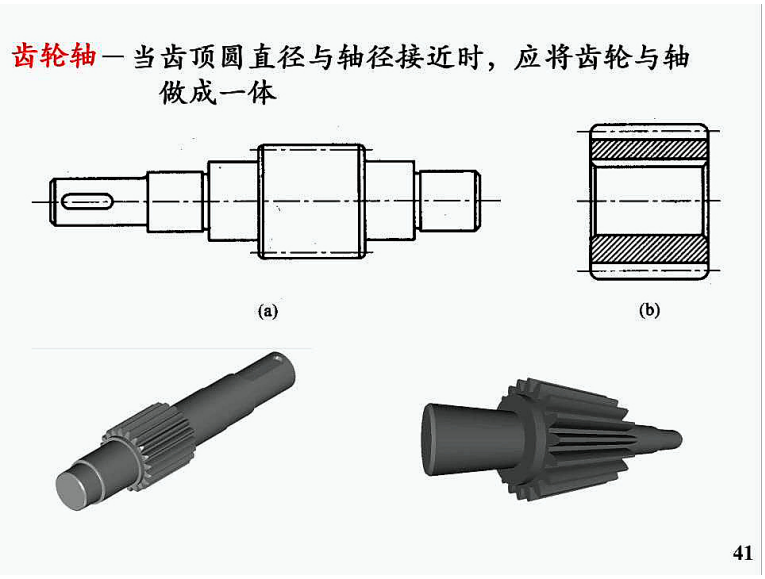
- 接触强度：先给校核公式，再推出设计公式，可计算大端模数
- 齿根弯曲强度：同样有校核公式和设计公式
- 齿形系数 YF 与当量齿数有关（与斜齿轮一致）

注意

齿形系数的横坐标：直齿轮用齿数 z，斜齿轮和锥齿轮用当量齿数 zv。

齿轮结构形式





- **齿轮轴**：当齿轮齿顶或齿根直径与轴径相接近时，将齿轮与轴做成一体
- **锻造齿轮**：与齿顶圆直径有关
- **铸造齿轮**：轮辐式结构
- **装配式齿轮**：轮芯与齿圈用不同材料，轮芯用铸钢或铸铁，齿圈用优质材料，节省成本，适用于大型齿轮
- **焊接齿轮**：轮芯与齿圈用焊接连接

齿轮润滑

6.11 齿轮传动的润滑

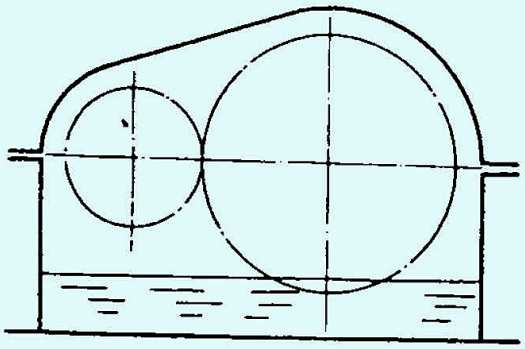
半开式及开式齿轮传动，或速度低的闭式齿轮传动润滑方式：

人工定期添加润滑油或润滑脂进行润滑。

闭式齿轮传动润滑方式根据齿轮的圆周速度v而定。

46

油浴润滑----当v≤12m/s时可用油浴式，大齿轮浸入油池一定的深度，齿轮转动时把润滑油带到啮合区。



47

- 线速度 v < 12 m/s 时，采用**油浴润滑**（大齿轮浸入箱体油池）
- 大齿轮直径较大时，可用惰轮将润滑油带到啮合区
- 线速度 v > 12 m/s 时，采用**喷油润滑**（压力油喷射）

> **注意**
>
> 润滑方式的选择以线速度 12 m/s 为分界：小于 12 m/s 用油浴润滑，大于 12 m/s 用喷油润滑。

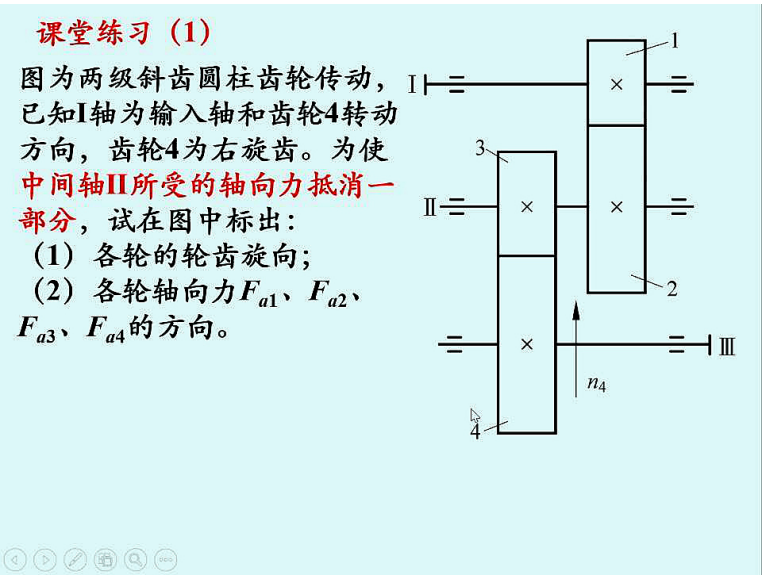
综合练习要点（斜齿轮传动）

- 一轴为输入，齿轮 4 虽给出转向但不是主动轮
- 两对啮合：1 和 2 啮合（1 主动），3 和 4 啮合（3 主动）
- 中间轴（二轴）上齿轮 2 和齿轮 3 的轴向力方向相反，可相互抵消一部分
- 解题时先确定主动轮，再判定各力方向

> **注意**
>
> 题目中给出转向的齿轮不一定是主动轮，必须根据输入轴判断主动轮，再判定轴向力方向。

10 月 15 日

两级齿轮传动的受力分析思路



- 两级齿轮传动是工程设计中非常常见的传动形式，必须掌握其受力分析方法
- 首先要明确输入轴与输出轴，以及每一对齿轮中的主动轮与从动轮
- 同一根轴上的齿轮转向相同；前一级的从动轮带动后一级的主动轮
- 分析受力时忽略摩擦力，齿轮受力可分解为三个力：圆周力 Ft、径向力 Fr、轴向力 Fa
- 三个力的判定必须在啮合点处进行

> **注意**
>
> 分析前必须先把主动轮和从动轮搞清楚。主动轮与从动轮的判定错误，会导致后续所有力的方向判定错误。

斜齿轮三个力的判定方法

- 圆周力 Ft：判定口诀为”主反从同”——主动轮的 Ft 与转向相反，从动轮的 Ft 与转向相同
- 径向力 Fr：指向轮心
- 轴向力 Fa：用左右手定则判定

> **定义**
>
> 左右手定则：先判断齿轮是左旋还是右旋，确定用左手还是右手；四指方向指向主动轮的转向 n，拇指方向即为轴向力 Fa 的方向。

- 在 Fa、n、旋向这三个要素中，已知任意两个，即可判定第三个
- 轴向力 Fa 只能作用在主动轮上，从动轮上不能用左右手定则

> **注意**
>
> 这是此类题目最大的陷阱：题目给出从动轮的转向 n4 时，不能在从动轮上用左右手定则，只能在主动轮上使用。

同轴齿轮轴向力相互抵消

- 同一根轴上（如轴二）既有齿轮二又有齿轮三，两个齿轮的轴向力 Fa2 和 Fa3 方向应相反（相对或相背），以相互抵消一部分

- 大小是否相等取决于设计，可通过压力角、模数及受力大小控制到相等
- 但**方向一定相反**，这是工程实际中的要点

例

本题中 F_{a3} 水平向左，则 F_{a2} 必须水平向右，二者作用在同一根轴二上相互抵消。

斜齿轮正确啮合条件

- 前两点与直齿轮相同：
  - 端面内模数相等
  - 端面内压力角相等
- 第三点：**螺旋角 β 大小相等，方向相反**（外啮合时两齿轮旋向相反）

例

已知齿轮 4 为右旋，则齿轮 3 必为左旋；齿轮 1 为右旋，则齿轮 2 必为左旋。

外啮合齿轮的转向关系

- 外啮合齿轮的转向**相反**（相对或相背）
- 原因：可由”主反从同”判定圆周力方向，进而推出转向相反
- 也可作为常识直接判断

例

齿轮 4 的 Ft 垂直黑板面向里（从动轮，与速度同向），则齿轮 3 的 Ft 垂直黑板面向外，齿轮 3 的速度方向向里，故其转向竖直向下。

斜齿轮受力分析综合例题思路

- 已知 n4 竖直向上、齿轮 4 为右旋
- 由外啮合转向相反 → n3 竖直向下 → n2 竖直向下（同轴）
- 由正确啮合条件（旋向相反）→ 齿轮 3 为左旋
- 在**主动轮齿轮 3** 上用左右手定则：左旋用左手，四指指向转向，拇指指向 F_{a3} 水平向左
- 由轴向力相互抵消 → F_{a2} 水平向右 → F_{a1} 水平向左
- 判定齿轮 1：已知 F_{a1} 水平向左、转向竖直向上，用右手定则满足 → 齿轮 1 为**右旋**
- 齿轮 2 由正确啮合条件判定为**左旋**

注意

判定齿轮 1 和 2 的选项时，**先判定齿轮 1**（通过受力与转向），齿轮 2 的旋向通过正确啮合条件（与齿轮 1 相反）来判定，不能直接判定齿轮 2。

锥齿轮的受力分析

- 锥齿轮轴线相互垂直，三个力**不是完全对等的关系**
- **圆周力 Ft**：两个齿轮的 Ft 大小相等、方向相反，判定方法与直齿轮、斜齿轮相同
- **径向力 Fr**：指向轮心
- **轴向力 Fa**：由**小端指向大端**

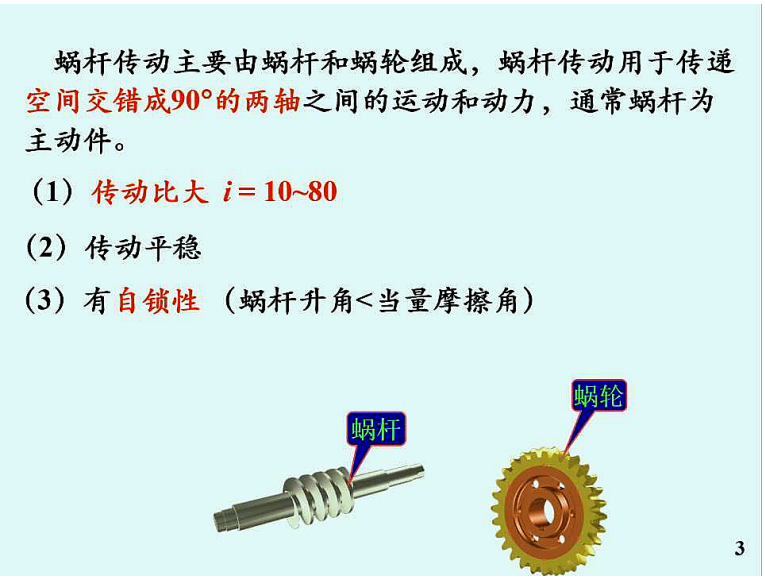
定义

锥齿轮的轴向力 Fa 判定：由锥齿轮的小端指向大端。

注意

锥齿轮中，齿轮 1 的轴向力与齿轮 2 的径向力大小相等、方向相反；齿轮 1 的径向力与齿轮 2 的轴向力大小相等、方向相反。这与斜齿轮中轴向力与轴向力对应不同。

蜗杆传动概述



- 蜗杆与涡轮的轴线相互垂直，呈 90 度角
- 涡轮本质上就是一个斜齿轮
- 蜗杆不说齿数，其 z1 表示头数
- 传动比一般较大，范围 10~80

定义

蜗杆传动比：i = z2 / z1 = n1 / n2，其中 z2 为涡轮齿数，z1 为蜗杆头数。

- 蜗杆传动常用于减速装置

蜗杆的螺旋面形状分类

机械中常用的为普通圆柱蜗杆传动。本章主要讨论这种蜗杆传动。

蜗杆传动有：环面蜗杆传动、锥蜗杆传动、圆弧圆柱蜗杆传动等。

根据蜗杆螺旋面的形状，可分为阿基米德蜗杆、渐开线蜗杆及延伸渐开线蜗杆等三种。由于阿基米德蜗杆容易加工制造，应用最广，其他蜗杆还有：锥面包络圆柱蜗杆、法向直廓蜗杆等。

4

- 蜗杆螺旋面形状分为三种：
  - 阿基米德蜗杆
  - 渐开线蜗杆
  - 延伸渐开线蜗杆

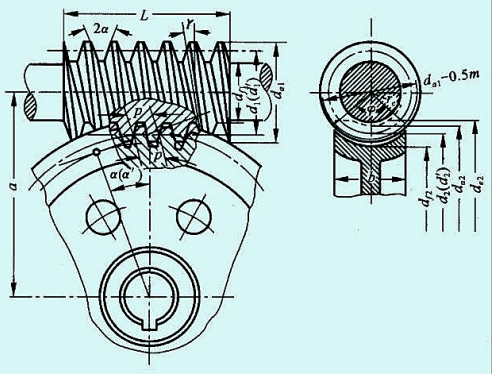
中间平面

6.12.1 蜗杆传动的正确啮合条件

通过蜗杆轴线并与蜗轮轴线垂直的平面，称为中间平面。

中间平面内阿基米德蜗杆具有渐开线齿条齿廓，侧边夹角为2α，蜗轮齿廓也是渐开线。

在中间平面内蜗轮与蜗杆的啮合传动相当于渐开线齿条与齿轮啮合传动。



5

定义

中间平面：通过蜗杆轴线且与涡轮轴线相垂直的平面。

- 蜗杆的重要参数和计算都在中间平面内进行
- 在中间平面内，阿基米德蜗杆与渐开线涡轮的啮合，相当于渐开线齿条与齿轮的啮合
- 这使问题大大简化，可在中间平面内按齿条-齿轮啮合进行计算

例

在中间平面内，蜗杆相当于一个渐开线齿条，涡轮相当于一个渐开线齿轮，二者啮合即齿条与齿轮的啮合。

蜗杆与涡轮正确啮合条件

从而可得蜗杆传动的正确啮合条件为：

（1）在中间平面内，蜗杆的轴向模数 m_{a1} 与蜗轮的端面模数 m_{t2} 必须相等。

$$m_{a1}=m_{t2}$$

（2）蜗杆的轴向压力角 α_{a1} 与蜗轮的端面压力角 α_{t2} 必须相等。

$$\alpha_{a1}=\alpha_{t2}$$

（3）两轴线交错角为90°时，蜗杆分度圆柱上的导程角 γ 应等于蜗轮分度圆柱上的螺旋角 β，且两者的旋向相同。

$$\gamma=\beta$$

6

- 前两点（与直齿轮、斜齿轮类似）：
  - 蜗杆的轴向模数 = 涡轮的端面模数
  - 蜗杆的轴向压力角 = 涡轮的端面压力角
- 下标约定：a 表示轴向，t 表示端面

注意

对蜗杆而言是轴向参数（轴面），对涡轮而言是端面参数，二者分别用下标 a 和 t 区分，不要混淆。

- 第三点（与斜齿轮不同）：
  - 蜗杆分度圆上的导程角 = 涡轮上的螺旋角
  - 且蜗杆与涡轮的旋向相同（不是相反）

注意

斜齿轮外啮合时旋向相反，而蜗杆与涡轮啮合时旋向相同——蜗杆右旋则涡轮右旋，蜗杆左旋则涡轮左旋。这是易错点。

蜗杆的几何参数

6.12.2 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

1. 模数m和压力角α

为了方便加工，规定蜗杆的轴向模数 m_{a1} 为标准模数。蜗轮的端面模数 m_{t2} 等于蜗杆的轴向模数，因此蜗轮端面模数也应为标准模数。标准模数系列见表6-8。压力角标准值为 20°。

7

- 蜗杆标准正在更新（新版教材），轴向齿距用 p_x 表示，模数、压力角也相应改为 x 下标
- 蜗杆主要参数：分度圆直径 d_1、头数 z_1、直径系数 q、齿顶圆直径、齿根圆直径、导程角 γ
- 蜗杆特有且重要的参数：**直径系数 q、导程角 γ、头数 z_1**
- 蜗杆分度圆直径 d_1 在标准中给出标准值（为减少滚刀数量而标准化）

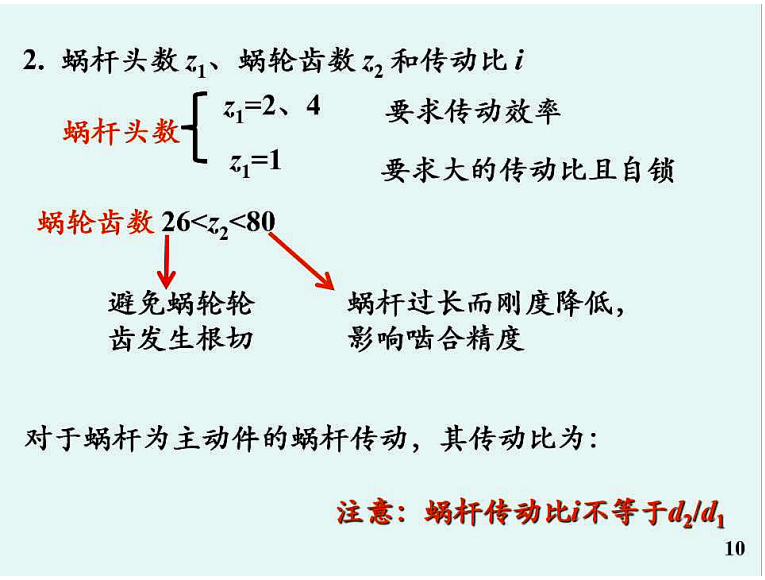
蜗杆的头数 z_1

- 单头蜗杆（$z_1 = 1$）：传动比大、自锁性好，但效率低
- 要求传动效率时取多头，一般为 2、4，最多不超过 6
- 头数越多，蜗杆制造越困难，故头数不宜过多

蜗轮的齿数 z_2

- 一般取 26~80
- 下限 26：齿数太少易发生根切（不发生根切的最小齿数为 17），故取大于 26
- 上限 80：蜗杆是细长杆，蜗轮齿数过多会使蜗杆过长，刚度下降，影响啮合

蜗杆传动的传动比

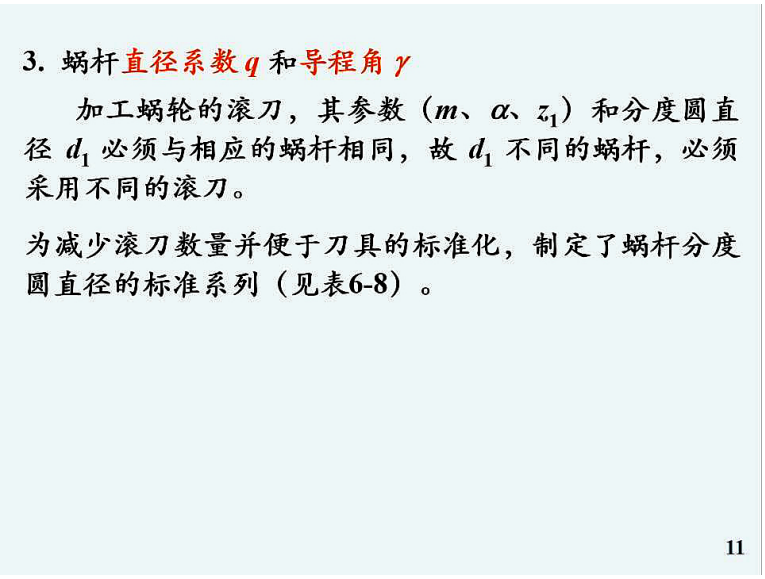


- 传动比 $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$（蜗轮齿数 / 蜗杆头数）
- 对渐开线齿轮，传动比可等于分度圆直径比；但对蜗杆传动，不等于分度圆直径比

注意

蜗杆传动中 $i \neq d_2/d_1$。因为直齿轮 $d = mz$，模数相等故可约去；而蜗杆 $d_1 = mq$（不是 mz_1），所以不能直接等于分度圆直径比。

直径系数 q



- 蜗杆分度圆直径 $d_1 = mq$，其中 q 为标准值（与 m 一样是标准值）
- 加工蜗轮的滚刀参数必须与蜗杆参数一致，故不同 d_1 的蜗杆需用不同滚刀；为减少刀具数量，对 d_1 标准化，从而引入 q

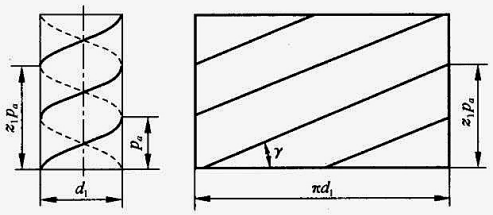
定义

直径系数 q：蜗杆特有的参数，满足 $d_1 = mq$，q 为标准值。

导程角 γ

如图所示，蜗杆螺旋面和分度圆柱的交线是螺旋线，γ 为蜗杆分度圆柱上的螺旋线导程角，p_a 为轴向齿距，由图可得

$$\tan\gamma=\frac{z_1p_a}{\pi d_1}=\frac{z_1m}{d_1}=\frac{z_1}{q}$$



12

- 蜗杆的螺旋面与分度圆柱的交线为螺旋线，其导程角为 γ
- 正确啮合条件之一：蜗杆导程角 γ = 蜗轮螺旋角 β
- 导程角 γ 在标准中也是标准值

例

$\tan\gamma=\frac{z_1p_a}{\pi d_1}$，其中 $p_a=\pi m$（轴向齿距），$d_1=mq$，代入得 $\tan\gamma=\frac{z_1}{q}$。这是蜗杆传动特有的关系。

直径系数 q 对性能的影响

蜗杆直径系数：

$$q=\frac{d_1}{m}$$

当 ***m* 一定**时，***q* 增大**，则 d_1 变大，蜗杆的刚度和强度相应提高。

当 ***q* 较小**时，γ 增大，效率 η 随之提高，因此在蜗杆轴刚度允许的情况下，应尽可能选用较小的 q 值

13

- m 一定时，q 大 → d_1 大 → 蜗杆刚度、强度提高
- z_1 不变时，q 小 → 导程角 γ 增大 → 效率提高
- 在刚度允许条件下，一般尽可能选较小的 q

蜗杆传动的几何尺寸计算

4. 圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算

名称	计算公式	
	蜗杆	蜗轮
分度圆直径	$d_1=mq$	$d_2=mz_2$
齿顶高	$h_a=m$	$h_a=m$
齿根高	$h_f=1.2m$	$h_f=1.2m$
顶圆直径	$d_{a1}=m(q+2)$	$d_{a1}=m(z_2+2)$
根圆直径	$d_{f1}=m(q-2.4)$	$d_{f2}=m(z_2-2.4)$
径向间隙	$c=0.2m$	
中心距	$a=0.5m(q+z_2)$	
蜗杆轴向齿距，蜗轮端面齿距	$p_{a1}=p_{t2}=\pi m$	

- 分度圆直径：蜗杆 $d_1 = mq$；蜗轮 $d_2 = mz_2$
- 齿顶圆、齿根圆直径计算与齿轮类似
- 中心距 $a = \dfrac{m(q + z_2)}{2}$（注意不是 $z_1 + z_2$）
- 轴向齿距 $p_a = \pi m$，端面齿距需区分清楚

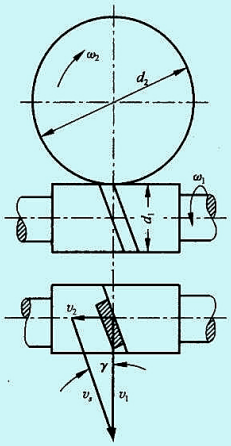
> **注意**
>
> 斜齿轮分度圆直径 $d = \dfrac{m_n z}{\cos\beta}$（端面模数 $m_t = m_n/\cos\beta$）；蜗杆分度圆直径 $d_1 = mq$，两者不同，勿混淆。

相对滑动速度 v_s

5. 蜗杆传动的相对滑动速度

蜗杆传动即使在节点C处啮合，齿廓之间也有较大的相对滑动。设蜗杆的圆周速度为 v_1，蜗轮的圆周速度为 v_2，v_1和v_2 呈90°角，而使齿廓之间产生很大的相对滑动，相对滑动速度 v_s 为

$$v_S = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos\gamma}$$



相对滑动速度 v_s 沿蜗杆螺旋线方向。齿廓之间的相对滑动引起磨损和发热，导致传动效率降低。

- 蜗杆与蜗轮轴线相互垂直，啮合点处两绝对速度方向相互垂直，故产生相对滑动速度 v_s
- $v_s = \dfrac{v_1}{\cos\gamma}$（也可用 v_2 表示）
- 相对滑动速度导致摩擦发热、磨损，并使传动效率降低

例

判断蜗杆旋向：沿轴线方向看，左边低右边高为右旋。图中蜗杆为右旋。主视图中蜗杆速度 v_1 垂直黑板面向外，蜗轮速度 v_2 水平向左；俯视图中 v_1 竖直向下，v_2 水平向左，两者垂直合成 v_s。

蜗杆传动的失效形式

z_2

6.12.3 蜗杆传动强度计算

1. 蜗杆传动的主要失效形式

闭式蜗杆传动：轮齿齿面的**点蚀、磨损和胶合**

原因：蜗杆蜗轮齿面间的相对滑动速度大，摩擦发热大，使润滑油粘度因温度升高而下降，润滑条件变坏，容易发生胶合或点蚀。

开式蜗杆传动：轮齿的磨损和弯曲折断

实践证明，**失效多发生在蜗轮上**，是因为蜗杆的机械强度通常要高于蜗轮。

16

- 闭式蜗杆传动：点蚀、磨损、胶合
- 开式蜗杆传动：磨损、轮齿折断

注意

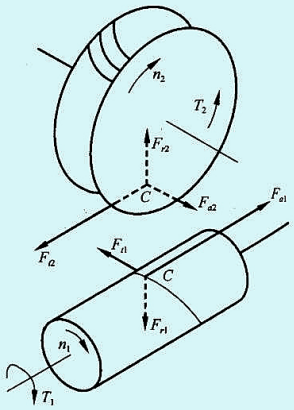
经实验证明，失效一般发生在蜗轮上，蜗杆一般不会失效。因此强度计算针对蜗轮进行；变位时也是对蜗轮变位。

蜗杆传动的受力分析

2. 蜗杆传动的受力分析和计算载荷

蜗杆传动的受力分析与斜齿圆柱齿轮相似。齿面上的法向力F_n可分解为三个相互垂直的分力：

圆周力 F_t：主反从同
径向力 F_r：指向轮心
轴向力F_a：左（右）手螺旋（蜗杆）



17

- 不考虑摩擦力，只考虑啮合点处的法向力，分解为圆周力 F_t、径向力 F_r、轴向力 F_a
- 作用点：齿宽中点的啮合点处

- 方向判定与斜齿轮完全相同

> **注意**
>
> 轴向力 F_a 的左右手判定只能在蜗杆（主动件）上用。课本均按减速装置讨论（蜗杆主动、蜗轮从动）。若为加速装置（蜗轮主动），则应在蜗轮上判定。

- 力的大小：$F_{t1}=\dfrac{2T_1}{d_1}$，$F_{t2}=\dfrac{2T_2}{d_2}$
- 三对力关系（大小相等、方向相反）：
  - F_{r1} 与 F_{r2} 大小相等、方向相反
  - F_{t1}（蜗杆圆周力）与 F_{a2}（蜗轮轴向力）大小相等、方向相反
  - F_{a1}（蜗杆轴向力）与 F_{t2}（蜗轮圆周力）大小相等、方向相反

> **注意**
>
> 蜗杆传动中三对力并非简单对应（F_{t1} 不对应 F_{t2}），而是圆周力与轴向力交叉对应，这是与直齿轮传动的重要区别。

蜗杆传动的强度计算

3. 圆柱蜗杆传动的强度计算

1) 蜗轮齿面的接触强度计算

蜗轮齿面的接触强度计算与斜齿轮相似，以蜗杆蜗轮在节点处啮合的相应参数代入赫芝公式，可得青铜或铸铁蜗轮轮齿齿面接触强度的校核公式：

$$\sigma_H=500\sqrt{\frac{KT_2}{m^2d_1z_2^2}}\le[\sigma_H]\qquad(\text{MPa})$$

而设计公式为

$$m^2d_1\ge\left[\frac{500}{z_2[\sigma_H]}\right]^2KT_2\qquad(\text{mm}^3)$$

19

- 蜗轮齿面接触疲劳强度：校核公式与蜗轮传递转矩、模数、蜗杆分度圆直径 d_1、蜗轮齿数 z_2 有关
- 蜗轮轮齿齿根弯曲疲劳强度：设计公式同样针对蜗轮
- 强度计算均针对蜗轮进行（因失效发生在蜗轮上）

蜗杆与蜗轮的材料

6.12.4 蜗杆传动的材料和结构

1. 蜗杆传动的材料

良好的减摩性、抗磨性和抗胶合的能力

材料 { 碳素钢:45、…
合金钢:15Cr、20Cr、20CrMnTi 、 20MnVB

热处理 { 调质或正火处理： 45调质（220~230HBS）
淬火:

21

- 蜗杆材料：碳素钢或合金钢，要求减磨性、抗磨性、抗胶合能力好，需热处理
- 蜗轮材料：锡青铜、无锡青铜、铸铁，选择依据是相对滑动速度 v_s

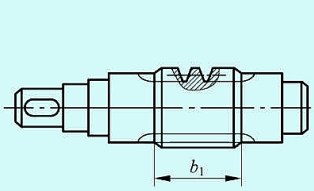
例

蜗轮材料按 v_s 选择：v_s 较大时选锡青铜；$v_s < 4$ m/s 时选无锡青铜；v_s 更小时选灰铸铁。因为 v_s 越高越易发生胶合失效。

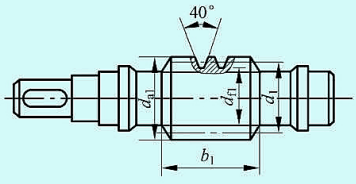
蜗杆的结构

2. 蜗杆和蜗轮的结构

蜗杆通常与轴做成一体，除螺旋部分的结构尺寸取决于蜗杆的几何尺寸外，其余的结构尺寸可参考轴的结构尺寸而定。图a为铣制蜗杆，在轴上直接铣出螺旋部分，刚性较好。图b为车制蜗杆，刚性稍差。



图（a）



图（b）

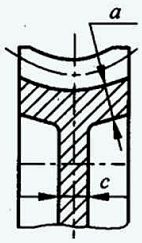
23

- 蜗杆分度圆直径与轴径相差不大时，通常与轴做成一体（类似齿轮轴）
- a 图（铣削）：轴上直接铣出螺旋部分，刚性较好
- b 图（车削）：刚性较差

蜗轮的结构

蜗轮的结构有整体式和组合式两类。

图6-54a 所示为整体式结构，多用于铸铁蜗轮或尺寸很小的青铜蜗轮。



整体式

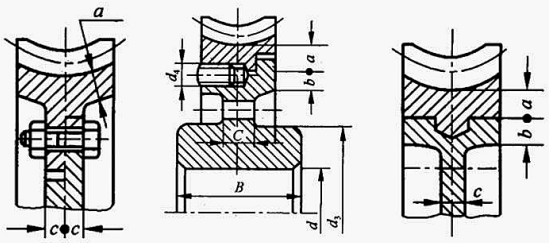
图6-54a

24

- 分两大类：整体式、分体式

蜗轮的结构形式

为了节省有色金属，对于尺寸较大的青铜蜗轮一般制成组合式结构，为防止齿圈和轮心因发热而松动，常在接缝处再拧入4~6个螺钉，以增强连接的可靠性（图6-54c），或采用螺栓连接（图6-54b），也可在铸铁轮心上浇注青铜齿圈（图6-54d）。



组合式齿圈式 图6-54b

组合式螺栓连接 图6-54c

组合式拼铸式 图6-54d

25

- 整体式：轮芯与轮齿做成一体，尺寸相对较小，适用于尺寸不大的场合。
- 分体式（组合式）：轮芯与齿圈分成两部分再装配在一起，适用于尺寸较大的场合。
- 组合式常见形式：
  - 齿圈式：齿圈与轮芯用螺纹连接或螺栓连接。
  - 拼铸式：铸铁轮芯 + 青铜齿圈，通过浇铸成型。

例

图中最左侧为齿圈式（螺纹连接），中间为螺栓连接，右侧为拼铸式（铸铁轮芯 + 青铜齿圈浇铸）。蜗轮组合式结构中，轮芯与齿圈之间用螺纹/螺栓连接。

蜗杆传动的效率

6.12.5 蜗杆传动的效率、润滑和散热

1. 蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动工作时，功率的损耗有三部分：轮齿啮合损耗、轴承摩擦损耗和箱体内润滑油搅动的损耗。所以闭式蜗杆传动的总效率为：

$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$

η_3：搅油损耗效率

η_2：轴承摩擦损耗效率

η_1：轮齿啮合效率

27

- 效率主要由三部分组成：
  - 啮合效率（占主要部分）
  - 轴承摩擦损耗效率
  - 搅油损耗效率
- 啮合效率与蜗杆导程角 γ 和当量摩擦角 ρv 有关。

定义

γ（伽马）：蜗杆的导程角。ρv：当量摩擦角，对应当量摩擦系数。

- 啮合效率随当量摩擦角减小而增加。
- 啮合效率随导程角增加而增加，但并非一味增加。

注意

导程角太大时蜗杆制造困难，一般限制导程角小于 30° 。对效率表达式求偏导并令其等于 0，可求得效率最高时的导程角。

蜗杆传动的润滑

2. 蜗杆传动的润滑

由于蜗杆传动的相对滑动速度v_s大，效率低，发热量大，因此必须注意蜗杆传动的润滑；否则会进一步导致效率显著降低，并会带来剧烈的磨损，甚至产生胶合。蜗杆传动的润滑方法和润滑油粘度可参考表6-12。

29

- 蜗杆传动存在相对滑动速度 vs，效率较低，润滑方式需特别关注。
- 润滑方式与相对滑动速度 vs 有关：
  - vs < 1 m/s 至 < 5 m/s：采用油池（油浴）润滑。
  - 相对滑动速度更高：采用喷油润滑。
  - vs > 25 m/s：采用压力喷油润滑。

例

油浴润滑时，一般将蜗轮浸入润滑油中，由蜗轮把润滑油带到啮合区。

热平衡计算

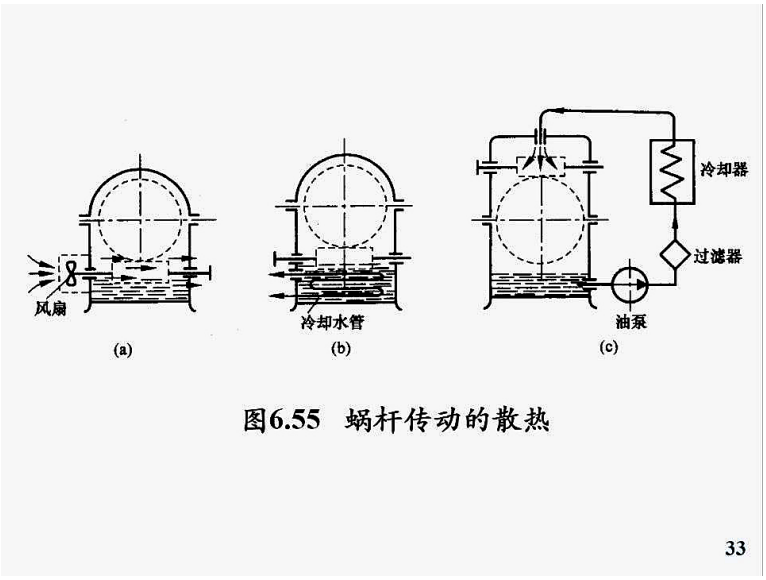


图6.55 蜗杆传动的散热

33

- 原因：存在相对滑动速度 vs，可能引起温升，导致胶合失效，且效率降低。
- 闭式蜗杆传动必须进行热平衡计算。

定义

温差 $\Delta t = t - t_0$ ，其中 t 为箱体内润滑油油温，t_0 为周围空气温度。

- 热平衡计算要点：控制温差 $\Delta t \leqslant$ 许用温差 $[\Delta t]$。

注意

许用温差 $[\Delta t]$ 一般取 60℃ ~ 70℃，即油温与周围空气温度之差应控制在此范围内。

- Δt 的计算与传递功率、传动效率有关。
- 散热系数 αs 与具体材质有关（题目会给出）。
- 散热面积 α 可计算得出。

改善散热（降低温差）的措施

若计算的温差超过允许值，可采取以下措施来改善散热条件：

1）在箱体上加散热片以增大散热面积；

2）在蜗杆轴上装风扇进行吹风冷却（图6-55a）

3）在箱体油池内装设蛇形水管，用循环水冷却（图6-55b）；

4）用循环油冷却（图6-55c）。

32

- 当温差超过许用值时需采取措施，书上共给出 4 种：

1. 加散热片：增大散热面积，使 Δt 下降。
2. 加风扇：对箱体进行对流散热，降低箱体内润滑油温度。
3. 循环管路加循环水：循环水流动带走热量，降低油温。
4. 喷油润滑 + 冷却器：润滑油循环过程中经冷却器冷却后再喷到啮合位置，降低温度。

> 例
>
> 蜗杆在下、浸入润滑油时，可加循环管路并通入循环水；相对滑动速度较高时，可采用喷油润滑并在循环回路中加冷却器。

综合传动分析（课堂练习三）

齿轮传动——分析题---课堂练习（4）

如图1所示，建筑用电机驱动的卷扬传动系统采用斜齿圆柱齿轮-蜗杆传动，欲使蜗杆轴和大齿轮轴的轴向力抵消一部分。当提升重物时，试回答下列问题：

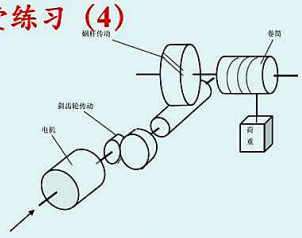


图 1

1. 从箭头所指方向看，主动斜齿轮的轴向力和转向分别是(　　)。
(A) 指出纸面，逆时针　　(B) 指入纸面，顺时针
(C) 指出纸面，顺时针　　(D) 指入纸面，逆时针

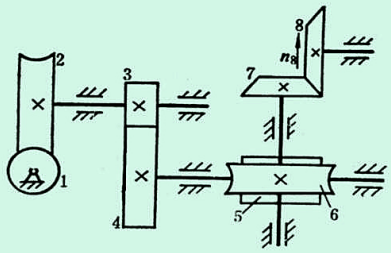
2. 从箭头所指方向看，蜗杆转向、旋向分别是 (　　)。
(A) 顺时针，左旋　　(B) 顺时针，右旋
(C) 逆时针，左旋　　(D) 逆时针，右旋

3. 从箭头所指方向看，主动斜齿轮旋向和从动斜齿轮旋向分别为 (　　)。
(A) 左旋，左旋　　(B) 右旋，右旋
(C) 左旋，右旋　　(D) 右旋，左旋

4. 从箭头所指方向看，蜗杆和蜗轮的轴向力分别是(　　)。
(A) 指出纸面，水平向左　　(B) 指入纸面，水平向左
(C) 指出纸面，水平向右　　(D) 指入纸面，水平向右

齿轮传动——分析题--课堂练习（3）

如图所示的传动机构中，**1**、**5**为蜗杆，**2**、**6**为蜗轮，**3**、**4**为斜齿圆齿轮，**7**、**8**为直齿圆锥齿轮。已知蜗杆**1**为主动，锥齿轮**8**的转向如图所示。要求所有中间轴上齿轮的轴向力相互抵消一部分。试分析各齿轮的转向、旋向和受力情况。



- 题目涉及 8 个齿轮、4 对啮合：两对蜗杆传动、一对斜齿轮传动、一对锥齿轮传动，涵盖全部已讲内容。
- 分析步骤要点：
  - 先分清主动与从动：蜗杆 1 为主动，传动从 1 向后传递（1→2，3→4，5→6，7→8）。
  - 同轴关系：6 和 7 同轴，4 和 5 同轴，2 和 3 同轴。
  - 蜗杆的轴向力与蜗轮的圆周力大小相等、方向相反。
  - 轴向力一定沿轴线方向：4、5 的轴向力沿水平方向；6、7 的轴向力沿竖直方向。

注意

6 放在前面、5 放在后面，6 与 5 的啮合位置在 6 的后面（不在前面）。在啮合点处，6 的速度方向为水平向右，故 ft6 水平向右，fa5 水平向左。这是最易混淆的点。

- 旋向判定规则：旋向必须在主动轮（蜗杆）上判定，不能在从动轮（蜗轮）上判定。
- 蜗杆与蜗轮的旋向相同。

例

分析过程示例：

- 7 水平向左 → 6 水平向左（同轴）。
- 6 在啮合点处速度水平向右 → ft6 水平向右 → fa5 水平向左。
- fa5 水平向左 → fa4 水平向右 → fa3 水平向左 → fa2 水平向右。
- 7 的轴向力竖直向下 → fa6 竖直向上 → ft5 竖直向下 → n5 向上 → n4 向上 → n3 向下 → n2 向下。
- 由 n1 的转向（顺时针）与 fa1 方向（指向观察者），判定 1 为左旋，2 也为左旋。
- 由 5 的转向（向上）与 fa5 方向（水平向左），判定 5 为右旋，6 也为右旋。
- 由 3 的轴向力（水平向左）与转向（向下），判定 3 为左旋，4 也为左旋。

注意

分析时须写清每个箭头代表的是 n（转速）、fa（轴向力）、ft（圆周力）还是 fr（径向力），避免混淆。判断转向时，从动轮在啮合点处的速度方向决定其转向。

10 月 16 日

齿轮传动综合受力分析回顾

- 上节课内容：斜齿轮、锥齿轮、蜗杆蜗轮传动的受力、转向、旋向分析
- 综合题目中共有 4 对齿轮啮合：
  - 1 和 2：蜗杆蜗轮传动
  - 3 和 4：斜齿轮传动
  - 5 和 6：蜗杆蜗轮传动
  - 7 和 8：锥齿轮传动
- 主动轮判定：必须针对”哪两个齿轮在啮合”来判断，不能笼统说某根轴上的轮是主动还是从动
  - 本例中蜗杆 1 为主动，则 1-2 啮合时 1 主动；3-4 啮合时 3 主动；5-6 啮合时 5 主动；7-8 啮合时 7 主动
  - 同一根轴（如 2 和 3 所在轴）上，2 是从动轮，3 是主动轮

> **注意**
>
> 主动轮与从动轮是相对于”某一对啮合”而言的。同一根轴上的两个齿轮，可能一个是从动、一个是主动，不能笼统说整根轴是主动还是从动。

旋向的判定

- 判定方法：沿轴线方向观察齿轮的斜线
- 左边高为左旋，右边高为右旋

齿轮受力的三个分力

- 将法向力 Fn 分解为三个分力：
  - Ft：圆周力
  - Fr：径向力
  - Fa：轴向力

> **定义**
>
> 齿轮啮合时的法向力 Fn 可分解为三个相互垂直的分力：圆周力 Ft（沿圆周切向）、径向力 Fr（沿半径方向指向轮心）、轴向力 Fa（沿轴线方向）。

三个分力的判定方法

- Ft（圆周力）判定：4 个字——“左反右同”
- Fr（径向力）判定：4 个字——“指向轮心”
- Fa（轴向力）判定：用左手或右手定则，取决于齿轮是左旋还是右旋，以及转向 n

> **注意**
>
> Fa（轴向力）的左右手定则判定**只能在主动轮上使用**。从动轮上的 Fa 不能直接用左右手定则判定。

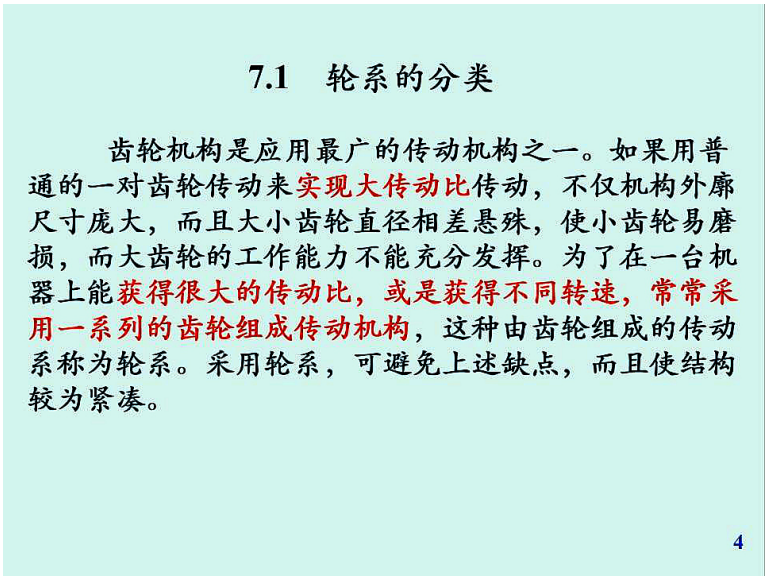
从动轮轴向力的判定

- 斜齿轮：从动轮上的 Fa 与主动轮上的 Fa 大小相等、方向相反
- 锥齿轮：主动轮上的 Fa 与从动轮上的径向力 Fr 大小相等、方向相反
- 蜗杆蜗轮传动：主动轮（蜗杆）上的 Fa 与涡轮上的圆周力 Ft 大小相等、方向相反

注意

对于锥齿轮和蜗杆蜗轮传动，主动轮与从动轮的 Fa 并不是简单的大小相等、方向相反，需要按上述对应关系分别判定。

轮系的引入背景



- 渐开线齿轮传动比：i = n1/n2 = z2/z1（齿数反比）
- 若只用一对齿轮实现较大传动比，会带来问题：
  - 大齿轮做得很大、小齿轮很小，直径悬殊
  - 小齿轮齿数少，参与啮合次数多，容易磨损
- 解决方案：采用多级齿轮，用一系列齿轮组构成机构，即”轮系”

定义

轮系：由一系列齿轮（含蜗杆蜗轮等）组成的齿轮传动机构，用于实现较大传动比、变速、换向等功能。

例

发射导弹时的快速反应装置就是轮系的应用实例；上节课分析的 4 对齿轮传动综合题本身也是一个轮系。

轮系的分类

- 轮系分为两大类基本类型，第三类为前两类的组合：
  - 定轴轮系
  - 周转轮系
  - 混合轮系（定轴轮系与周转轮系的组合）

定轴轮系

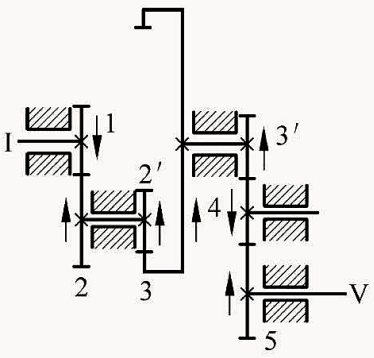


图7-1 定轴轮系 7

定义

定轴轮系：轮系中所有齿轮的几何轴线都是固定不动的。

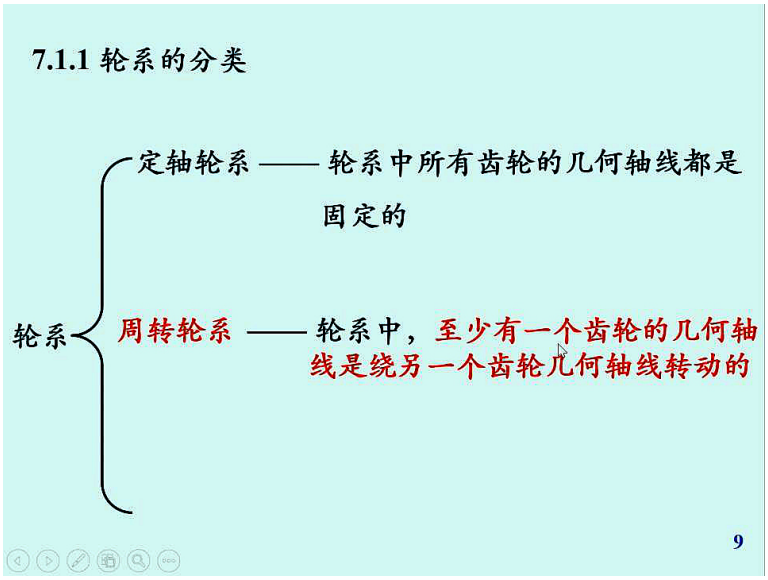
- 示例轮系中有 4 对齿轮啮合：
  - 1 和 2：外啮合
  - 2’和 3：内啮合
  - 3’和 4：外啮合
  - 4 和 5：外啮合
- 齿轮 2 和 2’在同一根轴上，转速相同，属于同一构件
- 齿轮 3 和 3’在同一根轴上，转速相同，属于同一构件

注意

同一轴线上的齿轮不一定是同一构件。例如定轴轮系中齿轮 1 和 3 虽然轴线相同，但转速不同，不是同一构件。判断是否为同一构件要看是否装在同一根轴上、转速是否相同。

- 定轴轮系的其他实例：锥齿轮驱动蜗杆、蜗杆驱动涡轮的减速装置，各齿轮轴线均固定。

周转轮系



定义

周转轮系：轮系中至少有一个齿轮的几何轴线是绕着另一个齿轮的几何轴线转动的。

- 关键特征：某个齿轮的轴线本身在旋转，绕着一个固定的几何轴线转动
- 周转轮系中的核心构件：
  - 系杆：绕固定轴线转动的那个几何轴线
  - 行星轮：由系杆支持、几何轴线随系杆转动的齿轮
  - 中心轮：与行星轮相啮合、轴线固定不动的齿轮

例

周转轮系中，系杆支持的两个齿轮为行星轮，与行星轮啮合的两个齿轮为中心轮。其中一个中心轮可能做成齿轮形状但固定不动，相当于机架。

识别周转轮系的三步走

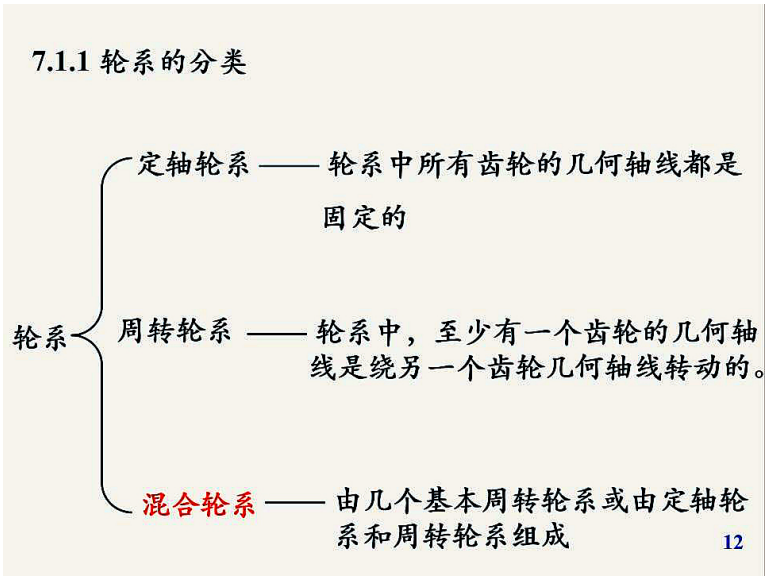
1. 找系杆：系杆是绕着一个固定的几何轴线（机架）转动的轴线
2. 找行星轮：系杆所支持的齿轮即为行星轮
3. 找中心轮：与行星轮相啮合的齿轮即为中心轮

注意

识别轮系类型是计算传动比的前提。必须先分清是定轴轮系还是周转轮系，才能进行后续的传动比计算。

- 示例（内啮合行星轮系）：系杆 h 绕机架转动，支持齿轮 2 和 2’（行星轮，同一构件、转速相同）；与 2 啮合的中心轮为 1，与 2’ 啮合的中心轮为 3。

混合轮系

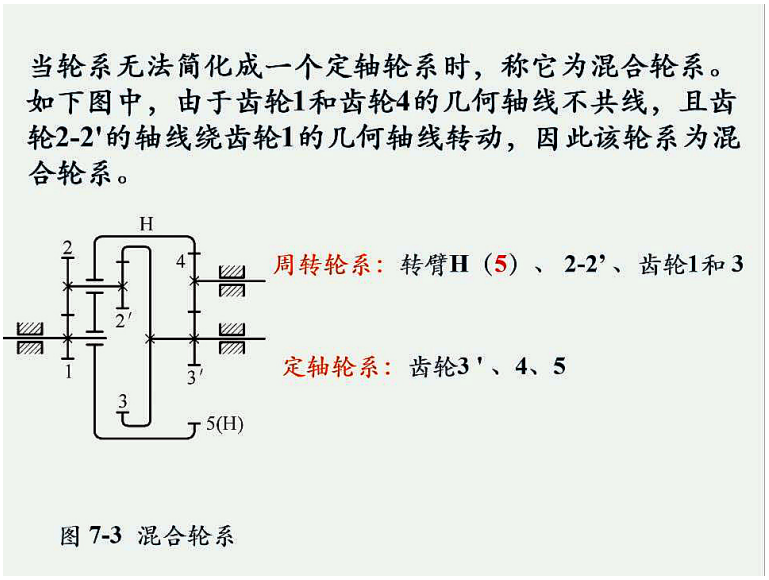


定义

混合轮系：由几个周转轮系，或由定轴轮系与周转轮系组合而成的轮系。

- 混合轮系的组成方式：
  - 两个以上周转轮系组合
  - 定轴轮系 + 周转轮系
  - 一个定轴轮系 + 两个周转轮系，或一个定轴轮系 + 一个周转轮系

混合轮系实例分析（课本 7.3 图）



- 该轮系共有 4 对齿轮啮合：
  - 1 和 2：外啮合
  - 2’和 3：内啮合
  - 3’和 4：外啮合
  - 4 和 5：内啮合
- 系杆为 H，且 H 就是齿轮 5 本身
- 齿轮 5 绕机架（固定轴线）转动，充当系杆

- 齿轮 2 和 2’ 的轴线不固定，绕齿轮 5 的几何轴线转动

> **注意**
>
> 系杆不一定是一个独立的杆件，也可以由某个齿轮直接充当（如本例中齿轮 5 就是系杆）。齿轮 3’ 与齿轮 5 的轴线共线，但二者不是同一构件。

齿轮 5 的几何轴线与半径关系

- 齿轮 5 是内齿轮，与齿轮 4 内啮合，其几何轴线位于图示固定位置
- 齿轮 5 的分度圆直径从内齿一侧到另一侧，需明确其轴线位置
- 齿轮 5 的半径与齿轮 3、4 的尺寸关系：
  - r5 = d4 + r3’（即一个 d4 加一个 r3’）
  - 用直径表示：d5 = 2 分之 d3 + d4（两个 d4 加一个 d3）
- 课堂练习中常要求计算系杆的回转半径，它与各齿轮半径/直径相关

> **注意**
>
> 齿轮 5 是内齿轮，其轴线位置与普通外齿轮不同，计算半径关系时不要混淆内啮合与外啮合的尺寸关系。

混合轮系的识别方法

- 分析轮系时，首先寻找是否存在系杆（H），判断有无周转轮系
- 系杆支持的齿轮为行星轮（如 2、2’），与行星轮啮合的是中心轮（如 1、3）
- 若某组齿轮的几何轴线均固定不动，则它们构成定轴轮系
- 整个轮系中既有定轴轮系又有周转轮系，即为混合轮系
- 题目中通常不会标注”混合轮系”，有时连 H 也不标出，需自行判断

> **注意**
>
> 齿轮 3 和 3’ 是同一构件，可写成 3 和 3’，也可直接写 3。识别轮系时不要因写法不同而误判为两个独立齿轮。

混合轮系的组成示例

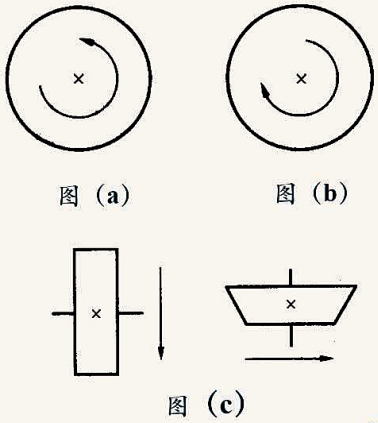
- 周转轮系部分：H（系杆）、1 和 2（中心轮）
- 定轴轮系部分：3’、4、5（几何轴线均固定）
- 中心轮中，有的中心轮（如大齿轮）固定不动，本身也是机架

传动比的正负号与转向

7.1.3 从动轮转动方向

1．箭头表示

轴或齿轮的转向一般用箭头表示。当轴线垂直于纸面时，图a表示背离纸面，图b表示指向纸面。当轴线在纸面内，则用箭头表示轴或齿轮的转动方向，如图c所示。



17

- 一对齿轮啮合的传动比 = 转速比 = 角速度比 = 齿数比
- 外啮合：两齿轮转向相反，传动比为负
- 内啮合：两齿轮转向相同，传动比为正
- 转向可用箭头（上下左右）表示

> **注意**
>
> 传动比的正负号由啮合方式决定：外啮合取负，内啮合取正。不要漏掉符号，否则转向判断错误。

定轴轮系传动比计算

7.2 轮系的传动比计算

7.2.1 定轴轮系的传动比计算

已知定轴轮系各齿轮的齿数，可利用式（7-3）一步步地通过计算每对啮合齿轮的传动比，得到所求两轴间的传动比。传动比为：

$$i_{1N}=\frac{n_1}{n_N}=(-1)^m\frac{\text{两轴间 所有从动轮齿数的乘积}}{\text{两轴间 所有主动轮齿数的乘积}}$$

23

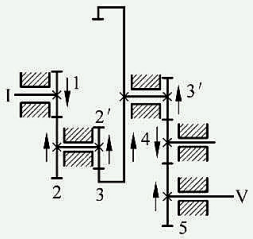
- 定轴轮系传动比：i1n = n1/nn = (-1)^m × (所有从动齿轮齿数乘积) / (所有主动齿轮齿数乘积)
- 推导思路：将各对啮合齿轮的传动比（n1/n2、n2/n3……nn-1/nn）逐项列出，约分后仍为 n1/nn
- 每对啮合的传动比等于从动轮齿数比主动轮齿数（如 n1/n2 = z2/z1）
- 分子为所有从动齿轮齿数乘积，分母为所有主动齿轮齿数乘积
- m 表示外啮合的次数（外啮合传动比为负，内啮合为正）

定义

定轴轮系传动比公式：i1n = (-1)^m × (各从动轮齿数连乘积) / (各主动轮齿数连乘积)，其中 m 为外啮合次数。

定轴轮系传动比计算示例

课堂练习（1）：如图所示的轮系中各齿轮齿数为z_1=22、z_2=25、z'_2=20、z_3=132、z'_3=20、z_5=28，n_1=1450r/min，试计算n_5，并判断其转动方向。



- 齿轮 1 与 2 啮合：传动比 = z2/z1
- 齿轮 2’ 与 3 啮合：传动比 = z3/z2’
- 齿轮 3’ 与 4 啮合：传动比 = z4/z3’
- 齿轮 4 与 5 啮合：传动比 = z5/z4
- 将各对啮合传动比相乘，得到总传动比
- 若 n1 为负值，则计算结果为负

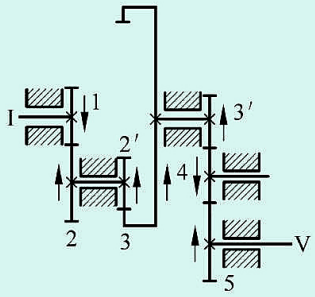
注意

判断主动轮与从动轮时，要看传动方向：从主动端往从动端传递，同一齿轮在不同啮合对中可能既作主动又作从动。

惰轮的作用

●由于齿轮4既是主动轮，又是从动轮，因此在计算中并未用到它的具体齿数值。在轮系中，这种齿轮称为惰轮。

●惰轮虽然不影响传动比的大小，但若啮合的方式不同，则可以改变齿轮的转向，并会改变齿轮的排列位置和距离。



27

- 惰轮（如齿轮 4）不改变整个轮系的传动比大小，其齿数在计算中可约去
- 惰轮可以改变齿轮的转向
- 惰轮可以改变齿轮的排列位置和中心距

例

若齿轮 3’ 与 5 直接啮合，5 的转向向下；加入惰轮 4 后，5 的转向改变。惰轮 4 的齿数未给出，因为计算传动比时它被约掉了。

周转轮系自由度计算

- 周转轮系中，系杆 H 是活动构件（绕固定轴线转动），计算自由度时必须计入
- 自由度计算公式：F = 3n - 2PL - PH
  - n：活动构件数
  - PL：低副数
  - PH：高副数
- 图 a 中：n = ?，低副 = ?，高副 = ?（需根据具体图计算）

注意

计算自由度时，系杆 H 是活动构件，不要遗漏。这是周转轮系自由度计算中常见的易错点。

周转轮系自由度的计算（a 图）

- 周转轮系中活动构件数 n、低副数 pl、高副数 ph 需逐一数清
- 以细杆 + 齿轮 1+ 齿轮 2+ 齿轮 3 为例：n=4，pl=4，ph=2
- 自由度公式：$F = 3n - 2pl - ph$
- 代入得 $F = 3\times4 - 2\times4 - 2 = 2$

定义

周转轮系：至少有一个齿轮的轴线绕另一固定轴线转动的轮系，其行星轮由细杆（转臂/系杆）支承。

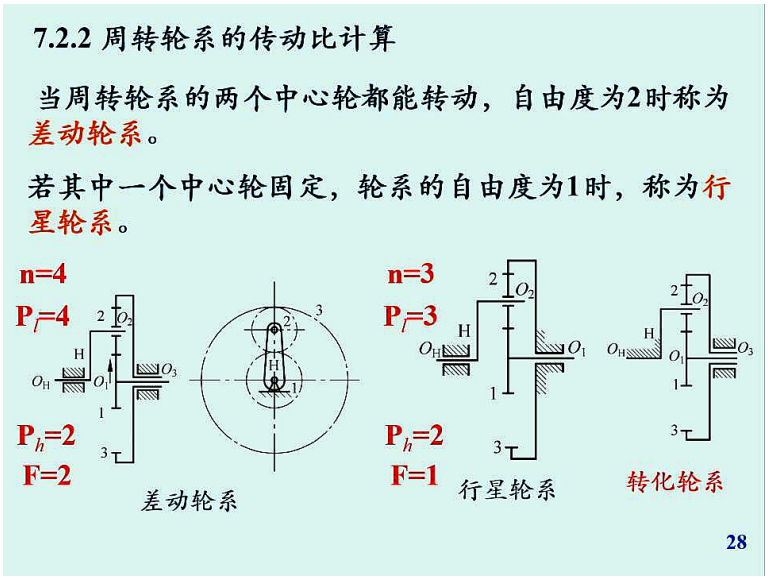
周转轮系自由度的计算（b 图，齿轮 3 为机架）

- 与 a 图的区别：齿轮 3 固定为机架，转速为 0，不再是活动构件
- 活动构件 n=3，低副 pl=3，高副 ph=2（齿轮 2 与 1、齿轮 2 与 3 的啮合仍存在）
- 自由度 $F = 3\times3 - 2\times3 - 2 = 1$

注意

判断机架时，要看构件是否固定不动（转速为 0）。齿轮 3 在 b 图中是机架，因此不计入活动构件，但它的啮合高副仍然存在，不能漏算。

差动轮系与行星轮系

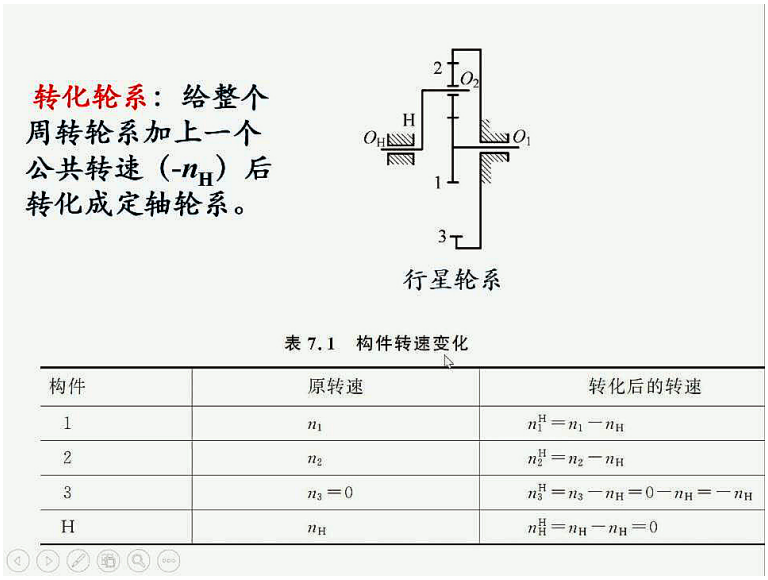


- 周转轮系按自由度分为两类：
  - 差动轮系：两个中心轮都在转动，自由度 F=2
  - 行星轮系：一个中心轮固定不动，自由度 F=1

定义

差动轮系：周转轮系中两个中心轮均为活动构件、均可转动，自由度 F=2。行星轮系：周转轮系中有一个中心轮固定为机架，自由度 F=1。

周转轮系传动比的计算——转化机构法



- 思路：给整个周转轮系加上一个公共转速 −nh（nh 为细杆/转臂转速）
- 转化后细杆转速变为 nh − nh = 0，细杆固定，周转轮系转化为定轴轮系
- 转化后各构件转速：
  - n1 → n1 − nh
  - n3 → n3 − nh
  - nh → 0
- 转化后按定轴轮系公式计算传动比

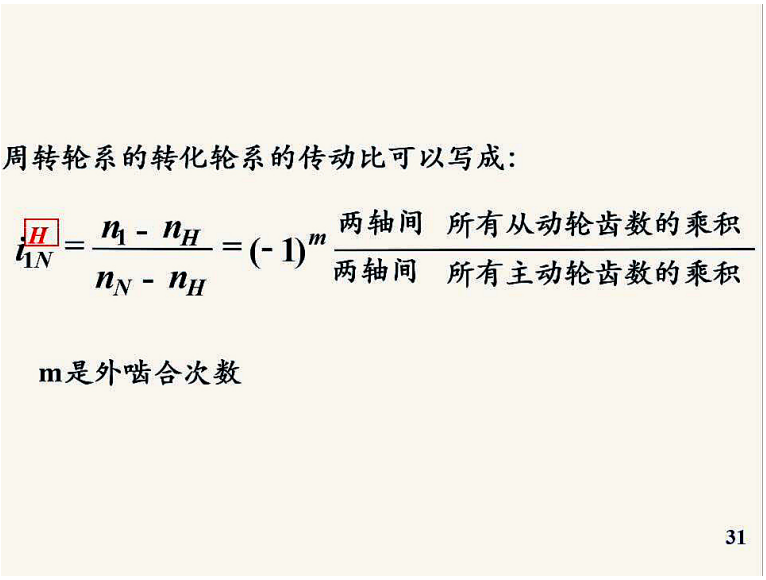
例

给整个轮系加一个 −nh 的公共转速，细杆就”不动”了，整个周转轮系就变成了一个定轴轮系，从而可以用定轴轮系的传动比公式来计算。

注意

周转轮系传动比必须写成 $i_{1\ nh}$ 的形式（带下标 h），不能写成定轴轮系的 $i_{1\ 3}$ 形式。h 表示细杆（转臂），一定不能丢。

周转轮系传动比公式



- 公式：$i_{1\ nh} = (n1 - nh) / (n3 - nh)$
- 列式时按格式：$i_{1\ nh} = (n1 - nh)/(n3 - nh) = \pm$(齿数比)
- 齿数比前正负号：正号表示内啮合，负号表示外啮合
- 首末回转轴线应相互平行
- n1、n3、nh 均需带正负号（转速方向）

注意

列周转轮系式子时，若写成 $i_{1\ 3\ h}$，分子分母顺序要对应；若写成 $i_{3\ 1\ h}$，则分子为 n3−nh、分母为 n1−nh，齿数比也要相应倒过来。写错下标顺序会导致传动比方向错误。

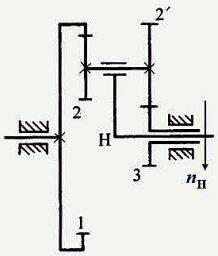
课堂练习二：周转轮系传动比计算

课堂练习（2）：已知n_3=-200r/min，n_H=12r/min，给定系杆H的转向如图所示；z_1=80，z_2=25，z_2'=35，z_3=20。正常齿制标准直齿，所有齿轮模数m=2 mm，试求：

（1）i_{13}

（2）齿轮3齿根圆直径

（3）转臂（系杆）H的转动半径r



- 已知 z1、z2、z2′ 、z3，n3 = −200 r/min，nh = 12 r/min
- 求 i_{13}（即 n1/n3），需先通过周转轮系公式求出 n1
- 列式：i_{13}^{h} = (n1 − nh)/(n3 − nh) = 齿数比
- 齿数比按啮合顺序：从 3 到 1，3 与 z2′ 啮合 → z2′ /z3，再 z2 与 z1 啮合 → z1/z2
- 齿数比 = (z2′ × z1) / (z3 × z2)
- 代入数据：z2′ =35，z1=80，z3=20，z2=25（示例数据）
- 计算得 n1 = 49.85 r/min，i_{31} = n3/n1 = 0.2

注意

题目问 i_{13} 时，不能直接写 i_{13} = n1/n3，因为这是周转轮系，必须先写成 i_{13}^{h} 的形式，通过周转轮系公式求出 n1 后再计算 i_{13}。

齿轮参数计算（扩展）

- 齿根圆直径 = 分度圆直径 − 2 × 齿根高
- 齿根高 = (ha* + c*) × m
- 正常齿：ha* = 1，c* = 0.25
- 分度圆直径 d = m × z

定义

齿根高：从分度圆到齿根圆的径向距离，正常齿为 (ha* + c*)m = 1.25m。

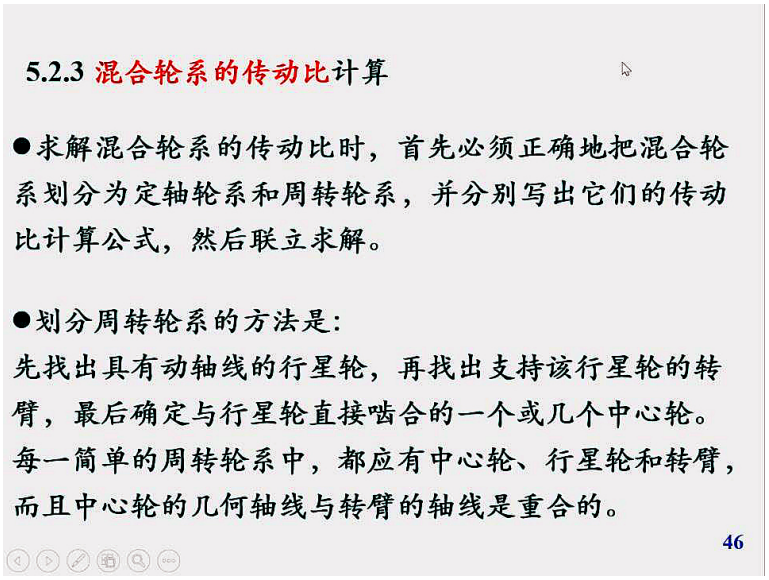
转臂（细杆）半径的计算

- 转臂半径 rh 等于与其相连的齿轮分度圆半径之和
- 例：rh = r3 + r2′ （齿轮 3 与齿轮 2′ 的分度圆半径之和）

例

细杆（转臂）的回转中心到行星轮中心的距离，等于行星轮与中心轮分度圆半径之和，即 rh = r3 + r2′ 。

混合轮系的传动比计算



- 混合轮系由两个以上周转轮系组成，或由定轴轮系与周转轮系组合而成
- 计算步骤：
  1. 先判断轮系中是否存在周转轮系（找周转轮系三步走）
  2. 找周转轮系三步走：细杆支持的行星轮 → 行星轮啮合的中心轮
  3. 将轮系分解为定轴轮系和周转轮系，分别列式
  4. 定轴轮系用定轴轮系公式，周转轮系用 $i_{1\ nh}$ 公式
  5. 联立求解

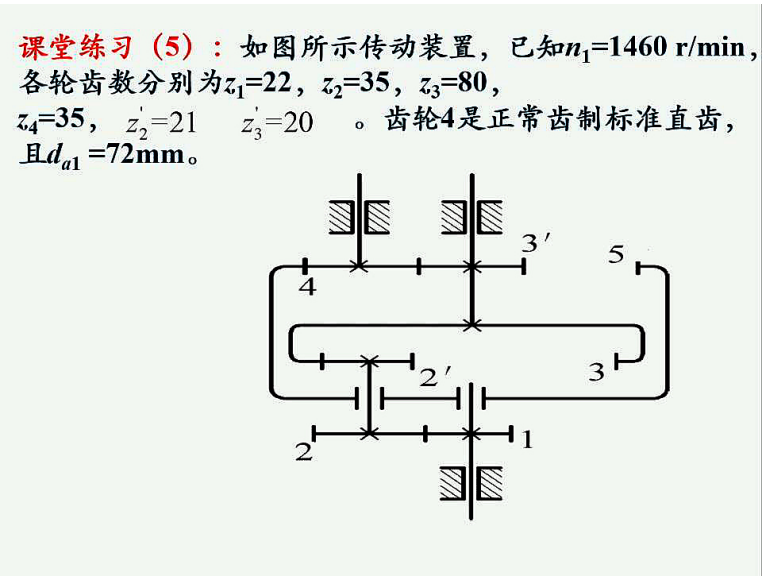
注意

混合轮系计算时，若找不到周转轮系，整个计算必然出错。周转轮系列式时 h 一定不能丢。

例

某混合轮系中，h 为细杆，支持行星轮齿轮 3，与齿轮 3 啮合的有齿轮 2 和齿轮 4，构成周转轮系；齿轮 1 和 2 构成定轴轮系。分别对两个轮系列式后联立求解。

课堂练习五：混合轮系计算



- 已知 z2、z2′ 、z1、z3、z4、z3′ ，z5 未给出，需先计算
- 计算 z5：r5 = d4 + r3′ （齿轮 5 半径 = 齿轮 4 直径 + 齿轮 3′ 半径）
- 推导：1/2 · m · z5 = m · z4 + 1/2 · m · z3′ ，故 z5 = 2z4 + z3′
- 周转轮系部分：细杆为 5，支持 z2 和 z2′ ，z2′ 与 1 啮合，z2 与 3 啮合
- 列式：i_{13}^{h} = (n1 − n5)/(n3 − n5)
- 求出 n5 后再计算 i_{15} = n1/n5

> **注意**
>
> 求 i_{15} 时不能直接列 n1/n5，因为这是混合轮系，需先通过周转轮系公式求出 n5，再计算 i_{15} 。

10 月 22 日

带传动的应用场景



- 带传动在生活中应用广泛：机场行李转盘、工厂大型设备、拖拉机、3D 打印、汽车等
- 机场转盘属于近似匀速的传输带；拖拉机机头是典型的减速带传动装置

- 3D 打印和汽车上用的是同步带（啮合型），而非微带
- 本课程重点讲解普通微带（摩擦型带传动）

带传动的类型与驱动原理

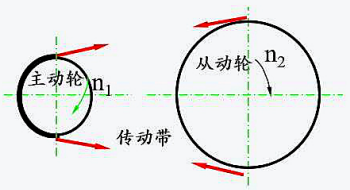
8.1 带传动概述

8.1.1 带传动的类型和特点

带传动的组成

主动轮 1、从动轮 2、传动带 3。

工作原理：安装时带被张紧在带轮上，产生的初拉力使带与带轮之间产生压力。主动轮转动时，依靠摩擦力拖动从动轮一起同向回转。





3

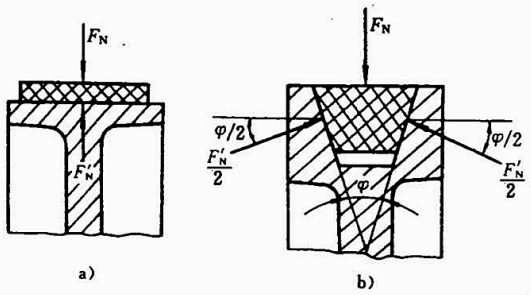


图8.4 平带与V带传动的比较

8

- 带传动按驱动方式分为两类：
  - **摩擦型带传动**：依靠摩擦力驱动，主动轮转动带动带，带再拖动从动轮转动
  - **啮合型带传动（同步带传动）**：依靠轮齿与齿槽的啮合驱动，原理类似齿轮啮合
- 摩擦型带传动按带截面形状分为：平带、微带（V 带）、多楔带、圆带
- 平带又分为普通平带、片基平带等；片基平带由片基层、布层、覆盖层、工作面组成
- 微带（V 带）是应用最广的类型，又分为普通微带、窄微带、齿形微带、宽微带、双（两种）微带等
- 窄微带与普通微带的主要区别在于尺寸差异；双微带相当于几个微带连接在一起

例

拖拉机机头处带轮上有三个槽，分别嵌入三条微带，是最典型的摩擦型带传动实例。

微带与带轮的配合结构

- 微带截面画网格线表示非金属件（橡胶、塑料），带轮截面画斜线表示金属件
- 微带嵌入带轮轮槽时，带不能顶到槽底，两者之间留有间隙
- 带不能突出到带轮外缘之外，应平齐或略小，否则容易被碰到

注意

微带的工作面是轮槽的两个侧面，而不是槽底。摩擦力正是由这两个侧面上的法向力产生的。

楔角与当量摩擦系数

- 楔角指 V 型槽两边的夹角，带的两边也有一个夹角，两者不相等
- 轮槽的楔角应小于带的夹角，这样带才能紧紧嵌进槽内

定义

当量摩擦系数：对微带接触面上的摩擦力进行分析后，引入的一个等效摩擦系数，其大小与微带轮轮槽的楔角有关。

- 微带传动平稳，因此在很多场合被优先选用

普通微带的标准参数

8.1.2 V带的结构和规格

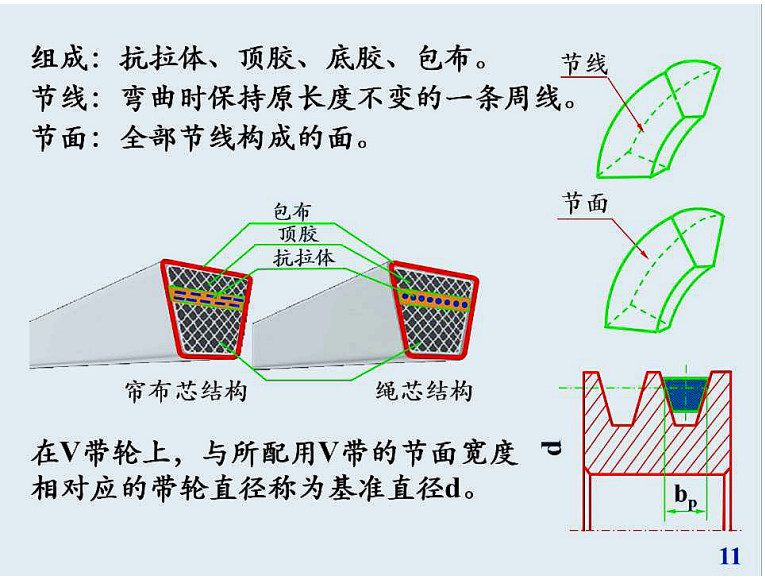
V带已标准化，按其截面大小分为7种型号

表8-1 普通V带截面尺寸（GB/T 13575.1-2008）

型号	Y	Z	A	B	C	D	E
顶宽b	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0
节宽b_p	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
高度h	4.0	6.0	8.0	11.0	14.0	19.0	25.0
楔角θ	40°						
每米质量q	0.023	0.060	0.105	0.170	0.300	0.630	0.970

- 普通微带的楔角 $\theta = 40^\circ$
- 普通微带按截面尺寸分为 Y、Z、A、B、C、D、E 等型号
- 相关参数还包括每米质量（与受力分析有关）、基准长度等
- 标准代号为 GB/T 1313575，2008 年和 2022 年分别进行过修订，最新为 2022 版

微带的结构组成



- 微带由抗拉体、顶胶、底胶、包布组成
- 带绕到带轮上时，靠近带轮一侧受压，远离带轮一侧受拉

定义

节线：带弯曲时保持原长度不变、既不受拉也不受压的那条周线。节线构成的截面称为节面。

定义

基准直径：与所配微带截面宽度对应的带轮直径，在带传动中取标准值。

带传动的特点

- 优点：适用于中心距较大的传动；带为非金属件，具有弹性，能缓冲和吸震
- 缺点：外轮廓尺寸较大；传动效率较低

注意

带传动不能用于有危险的场合，因为带是非金属件，存在打滑、失效等风险。

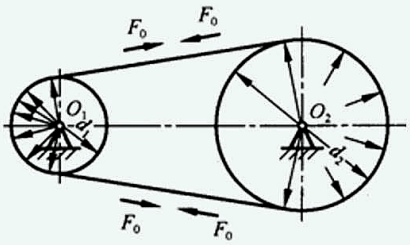
带传动的受力分析

8.2 带传动的工作能力分析

8.2.1 带传动的工作原理

•带以一定的初拉力张紧在带轮上，使带与带轮的接触面上产生正压力。

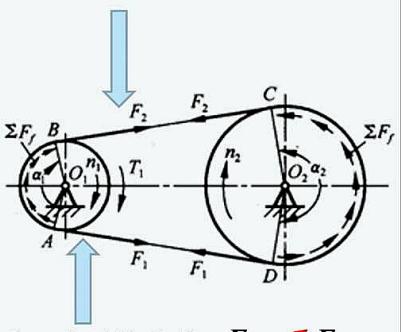
•带传动未工作时，带的两边具有相等的初拉力F_0。



17

当主动轮1在转矩作用下以转速n_1转动时，由于摩擦力的作用，主动轮1拖动带，带又驱动从动轮2以转速n_2转动，从而把主动轮上的运动和动力传到从动轮上。

松边:进入从动轮的带或退出主动轮的带



紧边:进入主动轮的带 F_0 ↗ F_1

18

- 分析对象为摩擦型带传动（普通微带）
- 初拉力 F_0 ：带张紧到带轮上、未工作时受到的拉力

定义

紧边：带进入主动轮的一侧，工作时拉力从 F_0 增大到 F_1 。松边：带退出主动轮（进入从动轮）的一侧，工作时拉力从 F_0 减小到 F_2 。

- 主动轮顺时针转动时，紧边在下方，松边在上方；若转向相反，紧边和松边位置互换

注意

判断紧边和松边前，必须先明确主动轮的转向。转向不同，紧边、松边位置完全不同。

带传动的两个基本关系式

设环形带的总长不变，则在紧边拉力的增加量F_1-F_0应等于在松边拉力的减少量F_0-F_2。

则有 $$F_0=\frac{1}{2}(F_1+F_2)$$ (8-5)

带紧边和松边的拉力差应等于带与带轮接触面上产生的摩擦力的总和，$\sum F_f$ 称为带传动的有效拉力，也就是带所传递的圆周力F，即

19

- 假设带的总周长不变，则紧边拉力的增加量等于松边拉力的减少量：$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$，即 $F_1 + F_2 = 2F_0$
- 摩擦力总和 ΣFf 等于带传动的有效拉力 F，等于紧边拉力与松边拉力之差：$F = \Sigma Ff = F_1 - F_2$
- 功率与有效拉力、带速的关系：P = F · v / 1000（P 单位为 kW）

带传动应放在高速级

圆周力F（N），带速V（m/s）和传递功率P（kW）之间的关系为

$$P=\frac{Fv}{1000}$$ (8-7)

功率P一定，v ↘ ⇨ F ↗

用于高速级传动，以减小带传递的圆周力

带速v一定，P ↗ ⇨ F ↗ ⇨ 带与带轮之间的摩擦 ↗

最大摩擦力 $\sum F_{max}$

打滑:若带所需传递的圆周力超过这个极限值时，带与带轮将发生显著的相对滑动

20

- 由 P = F · v 可知，功率一定时，速度 v 越小，有效拉力 F 越大
- 有效拉力即摩擦力总和，若过大超过极限值，带会打滑
- 因此带传动应放在高速级，使速度较高、有效拉力较小，对传动更有利

例

课程设计中，电动机 → 带传动 → 齿轮传动。带传动放在高速级（靠近电动机），齿轮传动放在低速级，正是为了减小带传动的圆周力、避免打滑。

打滑（失效形式）

- 当有效拉力增大，带与带轮间的摩擦力达到最大极限值时，发生打滑

- 打滑是带传动的一种失效形式，设计中不允许发生
- 打滑与后续要讲的”弹性滑动”是两回事，需严格区分

> **注意**
>
> 打滑是失效形式，必须避免；而弹性滑动是固有特性，无法避免。二者不可混淆。

紧边拉力与松边拉力的关系（欧拉公式）

在一定条件下当摩擦力达到极限值时，带的紧边拉力F_1与松边拉力F_2之间的关系可用柔韧体摩擦的欧拉公式来表示

$$\frac{F_1}{F_2}=e^{f\alpha} \qquad (8\text{-}8)$$

式中 F_1、F_2 为紧边和松边拉力，N；
f 为带与轮之间的摩擦系数；
α 为带在带轮上的包角，rad。

23

- 当摩擦力达到极限值时，紧边拉力 F1 与松边拉力 F2 满足：

> **定义**
>
> 极限状态下紧边拉力与松边拉力的比值关系：F1 / F2 = e^(f · α) 其中 f 为摩擦系数，α 为包角。

- 该公式书上未给出，需自行推导，可参考机械设计参考书

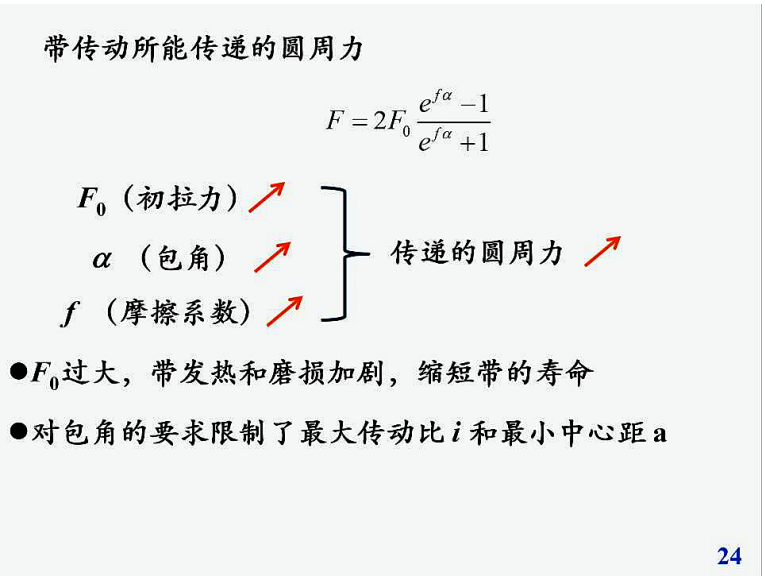
包角的概念

- 包角：带与带轮接触弧段所对应的圆心角，即带与带轮两切点所包围的部分
- 小带轮和大带轮上各有一个包角

> **例**
>
> 若大小带轮直径相同，则包角均为 180° ；若小带轮小、大带轮大，则小带轮包角 < 180° ，大带轮包角 > 180° 。

- 带传动中主要关注**小带轮包角**（因小带轮包角较小，摩擦力较小）

有效拉力与初拉力、包角、摩擦系数的关系



- 通过联立三个基本关系式，可推导出有效拉力 F 的表达式
- F 与初拉力 F0、摩擦系数 f、包角 α 均有关
- 三者增大时，有效拉力也增大，但有效拉力不能过大

> **注意**
>
> 初拉力 F0 不能太大：若 F0 过大，带张紧过度，可能未运转即断裂，还会引起发热、磨损，缩短带的寿命。

包角对传动比和中心距的限制

- 对包角的限制，实际上是对小带轮包角的限制（大带轮包角大，无需担心）
- 包角小 → 带与带轮接触弧长小 → 摩擦力小 → 有效拉力小

> **定义**
>
> 对包角的要求限制了最大的传动比和最小的中心距。

- 传动比 i 越大，小带轮包角越小（i=1 时包角为 180° ）
- 中心距越大，包角越大；中心距越小，包角越小

> **例**
>
> 传动比 i=1 时，大小带轮一样大，包角为 180° ；i 增大后小带轮变小，包角随之减小。因此传动比不能太大，中心距不能太小。

摩擦系数的影响

- 由于 α1 < α2（小带轮包角小于大带轮包角），摩擦力主要取决于小带轮上的包角 α1
- 摩擦系数增大，有效拉力增大

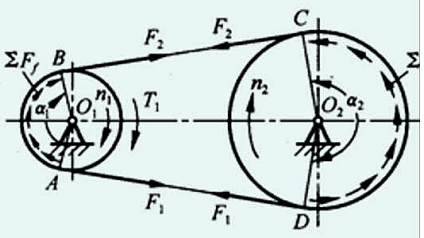
带传动的运动分析——速度关系

8.2.2 带传动的运动分析

主动轮

带由A点运动到B点时，带中拉力由F_1降到F_2，带的弹性伸长相应地逐渐减小，

即带在轮上逐渐缩短并沿轮面滑动，使带的速度小于主动轮的圆周速度（即$v_{带}<v_1$）



从动轮

带从C点到D点时，带中拉力由F_2逐渐增加到F_1，带的弹性伸长也逐渐增大，也会沿轮面滑动，

所以，从动轮的圆周速度又小于带速（即$v_2<v_{带}$）。

25

- 分析速度的前提（两点）：
  1. 带是弹性体
  2. 紧边拉力 F1 与松边拉力 F2 大小不同
- 小带轮（主动轮）顺时针转动，下边为紧边 F1，上边为松边 F2

例

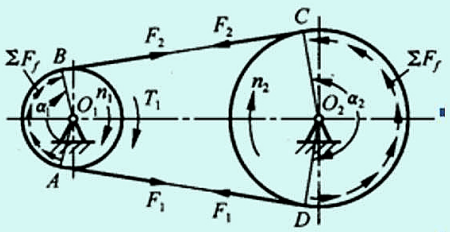
从 a 到 b（紧边到松边）：带受拉力从 F1 逐渐减小到 F2，弹性伸长量逐渐减小，带沿轮面逐渐缩短并向后滑动，故带的线速度 < 小带轮线速度 V1。从 c 到 d（松边到紧边）：带受拉力从 F2 逐渐增大到 F1，弹性伸长量逐渐增大，故带的线速度 > 从动轮线速度 V2。

- 主动轮线速度 V1、从动轮线速度 V2、带的线速度三者不相等

弹性滑动（固有特性）

弹性滑动:带是弹性体，受力后发生弹性变形，由于紧边和松边拉力不等，导致带在带轮上有微小的相对滑移现象

弹性滑动带传动正常工作时固有的特性。



26

定义

弹性滑动：由于带是弹性体且紧边、松边拉力不相等，带在带轮上产生的微小相对滑移现象。

- 弹性滑动是带传动的固有特性，只要采用带传动就不可避免
- 弹性滑动基于两点：① 带是弹性体；② 紧边拉力 F1 与松边拉力 F2 不相等

注意

弹性滑动是固有特性（不可避免），打滑是失效形式（可采取措施避免）。二者成因相似（都基于弹性体 + 拉力不等），但性质完全不同。

相对滑动率与传动比

通常弹性滑动引起的从动轮的速度降低值不大于3%，若忽略弹性滑动影响，则带速为

$$v=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times1000}=\frac{\pi d_2 n_2}{60\times1000} \qquad (8\text{-}10)$$

带传动的理论传动比 i

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{d_2}{d_1} \qquad (8\text{-}11)$$

n_1、n_2：主动轮和从动轮的转速，r/min；
d_1、d_2为主动轮和从动轮的节径，也是基准直径，mm

27

- 相对滑动率：ε = (V1 - V2) / V1，一般小于 3%
- 一般情况下，运动特性分析中忽略弹性滑动

注意

忽略弹性滑动时，小带轮线速度、大带轮线速度、带的线速度三者相等；不忽略则不相等。是否相等取决于是否忽略弹性滑动这一前提条件。

- 忽略弹性滑动后，理论传动比：

定义

理论传动比：i = n1 / n2 = D2 / D1 其中 D1、D2 分别为小带轮和大带轮的基准直径。

应力分析（三种应力）

8.2.3 带的应力分析

带传动时，带中产生的应力有：拉力产生的拉应力、弯曲应力和由离心力产生的拉应力。

1．由拉力产生的拉应力σ

紧边拉应力 $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$

松边拉应力 $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$

式中，A为带的横截面面积，mm^2

28

- 带传动中的应力分为三种：拉应力、弯曲应力、离心拉应力
- 应力分布图（课本 134 页图 8.10）分三层，分别对应三种应力

例

看中间一层（拉应力）：拉力 F = 拉力 / 截面积 A。紧边拉力 F1 > 松边拉力 F2，故 σ1 > σ2。从 a 到 b：拉力从 F1 逐渐减小到 F2，拉应力从 σ1 逐渐减小到 σ2；从 c 到 d：拉力从 F2 逐渐增大到 F1，拉应力从 σ2 逐渐增大到 σ1。

- 包角关系：传动比大于 1 时，$\alpha 1 < 180^\circ$ ，$\alpha 2 > 180^\circ$

带传动中的三种应力

- 带传动工作时，带上存在三种应力：拉应力、弯曲应力、离心拉应力
- 三种应力叠加，带在不同位置所受应力大小不同

拉应力（σ_1 、σ_2 ）

- 紧边拉应力 σ_1 大于松边拉应力 σ_2 （因为 $F_1 > F_2$ ）
- 拉应力由有效拉力产生，分布在紧边和松边

弯曲应力（σ_b）

2．弯曲应力σ_b

带绕过带轮时，因弯曲而产生**弯曲应力σ_b**

$$\sigma_b = \frac{2Eh_a}{d} \qquad (8\text{-}13)$$

式中，E 为带的弹性模量，MPa；
d 为V 带轮的基准直径，mm；
h_a 为从V 带的节线到最外层的垂直距离，mm。

带在两轮上产生的弯曲应力的大小与带轮基准直径成反比，故小轮上的弯曲应力较大。

29

- 弯曲应力只发生在带绕上带轮的包角范围内，即带弯曲的位置
- 直段（不弯曲处）没有弯曲应力
- 弯曲应力与带轮基准直径 d 有关，公式为 σ_b = 2Eh/d（E 为弹性模量，h 为带厚，d 为基准直径）
- 小带轮基准直径 d_1 ＜ d_2 ，所以 σ_b1 > σ_b2（d 在分母上）

注意

弯曲应力只发生在包角范围内，带与带轮不接触的直段没有弯曲应力。因此小带轮和大带轮各自包角范围内都有弯曲应力，但小带轮上的弯曲应力更大。

离心拉应力（σ_c）

3．由离心力产生的拉应力σ_c

- 当带沿带轮轮缘作圆周运动时，带上每一质点都受离心力作用。
- 离心拉力为 $F_c = q v^2$，它在带的所有横剖面上所产生的**离心拉应力 σ_c** 是相等的。

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$$

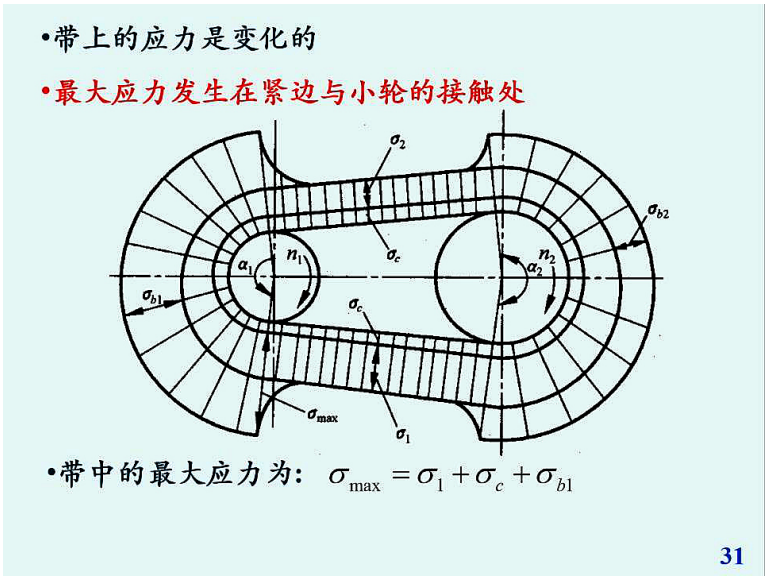
30

- 离心拉应力 σ_c = qv²/A（q 为每米质量，v 为带速，A 为截面积）
- 离心拉应力在整个带上处处相等

定义

离心拉应力：带在带轮上作圆周运动时，离心力在带中产生的拉应力。σ_c = qv²/A，其中 q 为带每米质量，v 为带速，A 为带的截面积。

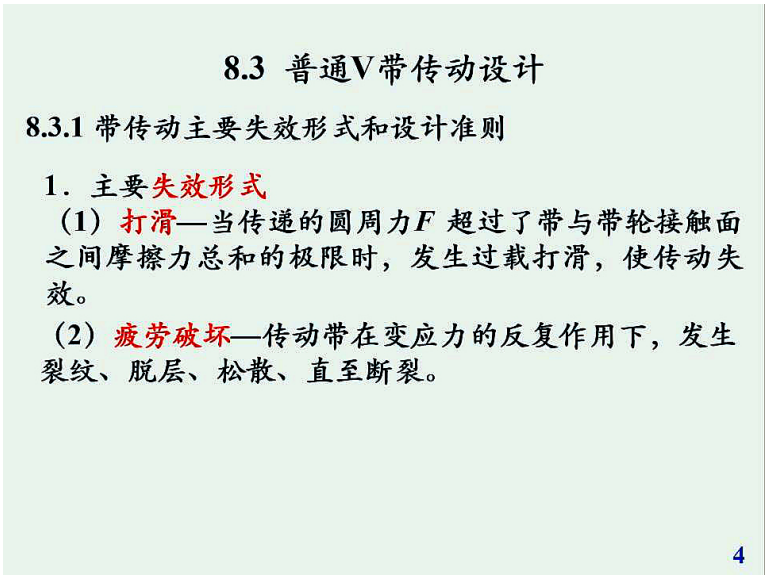
带的最大应力位置



- 带在运动过程中受到的是交变应力（带运动到不同位置，应力大小不同）
- 最大应力发生在紧边与小带轮接触的位置（进入小带轮处）
- 最大应力 σ_max = σ₁ + σ_c + σ_b1

> **注意**
>
> 最大应力位置的前提是小带轮 n_1 为顺时针转动。若 n_1 为逆时针，最大应力位置则不同。

带传动的失效形式



- 带传动有两种主要失效形式：打滑和疲劳破坏

打滑

- 当有效拉力（圆周力）超过摩擦力总和极限值时发生打滑
- 设计准则：有效拉力 ≤ 摩擦力极限值

疲劳破坏

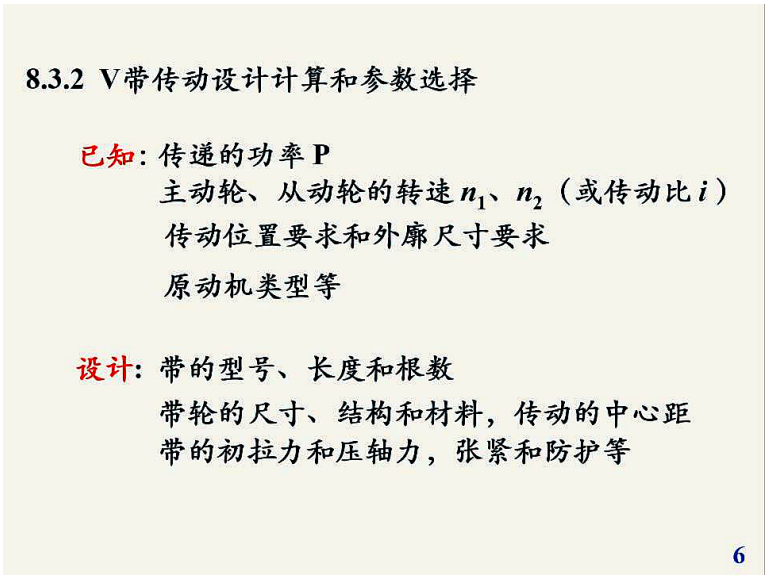
- 带受交变应力反复作用，产生裂纹、脱层、松散直至断裂

- 当最大应力超过极限值时发生疲劳破坏
- 设计准则：最大应力 ≤ 许用应力

定义

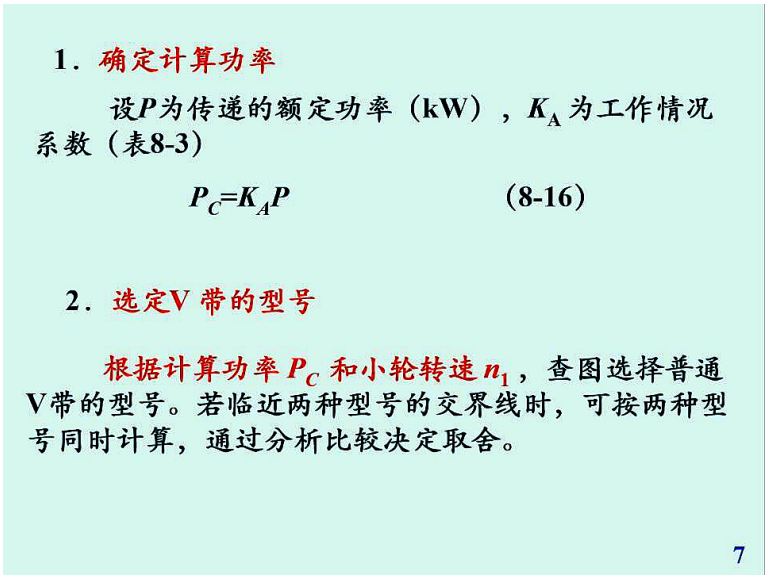
带传动设计总则：保证带传动不发生打滑的前提下，具有一定的疲劳强度和寿命。

带传动设计已知量与待求量



- 已知量：传递功率 P、主动轮转速 n_1 、从动轮转速 n_2 、外轮廓尺寸或原动机类型
- 待求量：带的型号、带长、带根数、带轮尺寸、中心距、初拉力 F_0 、压轴力

计算功率 Pc 的确定



- 计算功率 Pc = K_A × P（K_A 为工况系数，P 为带传动实际需要传递的功率）

注意

公式中 P 应为带传动实际需要传递的功率，而非额定功率。额定功率是极限值，实际传递功率才是设计依据。

带的型号选择

- 带的型号（A、B、C、D、E 等）由计算功率 Pc（横坐标）和小带轮转速 n_1 （纵坐标）确定
- 横纵坐标相交点落在哪个区域，就取该区域的带型号
- 型号选择图中还给出了对应的小带轮基准直径范围

小带轮基准直径 d_1 的选择

表8-4 普通V带轮最小基准直径 (mm)

型 号	Y	Z	A	B	C
最小基准直径 d_{dmin}	20	50	75	125	200

注：带轮基准直径系列：20、22.4、25、28、31.5、35.5、40、45、50、56、63、71、75、80、85、90、95、100、106、112、118、125、132、140、150、160、170、180、200、212、224、236、250、265、280、300、315、335、355、375、400、425、450、475、500、530、560、600、630、670、710、750、800、900、1000、1060、1120、1250、1400、1500、1600、1800、2000、2240、2500
（摘自BG/T13575.1—2008）

11

- 小带轮基准直径应大于等于最小值：$d_1 \geqslant d\_min$
- 最小值与带的型号有关（如 A 型带最小基准直径为 75mm）

注意

表中给出的最小基准直径应理解为”大于等于”该值。如 A 型带最小直径 75mm，表示 $d_1 \geqslant 75mm$，可选 75 或更大。

- 基准直径有标准系列（如 75、80、85、90 等），不能随意取值
- 小带轮基准直径不宜选得过大，否则大带轮也相应增大，传动机构过于庞大
- 一般选择比最小基准直径稍大一点，或直接取最小基准直径

例

小带轮基准直径不能太小，因为弯曲应力 σ_b 与基准直径成反比，直径太小弯曲应力过大，对强度不利。但也不能太大，否则大带轮直径随之增大，整个传动装置过于庞大。

大带轮基准直径 d_2 的确定

- 大带轮基准直径通过传动比和小带轮基准直径确定
- 由公式计算得到计算值后，需圆整为整数，并在标准系列中选取

带速的验算

4．验算带速 v

$$v=\frac{\pi d_{d1} n_1}{60\times 1000}$$

- **带速 v 应在 5~25m/s 的范围内，其中以10~20m/s为宜**
- **若 v>25m/s，则因带绕过带轮时离心力过大，使带与带轮之间的压紧力减小，摩擦力降低而使传动能力下降，而且离心力过大降低了带的疲劳强度和寿命。**

12

- 带速 v = v_1 = v_2 （忽略弹性滑动，用带轮线速度计算）
- 带速范围一般为 5~25 m/s

注意

带速不能太小（<5 m/s）：功率一定时，速度小则有效拉力 F 大，摩擦力总和需增大，易超过极限值发生打滑。因此带传动应放在高速级。带速不能太大（>25 m/s）：速度大则离心力大，带与带轮压紧力减小，摩擦力下降，传动能力降低，同时影响疲劳寿命和强度。

中心距的初选

5．确定中心距 a 和基准长度 L_d

- **由于带是中间挠性件，故中心距可取大些或小些。**
- **中心距增大，将有利于增大包角，但太大则使结构外廓尺寸大，还会因载荷变化引起带的颤动，从而降低其工作能力。**

一般可初选中心距 a_0，即

$$0.7(d_{d1}+d_{d2})\le a_0\le 2(d_{d1}+d_{d2})$$

由式（8-2）可得初定的V带基准长度

$$L_0=2a_0+\frac{\pi}{2}(d_{d1}+d_{d2})+\frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0}$$

13

- 中心距为初选值，不能随意确定，有一定范围
- 初选中心距 a_0 在 $0.7(d_1+d_2)\sim 2(d_1+d_2)$ 之间
- 中心距为初选值，不能随意定，有一定范围
- 初选中心距 a0 约为两带轮基准直径之和的 0.7 ~ 2 倍

例

a0 = (0.7 ~ 2) × (D1 + D2)

基准长度 Ld 的计算与选取

根据初定的 L_0，由表8-2 选取相近的基准长度 L_d。
最后按下式近似计算实际所需的中心距

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2}$$

14

- 由初选中心距计算基准长度计算值 L_0
- 在 L_0 计算值基础上，查标准选取标准基准长度 Ld（基准长度有标准系列）
- 选取标准基准长度后，进一步计算实际中心距

包角 α_1 的验算

6．验算小轮包角α_1
由式（8-4）计算

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

一般要求$\alpha \geq 90°\sim120°$，否则可加大中心距或增设张紧轮。

15

- 包角 α_1 = 180° - (d_2 - d_1)/a × 57.3°（与基准直径和中心距有关，单位为度）
- 包角一般要求大于 90°，通常为 90°~120°

带的根数 z 的计算

单根普通V带的基本额定功率P_0

实验条件

- ●传动平稳
- ●特定带长
- ●$i=1$ $\alpha_1=\alpha_2=180°$

实际工作中单根普通V带的基本额定功率：$[P_0]$

$$[P_0]=(P_0+\Delta P_0)K_\alpha K_L$$

16

- 带的根数计算公式：z = Pc / [(P_0 + ΔP_0) × K_L × K_α]
- P_0 为单根普通 V 带的基本额定功率（查表 8.5）

定义

单根普通 V 带基本额定功率 P_0 ：在特定条件下（包角 180° 、特定带长、传动平稳）单根 V 带能传递的功率。

- 由于 P_0 是在特定实验条件下得到的，实际使用条件不同，需对 P_0 进行三项修正：

例

P_0 的修正原因与实验条件一一对应：

1. 实验时包角 180° （传动比 i=1），实际减速装置 i>1，大带轮直径增大、弯曲应力减小、传动能力增加 → 引入额定功率增量 ΔP_0
2. 实验时特定带长，实际带长可能不同。带长则应力循环次数少、寿命长 → 引入带长修正系数 K_L
3. 实验时包角 180° ，实际小带轮包角 <180° ，功率减小 → 引入包角修正系数 K_α

- 计算得到的根数需圆整为整数
- 带的根数不宜过多（一般 <10，通常 3~5 根），过多则受力不均匀

注意

带的根数不能是小数，需圆整。根数过多虽承载能力高，但各根带受力不均匀，一般不超过 10 根，常见为 3~5 根。

- 计算公式：z = Pc / [(p0 + Δp0) × kl × Kα]
- Pc 为计算功率（传递功率 × 使用系数 KA）
- p0 为单根普通 V 带基本额定功率（表 8.5）

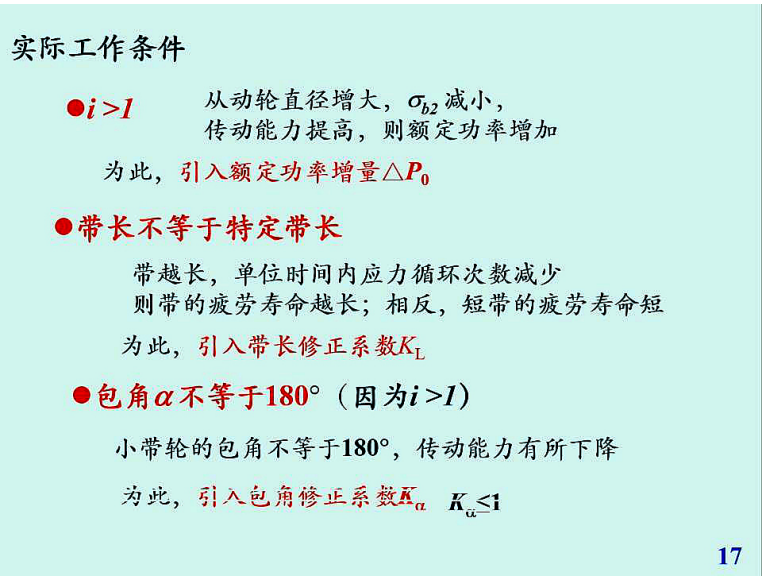
定义

单根普通 V 带基本额定功率 p0 是在特定条件下（包角 180° 、特定带长、传动平稳）测得的额定功率。

> **注意**
>
> 实际使用条件与 p0 的实验条件不同，不能直接用 Pc / p0 求根数，必须对 p0 进行三项修正：
>
> 1. 传动比大于 1 → 引入额定功率增量 Δp0
> 2. 带长与特定带长不同 → 引入带长修正系数 kl
> 3. 小带轮包角小于 180° → 引入包角修正系数 Kα

- 计算出的 z 需圆整为整数
- 带的根数不宜过多，一般小于 10，通常取 3 ~ 5 根；根数过多则各带受力不均

小带轮基准直径与转速对 p0 的影响



- 单根 V 带基本额定功率 p0 与带的型号（A、B、C）、小带轮基准直径、小带轮转速有关
- 表中 p0 按小带轮基准直径和转速给出离散值，如转速 800、980 对应不同 p0

> **注意**
>
> 当小带轮转速介于表中两值之间（如 900 介于 800 与 980 之间）时，不能直接取邻近值，需用**线性插值法**确定 p0。

额定功率增量 Δp0

- Δp0 与传动比大小有关，传动比越大，Δp0 越大
- 传动比大于 1 时，大带轮基准直径增大，弯曲应力减小，传动能力增加，故引入功率增量 Δp0

带长修正系数 kl

- 对应表 8.2，按基准长度 Ld 查取
- 设计时先计算基准长度计算值 L0，再在标准中选取接近的标准基准长度 Ld，据此查 kl
- 例：A 型带，基准长度 2240 mm，对应 kl = 1.06

> **注意**
>
> 教材/PPT 所用标准可能非最新，教师提到最新 GB 标准为 2022 版，实际设计时应以最新标准为准。

包角修正系数 Kα

- 包角越大，修正系数越大；包角 180° 时 Kα = 1
- 小带轮包角最大为 180°，大带轮包角可大于 180°
- 包角小于 180° 时 Kα 减小，但包角一般不应小于 120° 左右

初拉力 F0

8．确定初拉力F_0并计算作用在轴上的载荷F_Q

- 适当的初拉力是带传动工作的首要条件。
- 初拉力不足，极限摩擦力小，传动能力下降；
- 初拉力过大，将增大作用在轴上的载荷并降低带的寿命

单根普通V带合适的初拉力F_0

$$F_0=\frac{500P_c}{zv}\left(\frac{2.5}{K_\alpha}-1\right)+qv^2$$

F_Q可近似地按带两边的初拉力F_0的合力来计算。

23

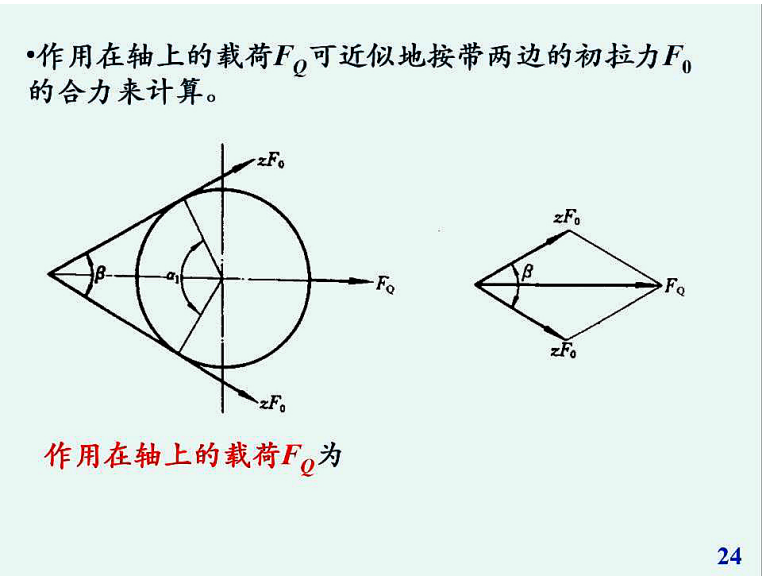
- 初拉力是带张紧在带轮上的力，应适当
- 初拉力过小：带未张紧，传动能力不足
- 初拉力过大：带可能被拉断

定义

初拉力 F0 是带传动中带张紧在带轮上的初始拉力，其大小影响带的传动能力与寿命。

- F0 为经验公式（由 V 带标准给定），与计算功率、带的根数、带速、包角修正系数 Kα、每米质量及速度有关
- 公式不需死记，但课设中带传动设计必须会使用

压轴力 Fq（作用在轴上的载荷）

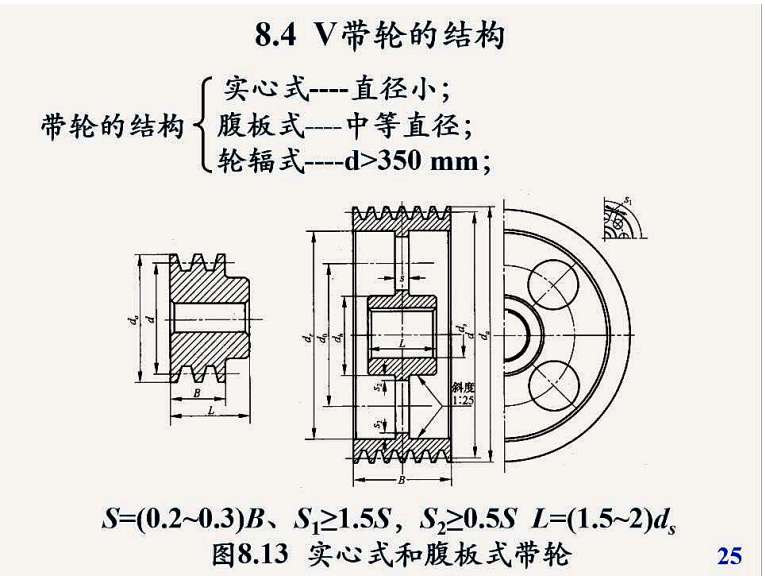


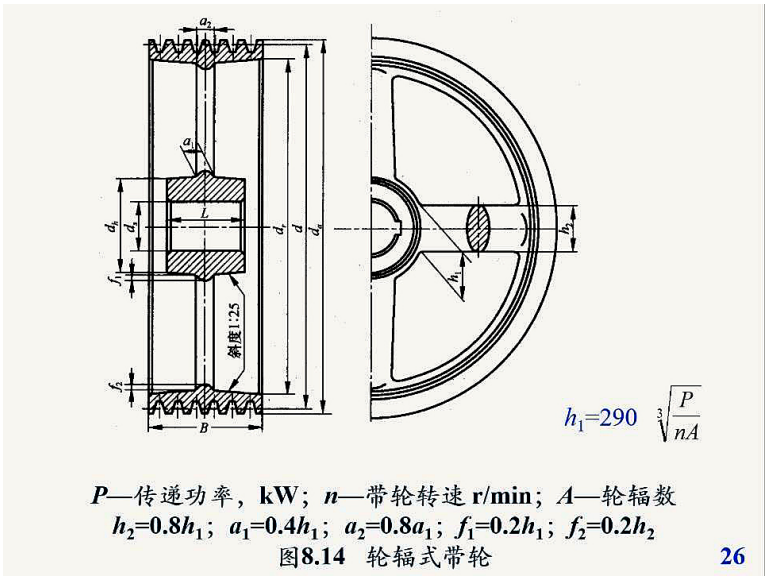
- 带轮装在轴上，带传动对轴产生外载荷，即压轴力 Fq
- 轴进行强度校核时必须计入该载荷，不能遗漏
- Fq 与初拉力 F0、带的根数 z、小带轮包角 α1 有关

> 例
>
> Fq = 2 × F0 × z × sin(α1/2) 其中 β + α1 = 180° ，故用 sin(α1/2) 表示。

- 公式不需死记，但轴校核中必须正确使用并一一对应

带轮结构



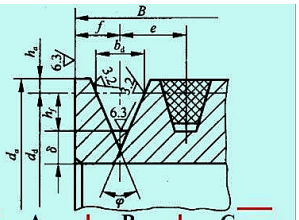


P—传递功率，kW；*n*—带轮转速 r/min；*A*—轮辐数
h_2=0.8h_1；a_1=0.4h_1；a_2=0.8a_1；f_1=0.2h_1；f_2=0.2h_2
图8.14 轮辐式带轮 26

- 带轮结构分为：实心式、腹板式、轮辐式，与齿轮结构相似
- 实心式用于小直径带轮，腹板式用于中等直径，轮辐式用于大直径

轮槽楔角

表8-8 普通V带轮的轮槽尺寸
(摘自GB/T13575.1-2008)



槽型			Y	Z	A	B	C
b_d			5.3	8.5	11	14	19
h_{amin}			1.6	2.0	2.75	3.5	4.8
e			8±0.3	12±0.3	15±0.3	19±0.4	25.5±0.5
f_{amin}			6	7	9	11.5	16
h_{fmin}			4.7	7.0	8.7	10.8	14.3
δ_{min}			5	5.5	6	7.5	10
φ(°)	32	对应的基准直径 *d*	≤60	----	----	----	----
	34		---	≤80	≤118	≤190	≤315
	36		≥60	----	----	----	----
	38		---	>80	>118	>190	>315

27

- 带的楔角（轮槽角）应比 40° 小
- 楔角大小与基准直径有关：基准直径越小，楔角越小

注意

带轮越小（基准直径小），轮槽楔角应越小，不能按固定 40° 设计。

轮槽尺寸参数 e、f、B

- f：最外侧槽到轮缘边缘的距离
- e：相邻两槽中心之间的距离
- B：带轮总宽度

例

已知带的根数 z，则带轮宽度 B = f + (z - 1) × e

大带轮基准直径的确定

- 大带轮基准直径由传动比和小带轮基准直径确定，通过公式 8-17 计算
- 计算值需圆整为整数，并在标准系列中选取

> **注意**
>
> 小带轮基准直径不宜选得过大，否则大带轮更大，传动机构过于庞大。一般取比最小基准直径稍大一点，或直接取最小基准直径。

带速验算

- 带速 v 用带轮线速度计算，忽略弹性滑动，v1 = v2
- 一般范围：5 ~ 25 m/s

> **注意**
>
> 带速不能太小：速度小、功率一定时，有效拉力 F 增大，摩擦力总和需增大，超过极限值会打滑。故带传动宜放在高速级。带速不能太大：线速度大则离心力大，带与带轮压紧力减小，摩擦力下降，传动能力下降，且影响带的疲劳寿命与强度。

基准长度 Ld 的确定

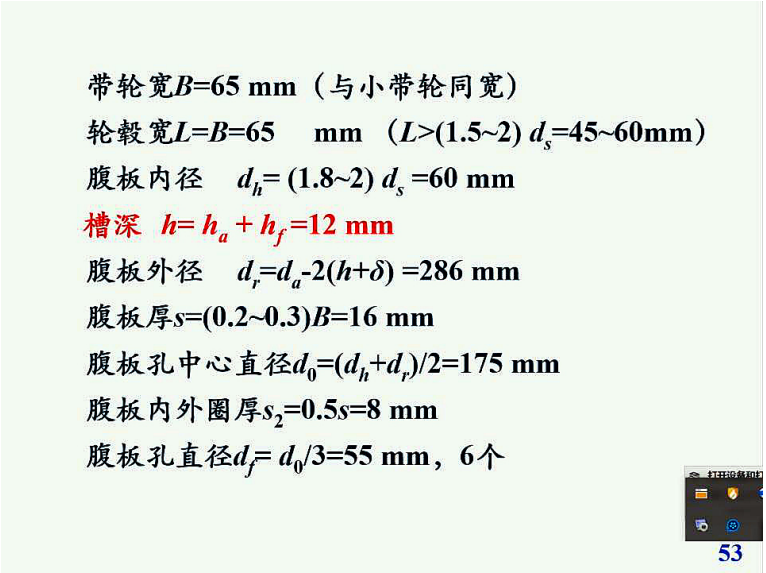
- 由初选中心距计算基准长度计算值 L0
- 在标准中选取接近的标准基准长度 Ld
- 再根据 Ld 计算实际中心距

包角 α1 的验算

- 小带轮包角 α1 = 180° -(与基准直径和中心距有关的量)，单位为度
- 包角一般应大于 90° ，通常取 90° ~ 120°

10 月 23 日

带轮宽度 B 与轴段设计的关系



- 带轮宽度 B 是带轮的重要结构参数，直接影响与之配合的轴段长度设计。
- 带轮需与轴配合（带轮上有孔），轴段长度需与带轮宽度匹配。

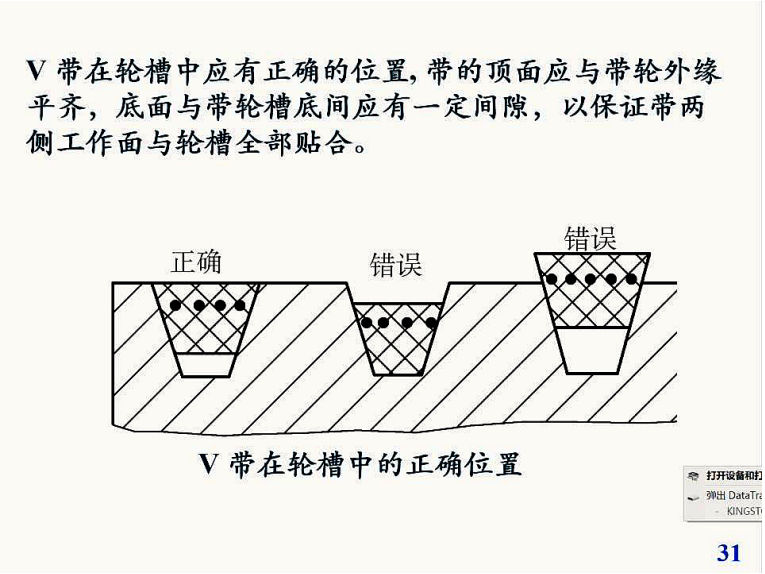
- 轴可视为一根梁，带轮位置处受压轴力（外载荷），校核轴时需明确轴段长度、形状及载荷作用位置。
- 载荷在课本中一般按集中力处理，压轴力也按集中力作用在带轮位置。

带轮宽度 B 的计算公式

- 带轮宽度 B 与带的根数 z 有关，槽数等于带的根数。
- 计算公式：$B = 2f + (z - 1) \times e$
  - f：带轮最边缘到第一个槽中心线的距离，两侧对称。
  - e：相邻两槽中心线之间的距离。
  - z：带的根数（槽数）。
- 例：z = 2 时，B = 2f + e；z = 6 时，B = 2f + 5e。

> **例**
>
> 若带轮有 2 个槽（装 2 根带），则 B = 2f + (2-1)e = 2f + e。两侧各一个 f，中间加一个 e。

V 带与带轮槽的正确配合

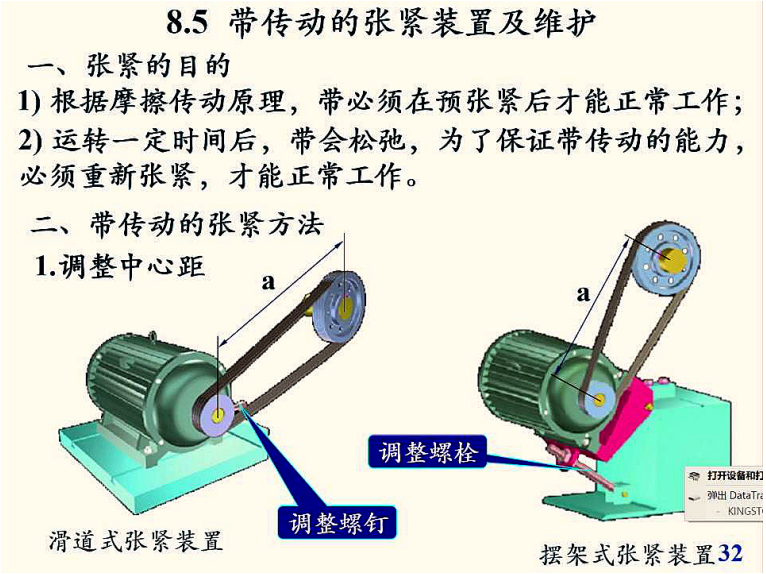


- V 带是非金属件，图中用网格线表示；带轮槽为 V 型槽。
- V 带嵌入 V 型槽时，不能嵌到槽的最底部，带底面与槽底之间应留有一段距离。
- V 带与槽要紧密嵌合，靠摩擦力传递运动。

> **注意**
>
> V 带的楔角是标准值 40°，而带轮槽的槽角（翻角）应比 40° 小，这样才能使带紧紧嵌入槽中，保证足够的摩擦力。判断带与槽配合是否正确时，需检查带是否未触底、槽角是否小于带楔角。

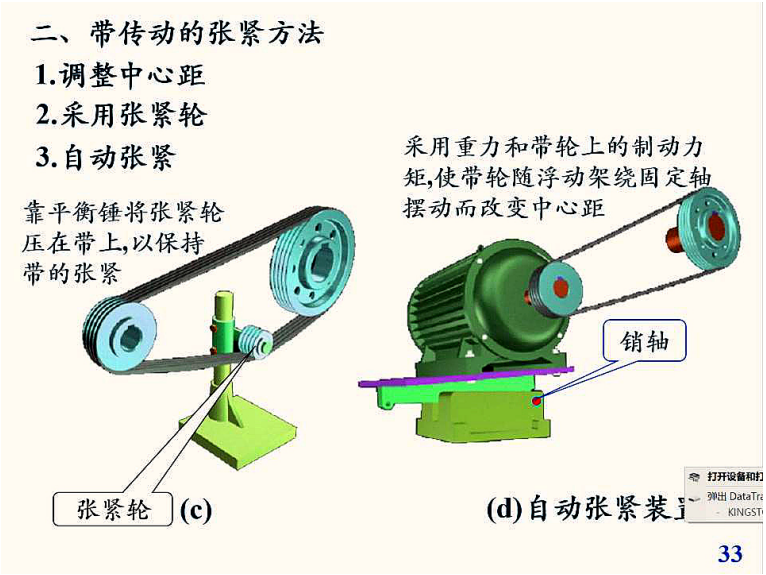
- 槽角（翻角）的大小与带的基准直径 d 有关。

带传动的张紧原因



- 带在安装时需张紧到带轮上，但带是非金属件，长期张紧运行会产生松弛。
- 摩擦型带传动必须有预紧力才能正常工作，预紧力随时间松弛后需重新张紧。

张紧方法一：调整中心距



- 张紧方法分两大类：中心距可调整、中心距不可调整。
- 中心距可调整时，通过移动电机（带轮）位置改变两带轮中心距。
- 电机安装在滑轨上，沿滑轨移动即可增大或减小中心距，调整到位后用调整螺钉固定。
- 适用于水平布置的带传动。
- 带传动与水平方向有倾角时，同样可通过调整螺栓沿倾角方向移动来调整中心距，调整后拧紧螺栓固定。

> 例
>
> 电机装在滑轨上，向一侧移动则中心距变大，向另一侧移动则中心距变小，调整后用螺钉锁紧。

张紧方法二：张紧轮（中心距不可调时）

- 中心距不能调整时，采用张紧轮，通过平衡锤将张紧轮压紧在带上，保持张紧。

注意

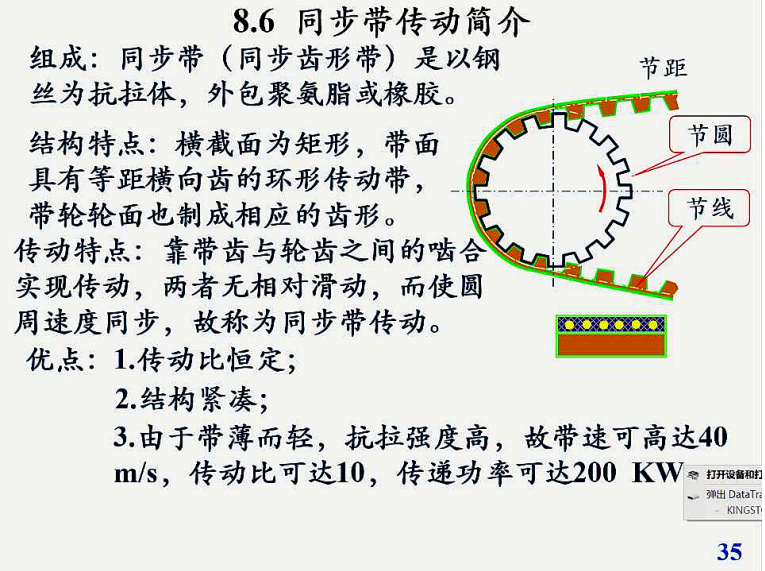
张紧轮应靠近大带轮，而不是小带轮。因为张紧轮靠近小带轮会使小带轮包角减小，包角太小则有效接触带长不足、摩擦力不够。包角一般要求不小于 90°，通常约 120°。

- 张紧轮一般装在松边（紧边在下、松边在上时，张紧轮装在下方松边侧）。

张紧方法三：自动张紧

- 利用重力和带轮上的制动力矩，使带轮随浮动架绕固定轴摆动，自动调整中心距。
- 本质上仍属于可调整中心距的类别，通过自动装置实现中心距调整。

同步带（同步齿形带）的特点



- 同步带以钢丝为抗拉体，外包聚氨酯或橡胶。
- 靠带齿与带轮轮齿相互啮合（齿槽啮合）传动，无相对滑动，圆周速度同步，故称同步带或齿形带。

定义

同步带（同步齿形带）：以钢丝为抗拉体、外包聚氨酯或橡胶，依靠带齿与带轮轮齿啮合传动、无相对滑动的带传动。

- 传动比恒定，类似齿轮传动；结构紧凑。
- 成本相对较高，制造和安装精度要求高。

同步带的应用场合



同步带的工业应用

36

- 汽车（发动机同步带）、自动门（地铁自动门）、ATM 机、机场转盘、打印机、搅拌机、升降机、机器人关节（摄像头转动）、半导体芯片切割机、空调、注塑机、物流分拣设备等。
- 因精度高，在精密机械领域应用广泛。

带的标记与标准



37

- 课本未特别展开带的标记，作了解即可。
- 不同带型服从不同标准：
  - 普通 V 带、窄 V 带：GB/T 1154 标准。
  - 平带：GB/T 527 标准。

注意

不同带型（普通 V 带、窄 V 带、平带）服从的标准不同，需区分。普通 V 带与窄 V 带同属 GB/T 1154，平带为 GB/T 527。

带传动设计实例：计算功率与选型

例8.1试利用例1.1中得到的数据设计普通V带传动。其中，电动机功率P=3.83 kW，转速n_1=1440r/min，减速箱高速轴的转速n_2=450 r/min，。

解：

（1）确定计算功率P_C

根据V带传动工作条件。查表8.3，可得工作情况系数K_A=1.3，所以

$P_c=K_AP$=1.3×3.83=4.98 kW

（2）选取V带型号

根据P_c、n_1，由图8.11，选用A型V带。



40

- 电动机额定功率是电动机功率的极限值；实际工作所需功率由工作机功率反推，计入所有效率损失后得到电动机所需功率。
- 已知：小带轮转速 n1 = 1440 r/min（电动机输出轴转速），大带轮转速 n2 = 450 r/min。
- 设计步骤：
  1. 计算功率 = 工况系数 × 电动机所需功率（小带轮处功率）。
  2. 根据计算功率和小带轮转速选择带的型号。

> **注意**
>
> 带的型号选择取决于两个因素：① 计算功率（横坐标）；② 小带轮转速。本例小带轮转速为 1440 r/min。

- 最新标准与课本（第二版）略有出入，考试以课本内容为主；最新标准可在知网标准库查询（图书馆有标准查询入口）。

带传动设计计算流程（续）

（3）确定带轮基准直径d_{d1}、d_{d2}

由表8.4选d_{d1}=100 mm

根据式（8.10），从动轮的基准直径为

$$d_{d2}=\frac{n_1}{n_2}d_{d1}=\frac{1440}{450}\times100=320$$

根据表8.4，选标准带轮直径 d_{d2}=315 mm。

（4）验算带速v

$$v=\frac{\pi d_{d1}n_1}{60\times1000}=\frac{3.14\times100\times1440}{60\times1000}=7.54 \quad \text{m/s}$$

v在 5~15 m/s范围内，故带的速度合适。



42

- 根据计算功率 Pc 和转速 n_1 查表确定带的型号（本例 Pc=4.98，n_1 =1440，选

A 型 V 带）

- 确定小带轮基准直径 d_1 ：不能太小（弯曲应力随直径减小而增大），需查表取最小值，并在标准系列中选取
- 大带轮基准直径 d_2 = 传动比 × d_1 ，计算结果需圆整到标准系列值
- 验算带速 v：应在 5~15 m/s 范围内（极限不超过 25 m/s）
- 计算基准长度 L_0 （计算值），再据此查表选取标准基准长度 Ld
- 因实际 Ld 与计算值 L_0 有差值，需重新计算中心距
- 验算小带轮包角 α_1 ，应大于 120°
- 计算带的根数 z，需对 P_0 进行修正（额定功率增量、长度修正系数 KL、包角修正系数 Kα）
- 计算初拉力 F_0 和压轴力 FQ（压轴力与 F_0 、根数 z 有关，后续轴校核时使用）

注意

设计类题目答案不是唯一的。小带轮直径只要大于最小值且在标准系列中（如 80、85、90、95、100）均合理，不同取值会导致最终结果有差异，只要满足需求即算正确。考试客观题答案唯一，但设计题不唯一。

注意

大带轮基准直径计算结果（如 320）若不在标准系列中，应取最接近的标准值（如 315）。此时实际传动比与理论传动比有差异，只要在 ±3% 范围内即正确。

注意

带传动中心距是小数（因带长取标准值后反算），而齿轮传动中心距基于计算值需取整。两处要点不同，需区分。

带传动核心知识点总结

- 带的类型
- 工作原理
- 受力分析：有效拉力与初拉力、摩擦系数、包角之间的关系
- 运动分析：速度、弹性滑动
- 应力分析：拉应力、弯曲应力、离心拉应力
- 失效形式：打滑、疲劳破坏
- 设计准则与设计内容：确定型号、中心距、直径、根数、预紧力 F_0 、压轴力
- 张紧

定义

弹性滑动：考虑带是弹性体，且紧边拉力与松边拉力不相等，导致带在带轮上产生微量滑动的现象。由于影响较小，实际设计中忽略不计。

链传动的特点与类型

链传动结构简单、耐用、维护容易，适用于中心距较大的场合。

与带传动相比，链传动能保持准确平均传动比；没有弹性滑动和打滑；需要张紧力小；能在温度较高，有油污等环境下工作。

与齿轮传动相比，链传动的制造和安装精度要求较低；成本低廉；能实现远距离传动；但瞬时速度不均匀，瞬时传动比不恒定；传动中有一定的冲击和噪音。

2

- 链传动是减速装置，小链轮为主动轮，大链轮为从动轮
- 平均传动比准确，但瞬时传动比和瞬时链速不稳定、不均匀
- 小链轮以匀速转动（ω_1 恒定），大链轮角速度 ω_2 是变化的
- 应用场合：矿山机械、农用机械、石油机械、机床、摩托车等
- 链条类型：滚子链、齿形链

注意

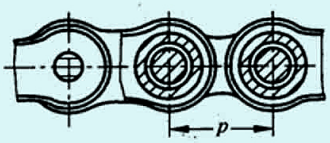
链传动瞬时传动比是变化的，这是与带传动的重要区别。小链轮匀速转动，但大链轮角速度变化，导致瞬时传动比不稳定。

滚子链的结构组成

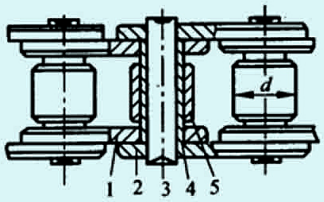
滚子链的组成：滚子、套筒、销轴、内链板、外链板。

套筒与销轴、滚子与套筒均为间隙配合

内链板紧压在套筒两端，称为内链节



销轴与外链板铆牢，称为外链节。内外链节构成一个铰链。当链条啮入啮出时，内外链节作相对转动。同时滚子沿链轮链齿滚动，可减少链条与轮齿的磨损。内外链板均做成8字形，以减轻重量，并保持各横截面的强度大致相等



1—内链板；2—外链板；3—销轴；4套筒；5滚子

5

- 滚子链由滚子、套筒、销轴、内链板、外链板组成
- 滚子（最外层）→ 套筒（滚子内）→ 销轴（最内层）
- 内链板压紧在套筒上构成内链节
- 外链板与销轴构成外链节
- 内链节与外链节交错排列

定义

节距：相邻两个滚子中心之间的距离（即相邻两个链节中销轴中心之间的距离）。节距越大，链的尺寸越大，传动功率和承载能力越大。

注意

配合性质：滚子与套筒、套筒与销轴均为**间隙配合**；内链板与套筒、外链板与销轴均为**过盈配合**。

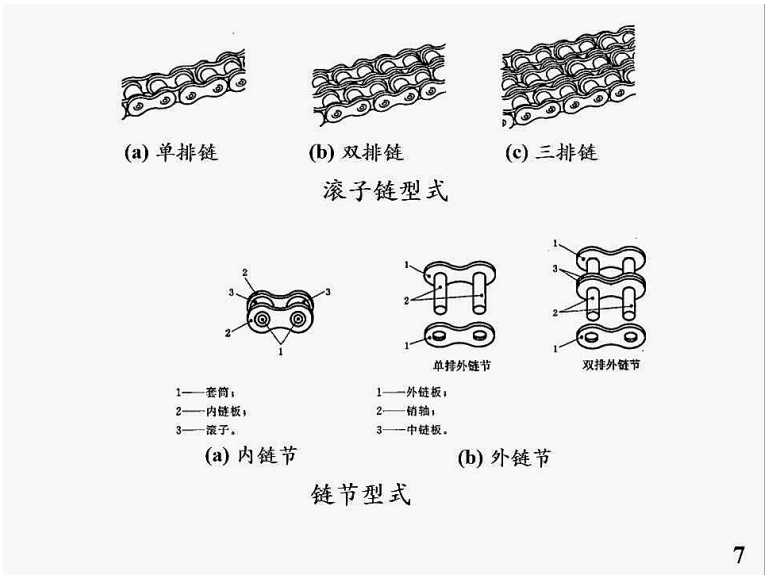
例

内链板与套筒、外链板与销轴为过盈配合；滚子与套筒、套筒与销轴为间隙配合。工作时内外链节间可相对转动，形成铰链。

滚子链的工作特性

- 内外链节构成铰链，链条啮入或啮出时内外链节相对转动
- 滚子沿链轮轮齿滚动，可减小摩擦和磨损
- 内链板和外链板均做成八字形，以减轻重量并使强度接近相等

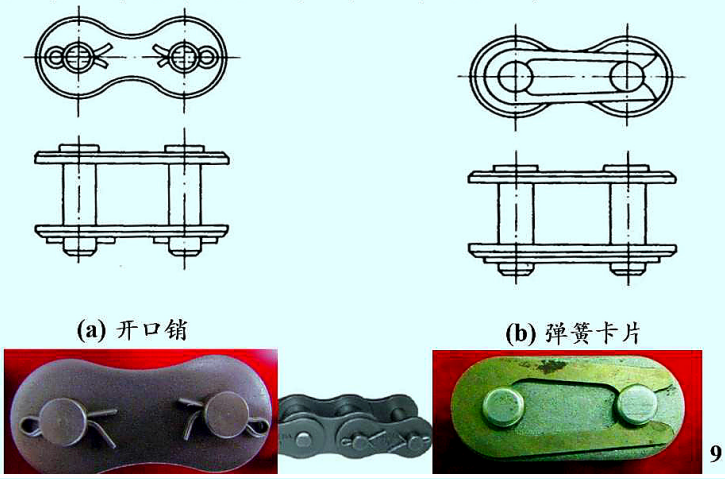
滚子链的排数



- 有单排、双排、三排
- 排数越多，承载能力越高，但受载均匀性越差
- 一般最多采用三排链

滚子链的接头形式

当链节数为偶数时，接头处可用开口销或弹簧卡片来固定，通常前者用于大节距，后者用于小节距。



9

当链节数为奇数时，需采用过渡链节来连接，因为过渡链节的链板要受附加弯矩的作用，并且过渡链节的链板要单独制造，故尽量不采用奇数链节。

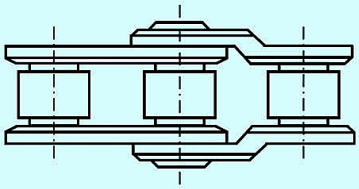
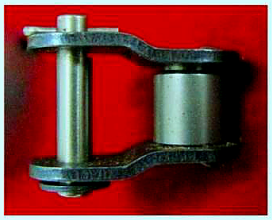


图9-3 过渡链节



10

- 链条首尾相接，接头方式与链节数的奇偶有关
- 链节数为偶数：可用开口销或弹簧卡连接
  - 节距大时用开口销（承载能力强、连接更紧）
  - 节距小时用弹簧卡
- 链节数为奇数：需加过渡链接，配成偶数后再连接

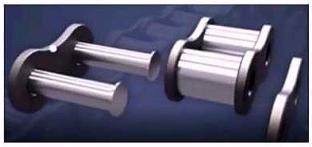
注意

一个完整的链节必须同时具有销轴、内链板和外链板。首尾相接时，若链节数为奇数，需额外制作过渡链接，将其配成偶数。

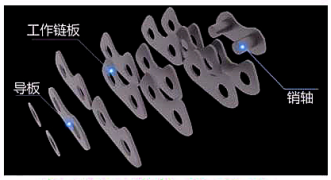
齿形链简介



玉米脱粒机上的双排链传动



滚子链结构



齿形链结构及运动

8

- 结构：导板、工作链板、销轴，链轮与链板首尾相接形成封闭链条
- 优点：噪音小、可靠性高、运动精度较高
- 增加承载能力只需加宽齿形链尺寸
- 结构较复杂，课本未展开，以滚子链为主

链节数的选择

- 过渡链接成本高，且会产生附加弯矩
- 滚子链链节数应尽量取**偶数**，避免奇数
- 取奇数需额外加工过渡链接，增加麻烦

链号与标准

- 滚子链有两种系列，一种系列是源自 **ANSI** 标准的链条，另一种系列源自欧洲。**ANSI** 链条的链号**(40、50** 等**)** 已在世界范围内被广泛使用，代替以前的**ISO** 链号**(08A、10A** 等**)**
- 表 **9.1** 列出了 **GB/T 1243-2024**规定的几种规格的滚子链，表中链号为英制单位表示节距，其**ISO**链号数乘以**25.4/16 mm** 即为公制节距值。

滚子链的标记为：

链号 — 排数 — 整链链节数 标准编号

举例：

ANSI系列、节距 38.1 mm、双排、88 节的滚子链：

120 – 2- 88 GB/T 1243 - 2024

12

- 最新标准为 GB/T 1243-2024，采用 ANSI 链号（如 40、50、60、80、100、120）
- 欧洲标准仍用 B 系列（如 08B、10B）
- 旧标准（ISO 链号）如 24A，新标准对应 ANSI 的 120
- 链号后缀含义：-2 表示双排，数字表示列节数（如 24A-2）

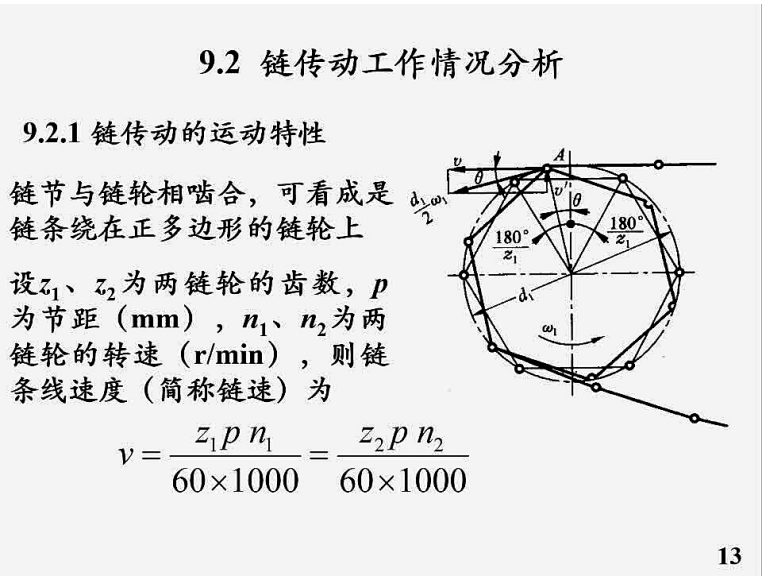
定义

节距 p 与链号的关系：p = 链号 × 25.4 ÷ 16（单位 mm）。链号 08 为英制，换算成毫米即得节距。

例

ANSI 120 系列节距为 38.1 mm，对应 ISO 链号 24A。练习中应选用新标准 ANSI 120。

链传动的工作情况分析



9.2 链传动工作情况分析

9.2.1 链传动的运动特性

链节与链轮相啮合，可看成是链条绕在正多边形的链轮上

设z_1、z_2为两链轮的齿数，p为节距（mm），n_1、n_2为两链轮的转速（r/min），则链条线速度（简称链速）为

$$v=\frac{z_1 p n_1}{60\times1000}=\frac{z_2 p n_2}{60\times1000}$$

13

- 平均传动比是准确值，但瞬时传动比和瞬时链速是变化的
- 链轮可看作一个正多边形，多边形边长等于节距 p
- 小链轮齿数 z1、大链轮齿数 z2，节距 p，转速 n1、n2

定义

链速：v = z × p × n / (60 × 1000)（单位 m/s）。链速、小链轮线速度、大链轮线速度三者相等。

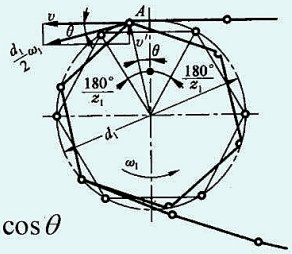
定义

平均传动比：i = n1/n2 = z2/z1。由于 z2/z1 恒定，平均传动比是准确值。

运动不均匀性（多边形效应）

运动的不均匀性

设链的**主动边（紧边）**处于水平位置，分析主动轮链条销轴轴心A的速度



$$v_1=\frac{1}{2}d_1\omega_1 \begin{cases} \text{水平分速度} & v=\frac{1}{2}d_1\omega_1\cos\theta \\ \text{垂直速度} & v'=\frac{1}{2}d_1\omega_1\sin\theta \end{cases}$$

链节对应中心角：$360°/z_1$

因此，$\theta=-180°/z_1 \sim +180°/z_1$

z_1 ↘ ➡ θ变化范围 ↗ ➡ 瞬时速度变化 ↗

15

- 链条绕在多边形链轮上，紧边处于水平位置
- 分析主动链轮上销轴轴心 A 点的速度，分解为水平分速度和竖直分速度

定义

链速（水平分速度）：v = (1/2) · d1 · ω1 · cosθ，其中 θ 为链节与中心线的夹角。

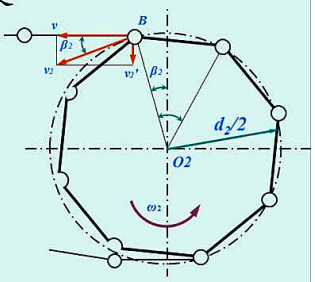
- θ 角变化范围：-180° /z1 到 +180° /z1，总变化范围为一个链节对应的中心角 360° /z1
- 齿数 z1 越小，θ 变化范围越大，瞬时速度变化越大
- 链速随 cosθ 周期性变化（由小变大、由大变小的过程），引起振动和动载荷

注意

主动链轮齿数 z1 不能太小。齿数越小，θ 变化范围越大，链速波动越大，动载荷越大。因此小链轮齿数一般应大于 17（与齿轮不发生根切的最小齿数一致）。

从动链轮与瞬时传动比

从动轮链条销轴轴心B的水平速度



$$v=\frac{1}{2}d_2\omega_2\cos\beta_2$$

$\beta_2=-180°/z_2 \sim +180°/z_2$

$$v=\frac{1}{2}d_1\omega_1\cos\theta=\frac{1}{2}d_2\omega_2\cos\beta_2$$

瞬时传动比 $i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{d_2\cos\beta_2}{d_1\cos\theta}$

所以，瞬时传动比是变化的。

当主动轮匀速转动时，链条和从动轮的运动是不均匀的。

链速、从动轮角速度及瞬时传动比在周期性变化，此现象称链传动的**多边形效应**

17

- 从动链轮链速：v = (1/2) · d2 · ω2 · cosβ2，β2 变化范围为 -180° /z2 到 +180° /z2

- 主动轮与从动轮链速相等，可得瞬时传动比

定义

瞬时传动比：$i = \omega2/\omega1 = (d1 \cdot \cos\beta2) / (d2 \cdot \cos\theta)$。由于 $\beta2$ 和 θ 均在变化，瞬时传动比一般不是恒定值。

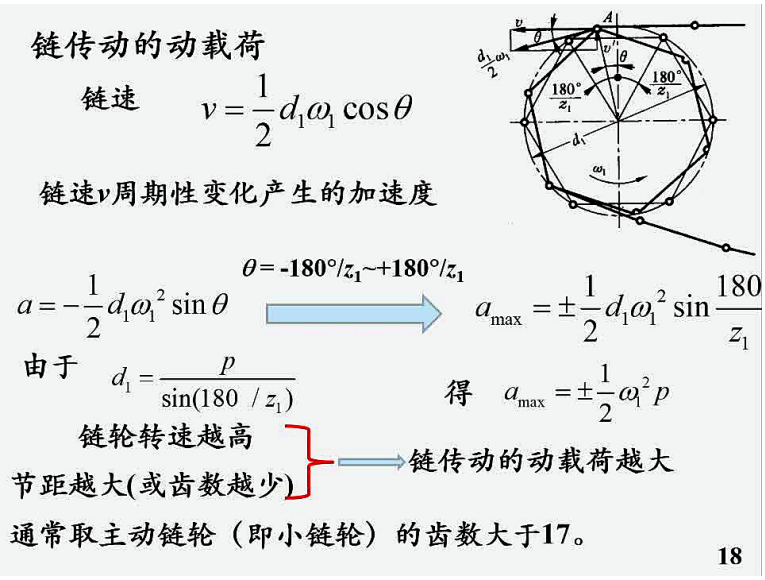
注意

只有当 $i = 1$（两链轮大小相同）时瞬时传动比才恒定，但链传动一般用作减速装置，不会采用这种情况。

定义

多边形效应：链传动中，由于链条绕在多边形链轮上，链速、从动轮角速度及瞬时传动比均呈周期性变化的现象，即速度的不均匀性。

动载荷



- 动载荷与加速度有关，加速度是链速对时间的导数
- 链速 $v = (1/2) \cdot d1 \cdot \omega1 \cdot \cos\theta$，对时间求导得加速度

定义

加速度：$a = -(1/2) \cdot d1 \cdot \omega1^2 \cdot \sin\theta$。最大加速度出现在 $\theta = \pm 180° / z1$ 时。

例

最大加速度推导：$(1/2) \cdot d1 \cdot \sin(180° / z1) = p/2$，故 $a\_max = (1/2) \cdot \omega1^2 \cdot p$。即最大加速度与小链轮转速和节距有关。

注意

动载荷与小链轮转速和节距有关：节距越大、转速越大，动载荷越大。节距大对应齿数少，因此齿数不能太少、节距不能太大。

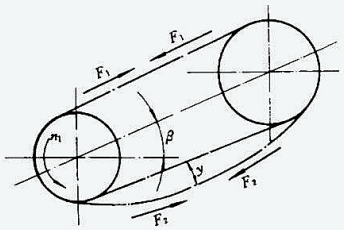
链传动的受力

9.2.2 链传动的受力分析

链传动工作时，紧边和松边的拉力不相等。若不考虑动载荷，则紧边所受的拉力F_1为工作拉力F、离心拉力F_c和悬垂拉力F_y之和

紧边拉力为

$$F_1 = F + F_c + F_y$$



19

- 链传动有紧边和松边，紧边与松边拉力不相等（与带传动类似）
- 紧边拉力 = 工作拉力 + 离心拉力 + 悬垂拉力
- 松边拉力 = 离心拉力 + 悬垂拉力
- 工作拉力与传递功率和速度有关
- 离心拉力与每米质量和链速有关（与带传动相似）
- 悬垂拉力是链传动特有，与中心距、悬垂度有关，可查表

注意

松边应放在下面。若松边在上方，链条松弛易落下，卡死在啮合位置。

定义

压轴力：F = 紧边拉力 × (1.2 ~ 1.3)，为近似值，与带传动压轴力计算方法不同。

链传动的失效形式

9.3 滚子链传动的设计

9.3.1 滚子链传动的失效形式

链传动的失效形式主要有以下几种：

1．链板疲劳破坏

由于链条受变应力的作用，经过一定的循环次数后，链板会发生疲劳破坏，在正常润滑条件下，疲劳强度是限定链传动承载能力的主要因素。

2．滚子、套筒的冲击疲劳破坏

链节与链轮啮合时，滚子与链轮间会产生冲击，高速时冲击载荷较大，使套筒与滚子表面发生冲击疲劳破坏。

22

3．销轴与套筒的胶合

当润滑不良或速度过高时，销轴与套筒的工作表面摩擦发热较大，而使两表面发生粘附磨损，严重时则产生胶合。

4．链条铰链磨损

链在工作过程中，销轴与套筒的工作表面会因相对滑动而磨损，导致链节伸长，容易引起跳齿和脱链。

5．过载拉断

在低速（$v<6\text{m/s}$）重载或瞬时严重过载时，链条可能被拉断。

23

定义

链板疲劳破坏：链条受应力循环作用发生疲劳破坏。在正常润滑条件下，这是限定链传动承载能力的主要原因，也是设计中的主要失效形式。

定义

滚子或套筒的冲击疲劳：链节与链轮啮合时，滚子与链轮产生冲击，高速时冲击载荷大，使套筒与滚子表面发生冲击疲劳。

定义

胶合：销轴与套筒的胶合。速度较高、润滑不良时，摩擦发热、温升大，使两表面发生粘着磨损而产生胶合。

定义

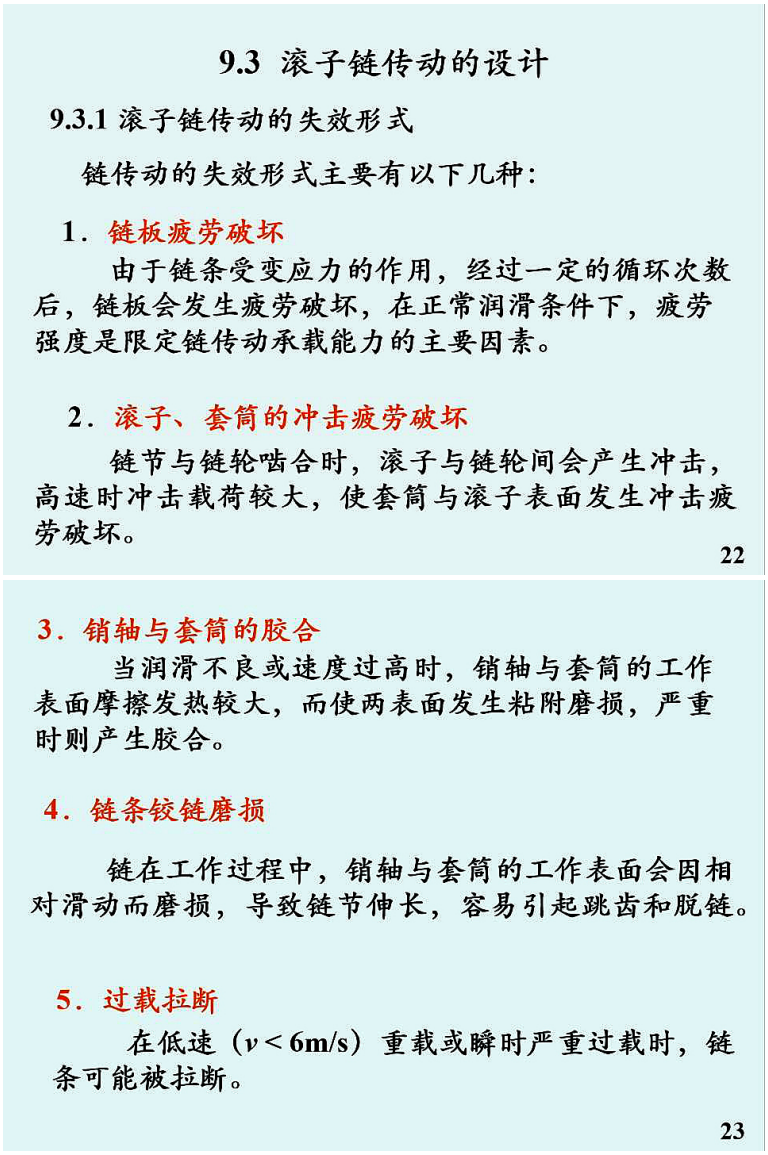
链条铰链的磨损：销轴与套筒工作表面因滑动而磨损，导致链节伸长，甚至产生跳齿或破裂（如自行车骑久后脱链）。

注意

当链速小于 6 m/s 且载荷较大（低速重载）时，链条可能被拉断，这种失效称为**过载拉断**。

10 月 29 日

滚子链的主要失效形式



9.3 滚子链传动的设计

9.3.1 滚子链传动的失效形式

链传动的失效形式主要有以下几种：

1．链板疲劳破坏

由于链条受变应力的作用，经过一定的循环次数后，链板会发生疲劳破坏，在正常润滑条件下，疲劳强度是限定链传动承载能力的主要因素。

2．滚子、套筒的冲击疲劳破坏

链节与链轮啮合时，滚子与链轮间会产生冲击，高速时冲击载荷较大，使套筒与滚子表面发生冲击疲劳破坏。

22

3．销轴与套筒的胶合

当润滑不良或速度过高时，销轴与套筒的工作表面摩擦发热较大，而使两表面发生粘附磨损，严重时则产生胶合。

4．链条铰链磨损

链在工作过程中，销轴与套筒的工作表面会因相对滑动而磨损，导致链节伸长，容易引起跳齿和脱链。

5．过载拉断

在低速（$v<6m/s$）重载或瞬时严重过载时，链条可能被拉断。

23

- 链板疲劳破坏：链传动中受交变应力，经一定循环次数后链板发生疲劳破坏
- 滚子和套筒的冲击疲劳：滚子与链轮啮合时产生冲击，高速时冲击载荷大，导致滚子和套筒冲击疲劳破坏
- 胶合：与速度有关，高速时易发生；与润滑有关，润滑不良或速度过高时易发生
- 链条铰链磨损：销轴和套筒工作表面相对滑动产生磨损，导致链节伸长，最终可能引起跳齿或脱链
- 过载拉断：链速很低（小于 0.6 m/s，接近静止）时易发生

> **注意**
>
> 链速小于 0.6 m/s 时易发生过载拉断，此处教材中”6 m/s” 为笔误，应为 0.6 m/s。

额定功率曲线与失效形式的关系

9.3.2 额定功率曲线图

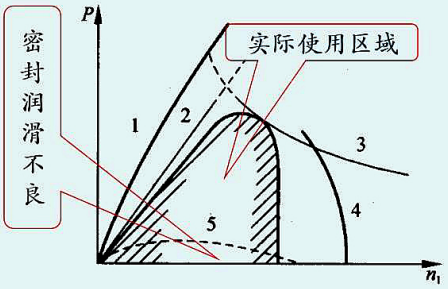
通过实验作出单排滚子链的极限功率曲线。

1 是在正常润滑条件下，铰链磨损限定的极限功率曲线；

2 是链板疲劳强度限定的极限功率曲线；

3 是套筒、滚子冲击疲劳强度限定的极限功率曲线；

4 是铰链（套筒、销轴）胶合限定的极限功率曲线。



图中阴影部分为实际使用的许用功率（区域）。若润滑不良及工作情况恶劣，磨损将很严重，其极限功率大幅度下降。如图中虚线5所示。

24

- 额定功率曲线由几种失效形式分别限定，形成一条包络线
- 四条限定曲线分别对应：铰链磨损、链板疲劳、套筒滚子冲击疲劳、胶合
- 链传动正常运行需处于这几条曲线包围的区域内，超出该区域即发生失效
- 曲线形状类似”帐篷”，存在一个顶点

注意

新标准中链号不再使用 10A、08A 等 ISO 链号，改用 NC 系列号；但教材为第二版，考试仍按旧版本链号。

用额定功率曲线选择链型号

- 图 9.8（教材 153 页）主要用于选择链的型号
- 横坐标 n1：主动链轮（小链轮）转速
- 纵坐标：额定功率
- 根据小链轮转速和额定功率的交叉点落在哪个区域，确定对应的链号（如 40、50、60 等）

额定功率曲线的实验条件

滚子链的额定功率曲线是在特定条件下制定的，即：

（1）两轮共面；

（2）小轮齿数 z_1=19；

（3）链节数 L_p=100节；

（4）载荷平稳；

（5）按推荐的方式润滑（图9-9）；

（6）工作寿命为 15000 h；

（7）链条因磨损而引起的相对伸长量不超过 3%。

25

- 该图是在特定条件下作出的，教材 153 页给出 7 个条件
- 关键条件：小链轮齿数 Z1 = 19；链节数 LP = 100
- 实际工况中齿数不等于 19、链节数不等于 100，需折算额定功率后再选链号

额定功率 p0 的修正

当采用推荐的润滑方式时，链传动所能传递的功率P_0，小轮转速n_1和链号三者之间的关系。

若润滑条件与推荐的润滑方式不同时，则根据链速v的不同，将P_0的值降低。当链速$v \leq 1.5$m/s时，降低到50%；当1.5m/s≤v≤7 m/s时，降低到 25%；当v >7m/s而润滑又不当时，不宜用链传动。

设计时，若实际选用参数与上述特定条件不同，则需要引入一系列相应的修正系数对图中额定功率P_0进行修正。

28

- 当润滑条件与推荐润滑方式不同时，p0 需减小：
  - 链速 v < 1.5 m/s：下降 50%
  - 链速 v = 1.5~7 m/s：下降 25%
  - 链速 v > 7 m/s：一般不选用链传动
- 修正公式为教材 154 页公式 9.10，类似于带传动中对带根数的修正

定义

p0 为功率曲线纵坐标对应的额定功率；p 为链传动实际传递的功率。

修正系数体系

- Kα：使用系数，与原动机和载荷性质有关
- Kz / Kz′ ：小链轮齿数修正系数，对应两种失效形式
  - Kz 对应链板疲劳失效
  - Kz′ 对应套筒滚子冲击疲劳失效
  - 落在”帐篷”顶点左侧取 Kz，右侧取 Kz′
- Kl：链长修正系数（图 9.10），对应两种失效形式，横坐标为链节数 LP，纵坐标为 Kl 值
- Kp：多排链系数，双排链取 1.7，并非完全意义上的倍增关系

注意

修正系数 Kz 与 Kz′ 、Kl 的两条曲线，均因失效形式不同而取值不同，需根据失效形式区分选用。

链轮齿数的选择

9.3.3 滚子链传动参数的选择

1．链轮齿数z_1、z_2

表9-5 小链轮的齿数z_1

链速 v m/s	0.63~3	3~8	≥8	>25
齿数z_1	≥17	≥21	≥25	≥35

因链节数常取偶数，故链轮齿数最好取奇数，以使磨损均匀。

$z_2=i\,z_1$，选取大链轮的齿数；并控制 $z_2\leq120$（防脱链）

32

- 小链轮齿数 Z1 不能太小：太小则链速波动范围大，产生加速度和动载荷
- Z1 与链速有关，某速度范围内（如 3~8 m/s）Z1 应大于等于 21
- Z1 为初选值：链传动未设计好时线速度未知，只能根据角速度和齿数初选
- 链轮齿数尽量取奇数，使磨损均匀

例

链节数为偶数时可用开口销或弹簧卡首尾相接；链节数为奇数时需额外做过渡链板，将链节配成偶数后再相接。因此链节数取偶数、链轮齿数取奇数，可使磨损均匀，类似齿轮齿数互质的原理。

大链轮齿数 Z2 的确定

- Z2 = 传动比 × Z1
- 传动比为已知条件，是小链轮转速与大链轮转速之比
- 计算值可能为小数，取整时需取整数并尽量取奇数
- Z2 不能太大，应控制在 120 以内，防止脱链或跳齿

链节距 p 的选择

定义

节距 p 为相邻两个销轴中心之间的距离，也是相邻两个链节中心之间的距离。

- 多边形效应导致的最大加速度与角速度 ω 和节距 p 有关（$a_{max} = \pm 1/2\ \omega^2 p$）
- 总原则：尽量选取小节距，使加速度、振动冲击和动载荷减小
- 高速重载：选小节距 + 多排链，提高承载能力
- 低速重载：可选大节距、较少排数，节距大时承载能力增加

传动比的选择

2．链的节距 p

应尽可能选用较小的节距

高速重载时可选用小节距多排链

低速重载宜用大节距、较少排数

3．传动比 i

传动比受链轮最小齿数和最大齿数的限制，且传动尺寸也不能过大，因此传动比一般不大于6。传动比过大时，小链轮上的包角 α_1 将会太小，同时啮合的齿数也太少，将加速轮齿的磨损。因此，通常要求包角 α_1 不小于120°。

- 传动比受链轮最小齿数和最大齿数限制，且传动尺寸不能过大
- 一般传动比不大于 6，大于 7 时一般不选用链传动
- 传动比过大时，小链轮包角减小，同时啮合齿数减少，加剧磨损
- 包角一般应大于等于 120°

例

与带传动类似：传动比越大、中心距越小，包角越小；包角主要考虑小链轮（小带轮）。

中心距与链节数

4．中心距 a 和链节数 L_p

•若链传动中心距过小，则小链轮上的包角也小，同时啮合的链轮齿数也减少；

•若中心距过大，则易使链条抖动。

•一般可取中心距 $a=(30\sim50)p$，最大中心距 $a_{max}\leq 80p$。

链的长度以链节数 L_P（节距 p 的倍数）来表示。与带传动相似，链节数 L_P 与中心距 a 之间的关系为

$$L_p=\frac{2a}{p}+\frac{z_1+z_2}{2}+\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2\cdot\frac{p}{a}$$

计算出的 L_p 应圆整为整数，最好取为偶数。如已知 L_p 时，也可由式（12-37）计算出实际中心距 a，即：

$$a=\frac{p}{4}\left[\left(L_p-\frac{z_1+z_2}{2}\right)+\sqrt{\left(L_p-\frac{z_1+z_2}{2}\right)^2-8\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2}\right]$$

通常中心距设计成可调的；若中心距不能调节而又没有张紧装置时，应将计算的中心距减小 2~5 mm。使链条有小的初垂度，以保持链传动的张紧。

- 中心距越小，包角越小；中心距太大则链条抖动
- 初选中心距范围：30~50 倍 p，且一般小于等于 80p
- 链节数 LP 的计算公式与中心距、节距、齿数 Z1、Z2 有关
- 计算值保留小数点后两位，最终确定的 LP 需取整数且为偶数
- 确定 LP 后，再反算实际中心距

注意

中心距通常设计为可调；若中心距不可调且无张紧装置，计算中心距应小于 2~5 mm。

低速链传动的静强度计算

9.3.4 低速链传动的设计

对于 v <0.6m/s 的低速链传动，其失效形式主要是链条因过载被拉断；故应按抗拉静强度条件进行计算，根据已知的传动条件，由滚子链的额定功率曲线图初选链条型号，然后校核安全系数 S

$$S=\frac{Qn}{K_AF_1}\geq[S]$$

式中，S为静强度计算的安全系数；

Q为链条的最低破坏载荷，由链号查表 9-1；

n为链的排数；

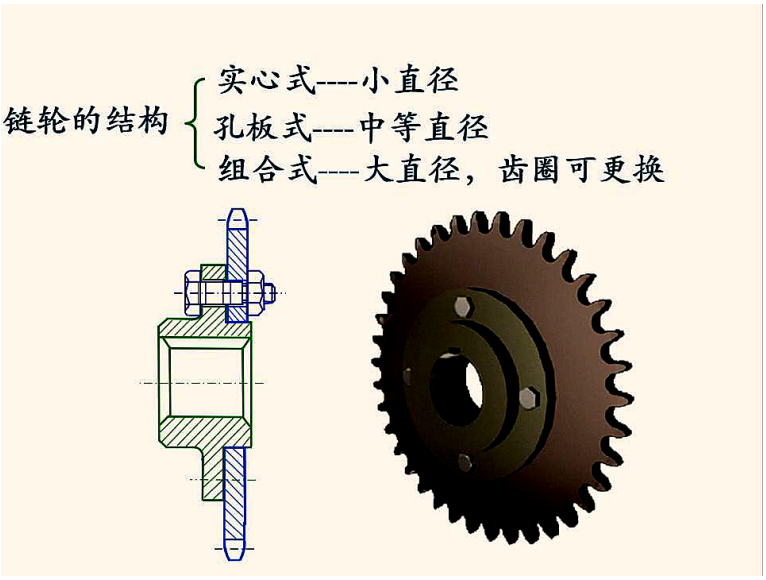
K_A为工作情况系数，由表9-2 确定；

$[S]$ 为许用静强度安全系数，通常 $[S]$ =4~8。

- 链速小于 0.6 m/s 且载荷较大时，易发生过载拉断
- 此时需进行静强度计算，校核安全系数
- 一般情况下按正常工况校核，不按最不利情况

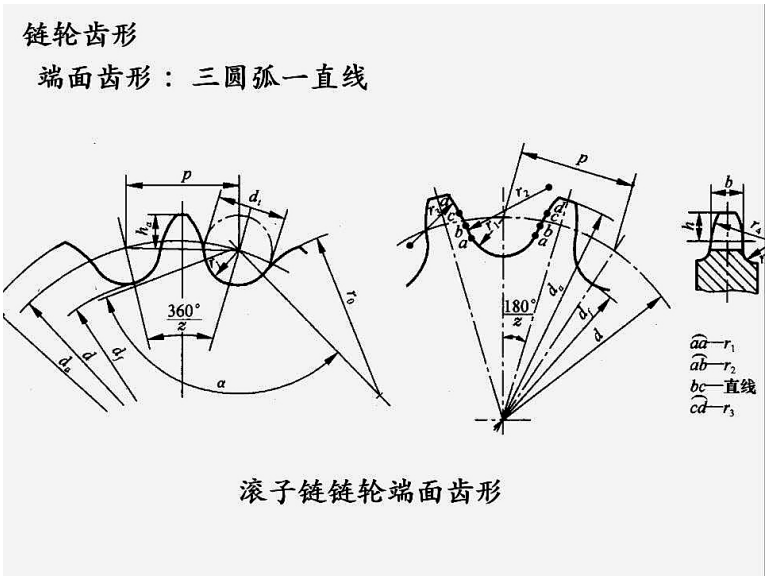
链轮的结构





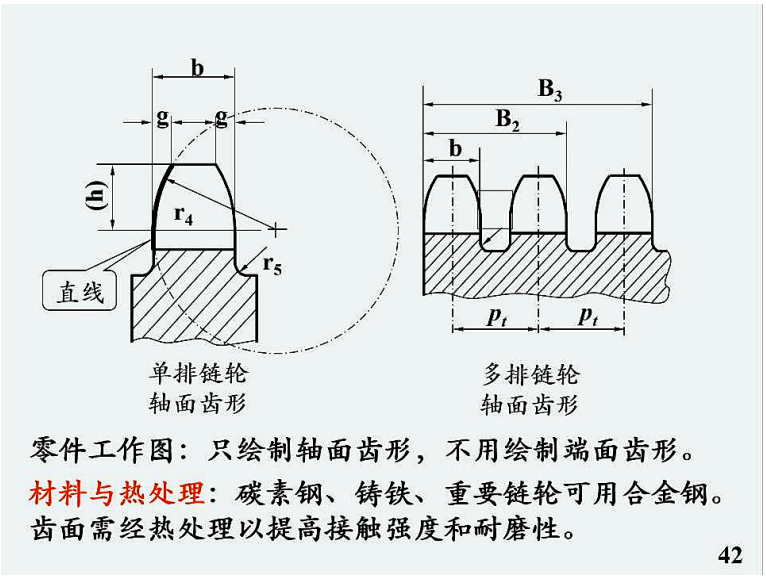
- 链轮按结构分为：实心式、孔板式、组合式
- 实心式：直径相对较小，链轮需装到轴上，故中心有孔
- 组合式：轮芯与齿圈采用两种不同材料，轮芯常用铸铁，齿圈用较好材料
- 轮芯与齿圈之间用螺纹连接（螺纹连接为本章后续重点内容）

链轮的齿形



- 端面齿形采用三圆弧一直线（Aa 圆弧、ab 圆弧、直线 BC、CD）
- 标准中会给出该齿形
- 零件图一般只绘制**轴面齿形**，不绘制端面齿形，只需标注所参照的标准

链轮的材料



- 常用材料：碳素钢、铸钢
- 重要链轮的齿圈位置可用合金钢
- 齿面需经热处理，以提高接触强度和耐磨性

链传动的布置

9.5 链传动的布置和润滑

9.5.1 链传动的布置

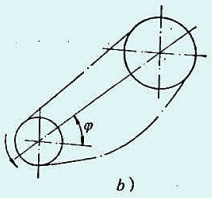
●在链传动中，两链轮的转动平面应在同一平面内，两轴线必须平行，最好成水平布置（图9.13a），



a）

水平布置

●如需倾斜布置时，两链轮中心连线与水平线的夹角φ应小于45°（图9.13b）



b）

倾斜布置

●同时链传动应使紧边在上，松边在下，以便链节和链轮轮齿可以顺利地进入和退出啮合。

43

- 两链轮轴一般水平布置，也可倾斜布置
- 倾斜布置时倾角应小于 45°
- 垂直方向的链传动也存在（如某些设备）

> 注意
>
> 链传动中紧边在上，松边在下。若松边在上，可能因松边垂度过大而出现链条与轮齿的干扰，甚至引起松边与紧边的碰撞，导致链条卡死。

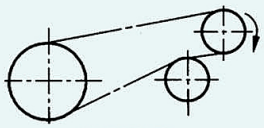
- 松边在下的目的：使链节和链轮轮齿能顺利进入和退出啮合

链传动的张紧

为防止链条垂度过大造成啮合不良和松边的颤动，需用张紧装置。
当中心距可以调节时，可通过调节中心距来控制张紧程度；
当中心距不可调节时，可用张紧轮。



内侧张紧



外侧张紧

张紧轮应安装在链条松边靠近小链轮处，放在链条内、外侧均可
张紧轮可以是链轮，也可以是无齿的滚轮，其直径可比小链轮略小些。

44

- 链传动用久后会松弛，需张紧（类似带传动）
- 中心距可调节时，通过调节中心距张紧
- 中心距不可调节时，设置张紧轮

> **注意**
>
> 张紧轮安装在链条松边，一般靠近小链轮的位置，放在内外侧均可。但更严谨地说，张紧轮靠外侧时靠近小链轮可增大包角；若靠内侧则靠近大链轮更合适。实际布置需结合包角考虑。

- 张紧轮可为无齿滚轮，直径可比小链轮小

链传动的润滑

9.5.2 链传动的润滑

润滑方式
1. 人工给油；
2. 油杯滴油；
3. 油浴润滑、飞溅给油；
4. 用油泵强制润滑和冷却。

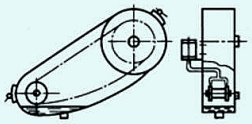
润滑油牌号：L-AN32、L-AN46、L-AN48
环境温度高或载荷大取粘度高的油，
反之取低的。

45

（1）人工定期润滑：用油壶或油刷给油（图9.14a），每班注油一次，适用于链速$v\leq4m/s$的不重要传动。

（2）滴油润滑：用油杯通过油管向松边的内、外链板间隙处滴油，用于链速$v\leq10m/s$的传动（图9.14b）。





46

- 润滑方式共 4 种，与链速有关：

润滑方式	适用链速
人工给油（油刷）	v < 4 m/s
油杯滴油	v < 10 m/s
油浴润滑	6~12 m/s
压力油循环润滑	v > 8 m/s

- 油浴润滑：大链轮浸入润滑油中，传动时把油带到啮合位置
- 飞溅润滑：密闭容器中用甩油盘甩油，经壳体集油装置将油导到链条上
- 压力油循环润滑：油泵将油喷到链条上，喷口一般设在链条进入啮合的位置

链传动设计实例（电动机-压缩机减速装置）

例9-1 设计一驱动压缩机的链传动。已知，电机额定转速 n_1=970r/min，压缩机转速 n_2=330r/min，传递功率 P=9.7KW，两班制工作，载荷平稳。并要求中心距a 不大于600mm，电机可在滑轨上移动。

解：（1）选择链轮齿数 z_1、z_2

传动比 $$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{970}{330}=2.94$$

按表9-5取小链轮齿数 z_1=25，
大链轮齿数 $z_2=iz_1=2.94\times25=73.5$，取 z_2=73。

49

（4）确定链条型号和节距 p

首先确定系数 K_z、K_L、K_p。根据链速估计链传动可能产生链板疲劳破坏，由表9-3查得小链轮齿数系数 K_z=1.34，由链长系数图查得 K_L=1.02，考虑传递功率不大，故选单排链，由表9-4查得 K_p=1

所能传递的额定功率

$$P_0=\frac{P_c}{K_zK_LK_p}=\frac{9.7}{1.34\times1.02\times1}=7.09$$

由图9-10选择滚子链型号为50，链节距p=15.875mm，由图证实工作点落在曲线顶点左侧，主要失效形式为链板疲劳，前面假设成立。

51

- 已知：电动机转速 970 r/min，压缩机转速 330 r/min，中心距 ⩽ 600 mm
- 小链轮转速 = 电动机转速（970 r/min），大链轮转速 = 压缩机转速（330 r/min）

设计步骤：

- 选择小链轮齿数 z1 = 25（也可取 21、17，需结合后续设计判断合理性）
- 计算传动比 i = n1/n2 = 2.94
- 计算大链轮齿数，取 z2 = 73（尽量取质数/奇数）
- 计算 Pc，再计算 P0
- 选取中心距 a = 30p（取 50p 或 45p 也可，只要在合理范围内）
- 计算链节数 LP = 110.94，取 LP = 110（链节数取偶数）
- 计算 P0 时查找三个系数：小链轮齿数系数、链长系数、多排链系数
- 验算链速，确定链长

例

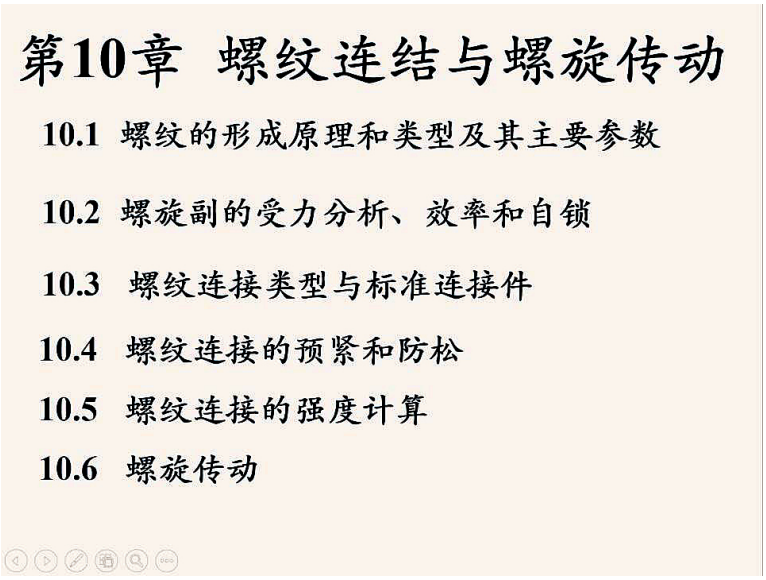
链长计算公式：l = Lp × p ÷ 1000，将链节数乘以节距再除以 1000，单位转化为米。如本例链长 l = 1.7476 m。

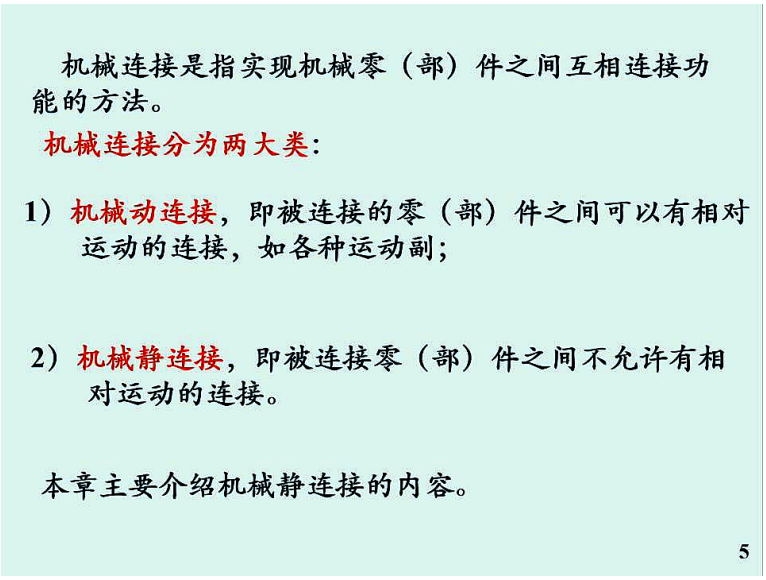
注意

链传动中心距不能圆整，算出多少就是多少（带传动同理）。但齿轮传动中斜齿轮的中心距需圆整后再修正。

- 计算工作拉力 F 及压轴力 Fq（链轮装到轴上对轴的作用力）
- 选择润滑方式（本例采用最新标准，2024 年修订版）

机械连接的分类





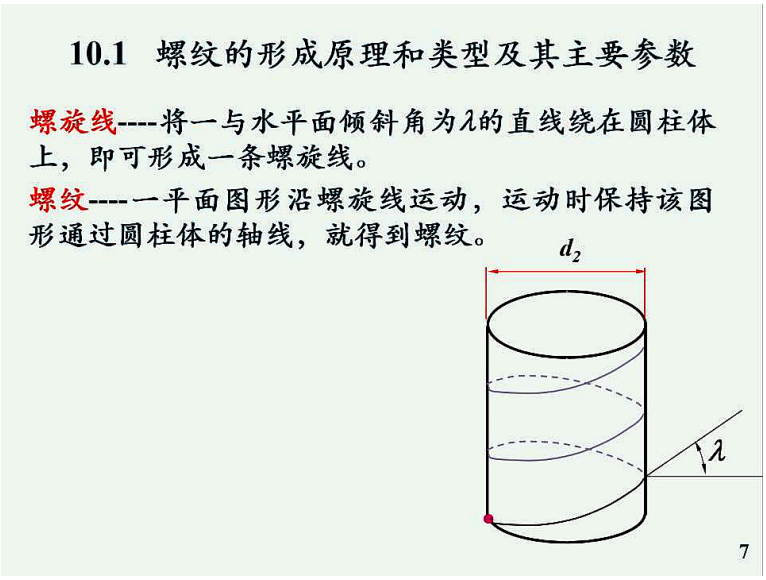
- 机械连接分为两大类：动连接和静连接
- 动连接：两构件间可有相对运动，如移动副、转动副、齿轮副、凸轮副
- 静连接：两零件间不再有相对运动，如组合式链轮的轮芯与齿圈通过螺纹连接后无相对运动

定义

可拆连接：允许多次拆装而不失效的连接。**不可拆连接**：必须破坏某一部分才能拆开的连接，如铆接、焊接。

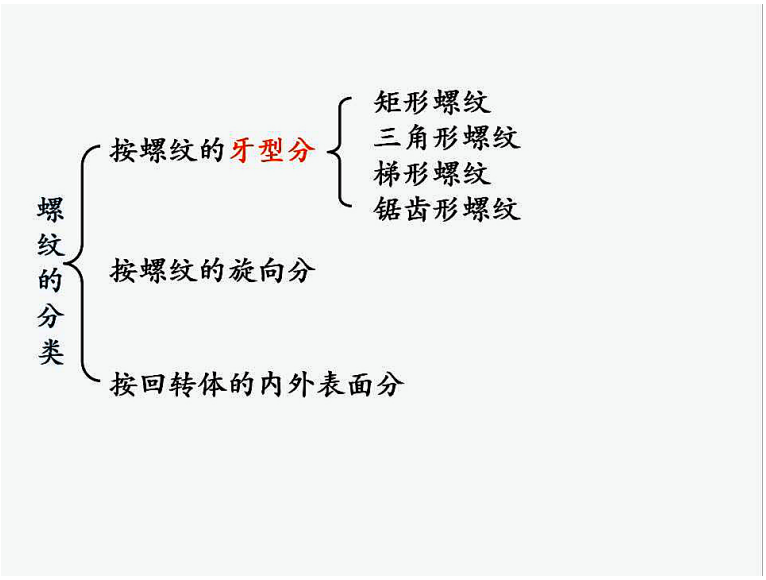
- 螺纹连接属于静连接中的可拆连接

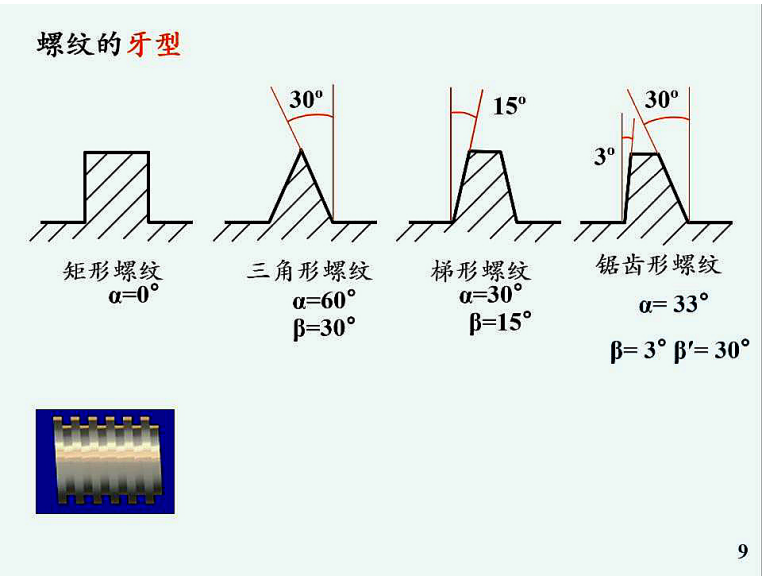
螺纹的形成



- 螺旋线：以水平面倾斜为 λ 角的直线绕到圆柱上形成
- 螺纹：某一平面图形沿螺旋线运动，运动时保持该图形通过圆柱体轴线而形成

螺纹的分类





按牙形分类：

牙形	牙形角	牙侧角
矩形	0°	—
三角形	60°	30°
梯形	30°	15°
锯齿形	33°	3° 和 30°

定义

牙形角：螺纹牙两侧边之间的夹角。**牙侧角**：牙形的轴垂面（将牙形从中间分开的面）与牙侧边之间的夹角。

注意

三角形、梯形螺纹的牙形对称分布，牙侧角 = 牙形角的一半。锯齿形螺纹牙形不对称，牙侧角分别为 3° 和 30° 。梯形螺纹和锯齿形螺纹有相应标准。

按旋向分类：

- 右旋螺纹和左旋螺纹（与齿轮旋向类似，用左右手/拇指判断）

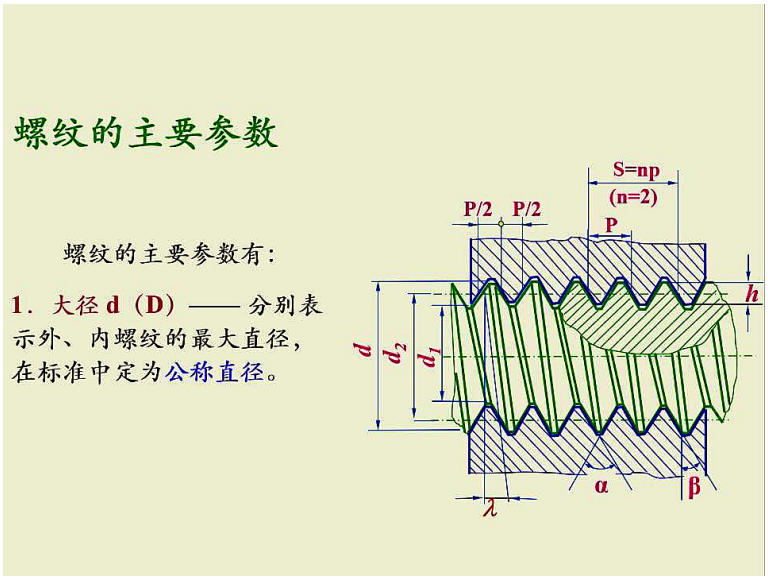
按线数分类：

- 单线螺纹和多线螺纹（螺纹中称”线数”，蜗杆中称”头数”）
- 单线螺纹有一条螺旋线，双线螺纹有两条螺旋线

按内外表面分类：

- 外螺纹（如螺栓）和内螺纹（如螺母）
- 内、外螺纹构成螺旋副，相互配合

螺纹的主要参数



定义

大径：与外螺纹或内螺纹的最大直径，分别用 d（外螺纹）和 D（内螺纹）表示，也称作公称直径。

定义

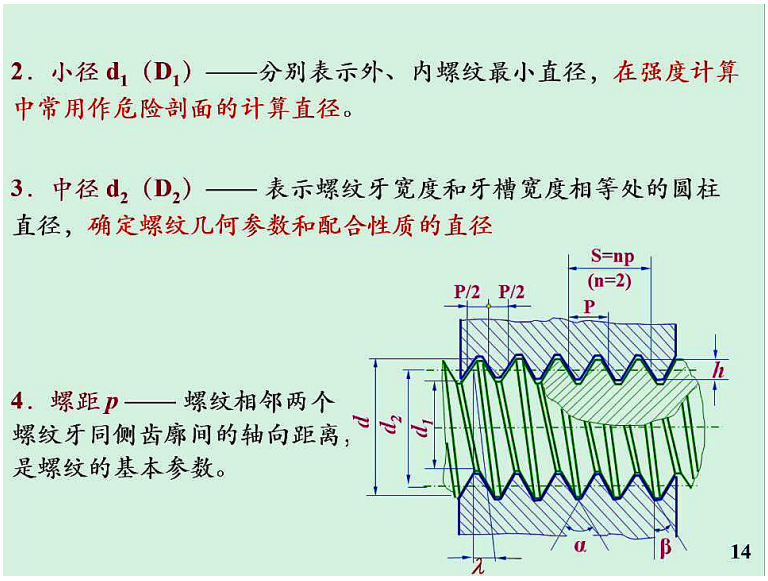
小径：与外螺纹或内螺纹的最小直径，分别用 d1（外螺纹）和 D1（内螺纹）表示。

注意

小径是强度计算中常用作危险剖面的计算直径。因为螺栓类似直轴，最小直径在小径位置，强度校核时需找危险截面（直径较小处）。

- 外螺纹类似轴，用小写 d 表示；内螺纹类似孔，用大写 D 表示

螺纹的主要参数（续）



- 大径、小径、中径是螺纹的三个直径参数

- 中径：螺纹牙宽度和牙槽宽度相等处的圆柱直径
- 中径是确定螺纹几何参数和配合性质的直径

定义

中径：螺纹牙宽度与牙槽宽度相等处的圆柱直径，是确定螺纹几何参数和配合性质的直径。

注意

螺纹螺旋副的配合类似于轴和孔的配合，但螺纹有自己特有的公差体系。讲配合时，针对的是螺纹的中径，而非大径或小径。

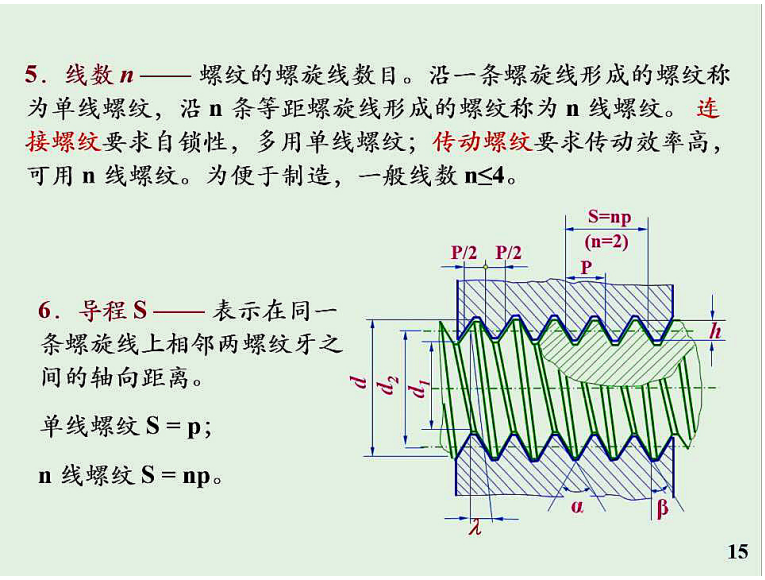
螺距

- 螺距是螺纹非常重要的一个尺寸参数
- 指相邻两个螺纹牙同侧齿廓之间的轴向距离

定义

螺距（p）：相邻两个螺纹牙同侧齿廓之间的轴向距离。

线数



- 线数指螺旋线的数目
- 沿一条螺旋线形成的螺纹为单线螺纹，沿两条为双线螺纹，n 条为 n 线螺纹
- 线数一般用 n 表示

注意

单线螺纹与多线螺纹用途不同：

- **单线螺纹**：效率较低，用于连接（连接螺纹一般用单线螺纹）
- **多线螺纹**（$n \geqslant 2$）：效率较高，用作传动螺纹

导程

- 导程用 s 表示
- 指同一螺旋线上相邻两个螺纹牙之间的距离

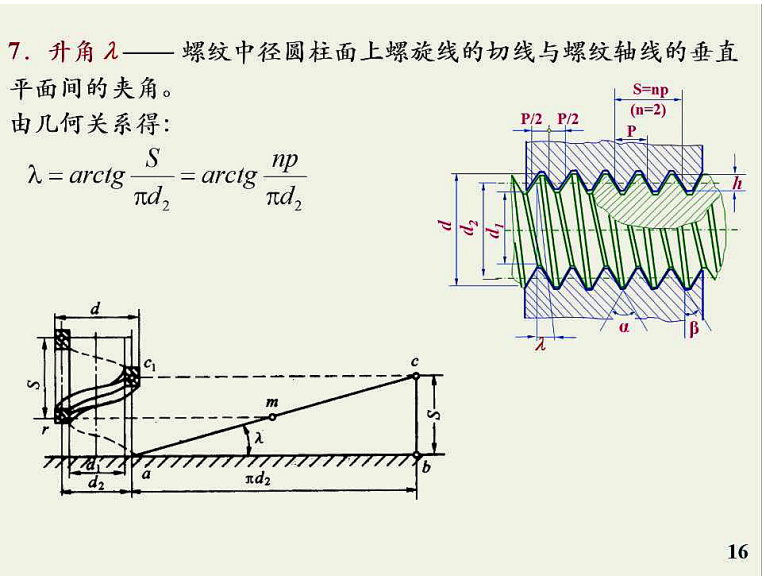
定义

导程（s）：同一螺旋线上相邻两个螺纹牙之间的轴向距离。

例

导程与线数、螺距的关系：s = n × p（n 为线数，p 为螺距）。

升角（λ）



- 升角是螺纹中径圆柱面上螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面之间的夹角
- 将中径圆柱面展开后，可得到升角的表达式

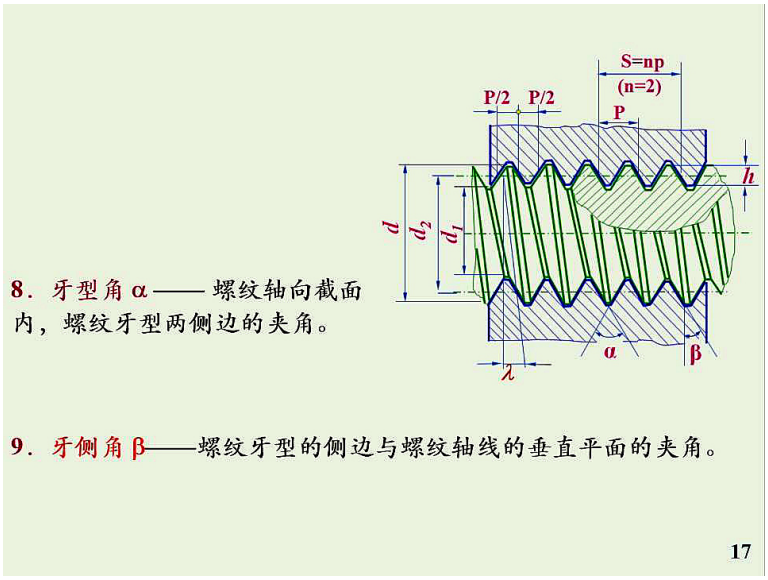
定义

升角（λ）：螺纹中径圆柱面上螺旋线的切线与和螺纹轴线垂直的平面之间的夹角。

例

将中径展开后，πd_2 为中径周长，s 为导程（s = n × p），则：$\tan \lambda = s / (\pi d_2) = n \times p / (\pi d_2)$

牙形角与牙侧角



- 牙形角：螺纹轴向截面内，螺纹牙形两侧边之间的夹角（用 α 表示）
- 牙侧角：螺纹牙形侧边与螺纹轴线垂直平面之间的夹角（用 β 表示）

例

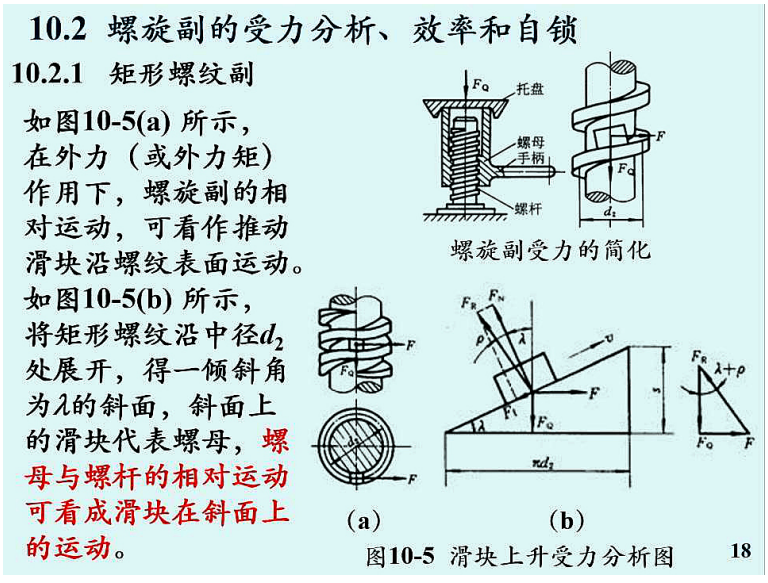
常见螺纹的牙形角与牙侧角：

- 三角螺纹：$\alpha = 60^\circ$ ，牙侧角 $= 30^\circ$
- 梯形螺纹：$\alpha = 30^\circ$ ，牙侧角 $= 15^\circ$
- 锯齿形螺纹：$\alpha = 33^\circ$ ，牙侧角分别为 3° 和 30°

注意

对于传动螺纹，承受载荷的面应是牙侧角较小的那个面（如锯齿形螺纹中 $\beta = 3^\circ$ 的面）。

矩形螺纹副的受力分析

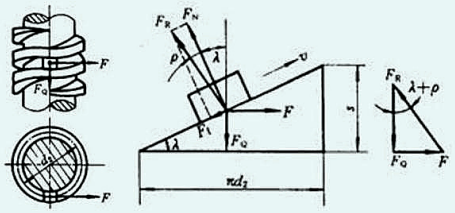


如图10-5(b)所示，当滑块沿斜面向上等速运动时，所受作用力包括轴向载荷F_Q、水平推力F、斜面对滑块的法向反力F_N以及摩擦力F_f。

F_N与F_f的合力为F_R，$F_f=fF_N$，f为摩擦系数，F_R与F_N的夹角为摩擦角ρ。

由力F_R、F和F_Q组成的力多边形封闭图（图10-5(b)）得

$$F=F_Q\tan(\lambda+\rho) \qquad (10\text{-}1)$$



(a) (b)

19

- 第二小节基于矩形螺纹（牙形角为 0° ）先讲受力、效率与自锁，再推广到非矩形螺纹
- 将螺旋副沿中径展开，可把螺母与螺杆的相对运动看作滑块沿斜面的运动
- 滑块沿斜面向上等速运动时，受力包括：轴向载荷 FQ、水平推力 F、斜面的法向反力 FN 和摩擦力 Ff
- 法向反力与摩擦力可合成为合力 Fr

例

滑块沿斜面向上运动时，力的多边形封闭图给出水平推力与轴向载荷的关系：F = FQ × tan(λ + ρ) 其中 λ 为升角，ρ 为摩擦角。

转动螺纹所需的转矩

转动螺纹所需的转矩为

$$T_1=F\cdot\frac{d_2}{2}=\frac{d_2}{2}\cdot F_Q\cdot\tan(\lambda+\rho) \qquad (10\text{-}2)$$

螺旋副的效率η 是指有用功与输入功之比。

螺母旋转一周所需的输入功为$W_1=2\pi T_1$，

有用功为$W_2=F_Q S$，其中，$S=\pi d_2\tan\lambda$。

螺旋副的效率为

$$\eta=\frac{W_2}{W_1}=\frac{F_Q\pi d_2\tan\lambda}{F_Q\pi d_2\tan(\lambda+\rho)}=\frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\rho)} \qquad (10\text{-}3)$$

20

- 转动螺纹所需的转矩 T_1 = 水平力 × (d_2 /2)
- 结合 F = FQ × tan(λ + ρ)，可得转矩表达式

螺旋副的效率（滑块沿斜面向上）

- 输入功 W_1 = 2π × T_1 （螺母旋转一周）
- 有用功 W_2 = FQ × s = FQ × n × p = FQ × πd_2 × tan λ

定义

效率 η = 有用功 / 输入功 = W_2 / W_1 滑块沿斜面向上运动时：$\eta = \tan\lambda / \tan(\lambda + \rho)$

注意

由于摩擦角 ρ 不可能为 0，所以滑块向上运动时的效率 η 恒小于 1。

效率与升角的关系

由式（10-3）可知，效率η与螺纹升角λ和摩擦角ρ有关，螺旋线的线数多、升角大，则效率高，反之亦然。

当ρ一定时，对式（10-3）求极值，可得当升角$\lambda \approx 40^\circ$时效率最高。

但是，螺纹升角过大，螺纹制造很困难，而且当$\lambda > 25^\circ$后，效率增长不明显，因此，通常升角不超过25°。

21

- 效率与升角 λ 和摩擦角 ρ 有关，升角越大效率越高
- 对效率表达式关于 λ 求导并令其为 0，可求得效率最大值及对应的升角
- 效率最大时对应的升角约为 40°

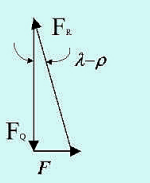
注意

升角太大时螺旋制造困难，且超过 25° 后效率增加不明显，因此一般螺旋升角不超过 25° 。

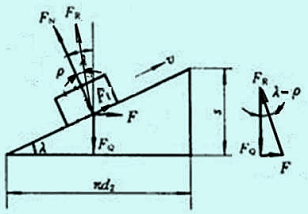
滑块沿斜面向下运动

如图10-5(b)示，当滑块沿斜面等速下滑时，轴向载荷F_Q变为驱动滑块等速下滑的驱动力，F为阻碍滑块下滑的支持力，摩擦力F_f的方向与滑块运动方向相反。由F_R、F和F_Q组成的力多边形封闭图得

$$F = F_Q \tan(\lambda - \rho) \qquad (10\text{-}4)$$



力多边形封闭图
(滑块沿斜面等速下滑)



- 滑块向下运动时，摩擦力方向向上，力的多边形中角度变为 λ - ρ
- 水平力与轴向载荷关系：F = FQ × tan(λ - ρ)
- 此时输入功为 FQ × s，输出功为 F × πd₂

定义

滑块沿斜面向下运动时的效率：η = tan(λ - ρ) / tan λ

螺旋副的自锁

此时，螺母反转一周时的输入功为$W_1=F_Q S$，输出功为$W_2=F\pi d_2$，则螺旋副的效率为

$$\eta' = \frac{W_2}{W_1} = \frac{F_Q \tan(\lambda-\rho)\pi d_2}{F_Q \pi d_2 \tan\lambda} = \frac{\tan(\lambda-\rho)}{\tan\lambda} \qquad (10\text{-}5)$$

当$\lambda \le \rho$时，$\eta \le 0$，说明无论F_Q力多大，滑块（即螺母）都不能运动，这种现象称为螺旋副的自锁。

$\eta \le 0$表明螺旋副处于临界自锁状态。

因此螺旋副的自锁条件是 $\lambda \le \rho$

设计螺旋副时，对要求正反转自由运动的螺旋副，应避免自锁现象，工程中也可以应用螺旋副的自锁特性，如起重螺旋做成自锁螺旋，可以省去制动装置。

23

- 当 λ < ρ 时，效率计算为负值，说明无论轴向载荷 FQ 多大，滑块都不能运动
- 这种现象称为螺旋副的自锁

定义

自锁：无论轴向载荷 FQ 多大，滑块（螺母）都不能运动的现象。

注意

螺旋副的自锁条件：

- 矩形螺纹：λ ≤ ρ（λ 为升角，ρ 为摩擦角）
- 非矩形螺纹：λ ≤ ρ'（ρ' 为当量摩擦角）

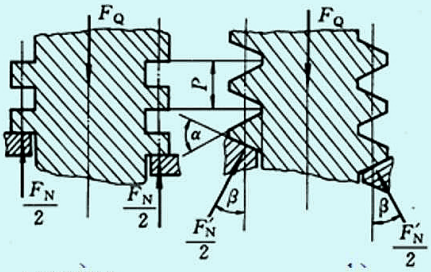
例

千斤顶利用螺旋副的自锁原理工作，是自锁在工程中的典型应用（也属于小型起重装置）。

非矩形螺纹的受力分析

10.2.2 非矩形螺纹副

非矩形螺纹是指牙型角α不等于零的螺纹，包括三角形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹。



(a)矩形螺纹 (b)三角形螺纹

矩形螺纹与三角形螺纹受力分析比较图
(略去螺旋升角的影响)

对矩形螺纹

$$F_f = 2\frac{F_N}{2}f = F_Q f$$

对三角形螺纹

$$F_f' = 2\frac{F_N'}{2}f = F_Q\frac{f}{\cos\beta}$$

25

- 非矩形螺纹牙形角不为 0°，包括三角螺纹、梯形螺纹、锯齿形螺纹
- 非矩形螺纹的螺母与螺杆相对运动，可看作楔形滑块沿楔形斜面运动
- 非矩形螺纹的摩擦力比矩形螺纹大

例

矩形螺纹与非矩形螺纹的摩擦力对比（轴向载荷均为 FQ）：

- 矩形螺纹：摩擦力 = FQ × 摩擦系数
- 非矩形螺纹：摩擦力 = FQ / cos β（β 为牙侧角）

当量摩擦系数与当量摩擦角

非矩形螺纹的螺母与螺杆相对运动时，相当于楔形滑块沿楔形槽的斜面移动。

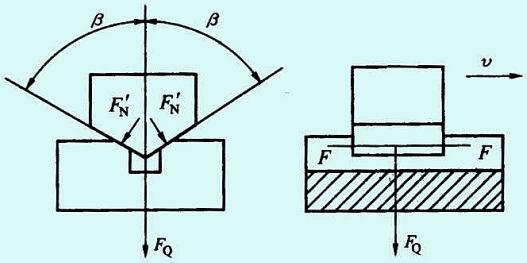


图13-6 斜面当量摩擦系数的计算

引入当量摩擦系数f_v和当量摩擦角ρ_v来考虑非矩形螺纹法向力的增加量，则有

$$f_v = \frac{f}{\cos\beta} = \tan\rho_v$$

26

- 非矩形螺纹中，FQ / cos β 相当于增大了摩擦系数，引入当量摩擦系数 f’ 和当量摩擦角 ρ’

定义

当量摩擦系数 f’ = f / cos β，当量摩擦角 ρ’ = arctan(f’)。其中 f 为摩擦系数，β 为牙侧角。

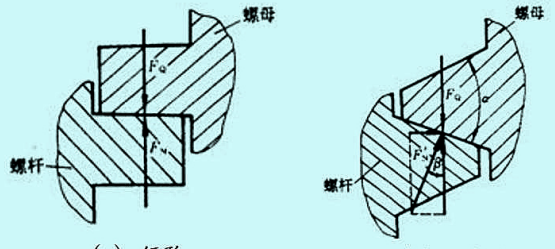
非矩形螺纹的效率与自锁

- 非矩形螺纹的效率分析与矩形螺纹类似，只需将摩擦角 ρ 替换为当量摩擦角 ρ’
- 滑块沿楔形槽向上移动：$\eta = \tan\lambda / \tan(\lambda + \rho')$
- 滑块沿楔形槽向下移动：$\eta = \tan(\lambda - \rho') / \tan\lambda$
- 当 $\lambda < \rho'$ 时，效率为负值，发生自锁

> **注意**
>
> 非矩形螺纹的自锁条件：$\lambda \leqslant \rho'$（λ 为升角，ρ' 为当量摩擦角）。

牙形角对螺纹性能的影响

在相同轴向载荷F_Q作用下，非矩形螺纹的法向力比矩形螺纹大（如图10-7示）。



（a） 矩形　　（b） 三角形

图10-7 不同螺纹副间的受力

牙型角α越大，螺纹效率η越低，自锁性能好。静连接螺纹要求自锁，故多采用牙型角大的三角螺纹。

传动螺纹要求螺旋副的效率η要高，一般采用牙型角较小的梯形螺纹。

28

- 在相同轴向载荷 FQ 作用下，非矩形螺纹的反向力比矩形螺纹大
- 牙形角越大 → β 越大 → cos β 越小 → 当量摩擦系数 f’ 越大 → 当量摩擦角 ρ’ 越大 → 效率越低、越容易自锁

> **注意**
>
> 牙形角大小决定螺纹用途：
> - **牙形角大（如三角螺纹，即普通螺纹）**：自锁性好、效率低，用作**连接螺纹**
> - **牙形角小（如矩形、梯形、锯齿形螺纹）**：效率高，用作**传动螺纹**

> **例**
>
> 选择题中若出现”普通螺纹”，指的就是三角螺纹。三角螺纹自锁性好，用于连接；梯形、锯齿形螺纹效率高，用于传动。

10 月 30 日

螺纹的主要参数回顾

- 螺纹由几何形状沿螺旋线运动形成
- 主要参数：小径、中径、大径、螺距、导程、升角、牙形角、牙侧角
- 公称直径对应的是大径，是螺纹的基本参数

螺纹的自锁与效率（矩形螺纹）

- 基于矩形螺纹进行受力分析，导出效率与自锁条件

- 自锁条件：$\lambda \leqslant \rho$
  - λ：升角
  - ρ：摩擦角

定义

矩形螺纹自锁条件为升角 λ 小于等于摩擦角 ρ，即 $\lambda \leqslant \rho$。

螺纹的自锁与效率（非矩形螺纹）

- 非矩形螺纹可简化为滑块沿楔形槽滑动，分析方法与矩形螺纹类似
- 自锁条件：$\lambda \leqslant \rho v$
  - ρv：当量摩擦角

定义

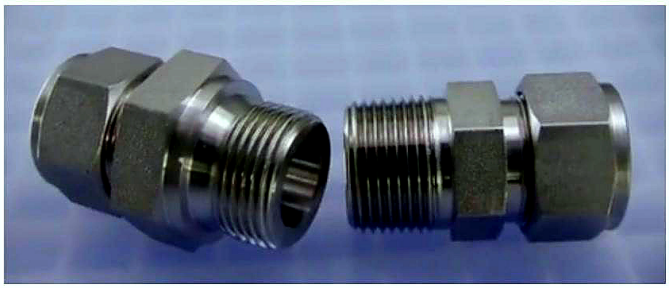
当量摩擦角 ρv 是考虑牙形角影响后的等效摩擦角，用于非矩形螺纹的自锁与效率分析。

- 当量摩擦系数 = 摩擦系数 / $\cos\beta$（对应书中公式 10.7）

注意

矩形螺纹用摩擦角 ρ，非矩形螺纹用当量摩擦角 ρv，两者不可混淆。当量摩擦角与摩擦系数及牙形角有关。

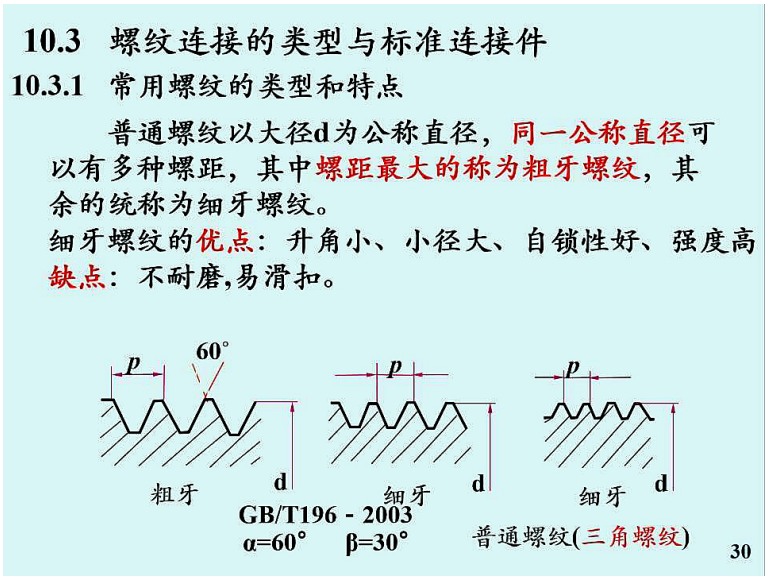
螺纹按牙形分类



螺纹按牙型分类

- 按牙形不同，螺纹可分为：普通螺纹、管螺纹、梯形螺纹、矩形螺纹、锯齿形螺纹
- 前两种主要用于连接，后三种主要用于传动

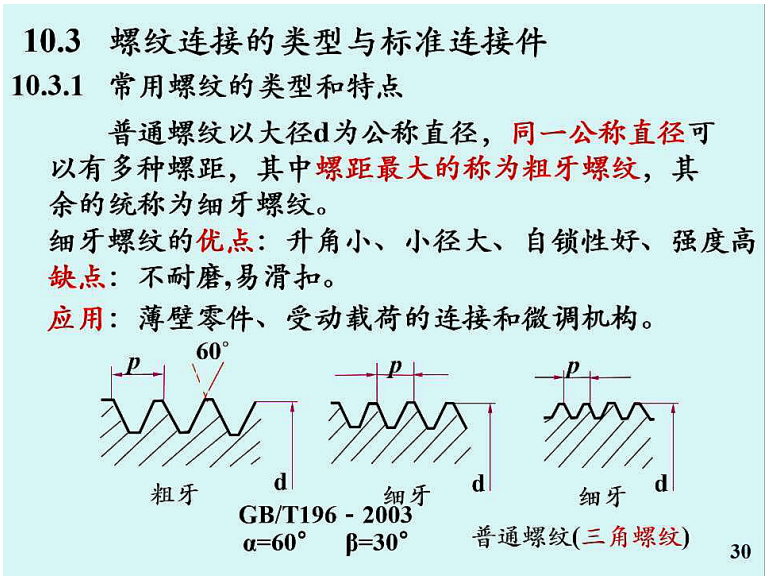
普通螺纹（三角螺纹）



- 又称三角螺纹，书中写作”普通螺纹”，小题目中两者指同一螺纹
- 牙形角 $\alpha = 60^\circ$ ，牙侧角 $= 30^\circ$
- 标准：GB/T 196
- 牙形为等边三角形，内外螺纹旋合后留有径向间隙

> **注意**
>
> 题目中出现”普通螺纹”时，要意识到它指的就是三角螺纹，牙形角为 60° 。

粗牙螺纹与细牙螺纹



- 针对同一公称直径（大径），可有多种螺距
- 螺距最大的称为粗牙螺纹，其余螺距均称为细牙螺纹
- 例：公称直径 16 对应螺距 2、1.5、1，其中螺距 2 为粗牙，1.5 和 1 为细牙

> **例**
>
> 公称直径 16 的螺纹，螺距有 2、1.5、1 三种。螺距 2 为粗牙螺纹，螺距 1.5 和 1 均为细牙螺纹。

- 螺距大 → 中径小、小径小；螺距小 → 中径大、小径大
- 升角 λ = P / (π · d2)，其中 d2 为中径

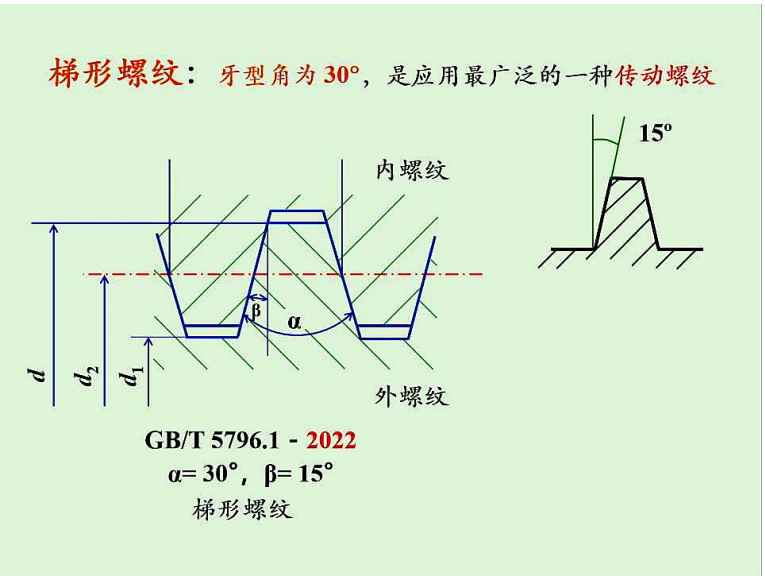
细牙螺纹的特点

- 螺距小、中径大 → 升角 λ 小
- 升角小 → 更容易满足自锁条件（λ ≤ ρv）→ **自锁性好**

> 注意
>
> 细牙螺纹升角小、自锁性好，但**不耐磨、易滑扣**。不要死记结论，要从 λ = P/(π · d2) 理解：螺距小且中径大，故升角小。

- 应用场合：薄壁零件、受动载荷的连接、微动机构

梯形螺纹



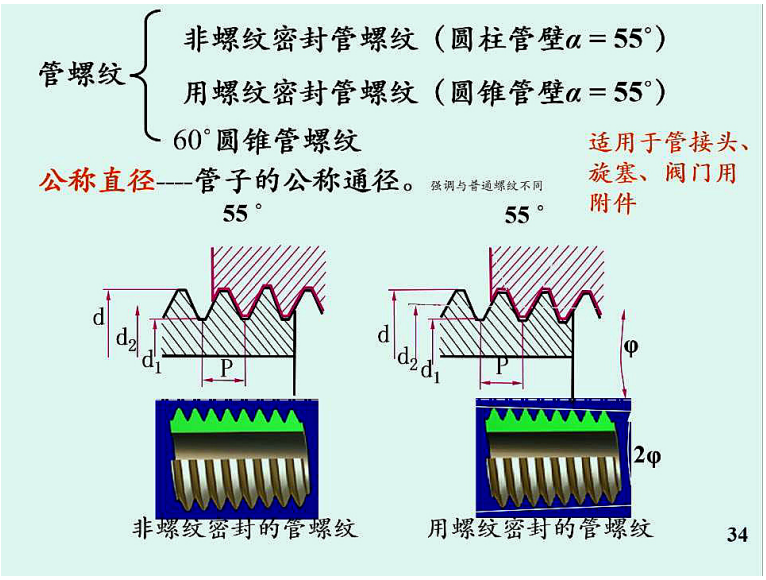
- 牙形角 = 30° ，牙侧角 = 15°
- 标准：GB/T 5796.1、5796.2
- 牙形为等腰梯形，牙根有较大圆角
- 牙形角小 → 效率高，作为传动螺纹效率较高

锯齿形螺纹

- 牙形角 = 33° ，牙侧角一边 3° 、一边 30°
- 牙形为不等腰梯形，用于传动
- 3° 侧面（工作面）承受载荷
- 30° 侧面用于增加牙根强度
- 适用于**单向受载**的传动螺纹

> 注意
>
> 锯齿形螺纹是不对称牙形：3° 侧承受载荷，30° 侧增加牙根强度。梯形螺纹和三角螺纹的牙侧两边是对称的，锯齿形螺纹不对称。

管螺纹



- 公称直径是**管子的公称通径**，与普通螺纹的公称直径（大径）不同
- 应用场合：管接头、螺旋塞、阀门等附件
- 分类：
  - 非螺纹密封管螺纹：圆柱管壁，$\alpha = 55^\circ$
  - 螺纹密封管螺纹：圆锥管壁，$\alpha = 55^\circ$
  - 60° 圆锥管螺纹

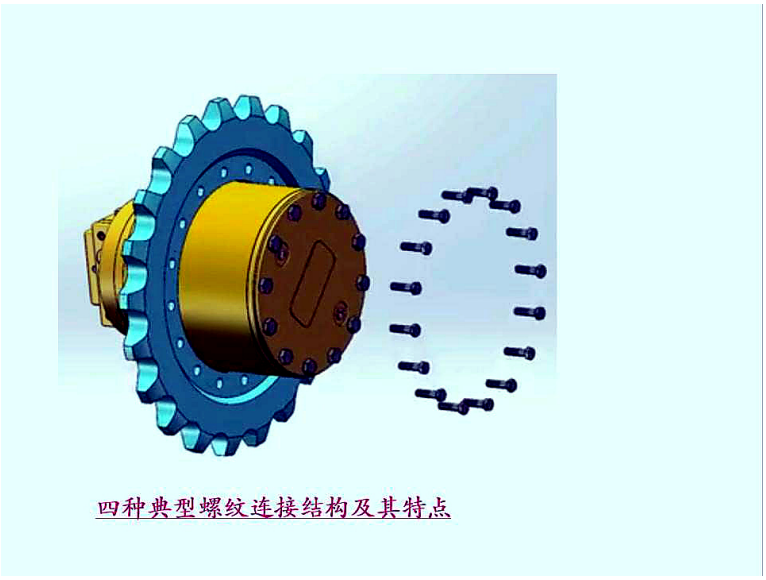
> **注意**
>
> 管螺纹的公称直径指管子公称通径，而非螺纹大径，这是与普通螺纹的重要区别。

矩形螺纹

- 牙形为正方形，牙形角 $= 0^\circ$
- 牙形较长
- **至今没有标准化**，其他螺纹均已标准化

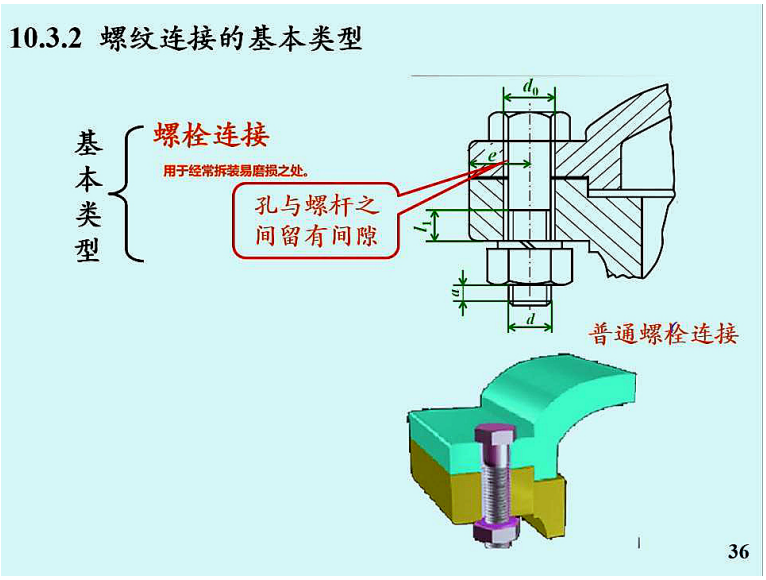
> **注意**
>
> 矩形螺纹是唯一尚未标准化的螺纹，考试中常作为易错点考查。

螺纹连接的基本类型



- 主要类型：螺栓连接、螺钉连接、双头螺柱连接、紧定螺钉连接

螺栓连接（普通螺栓连接）

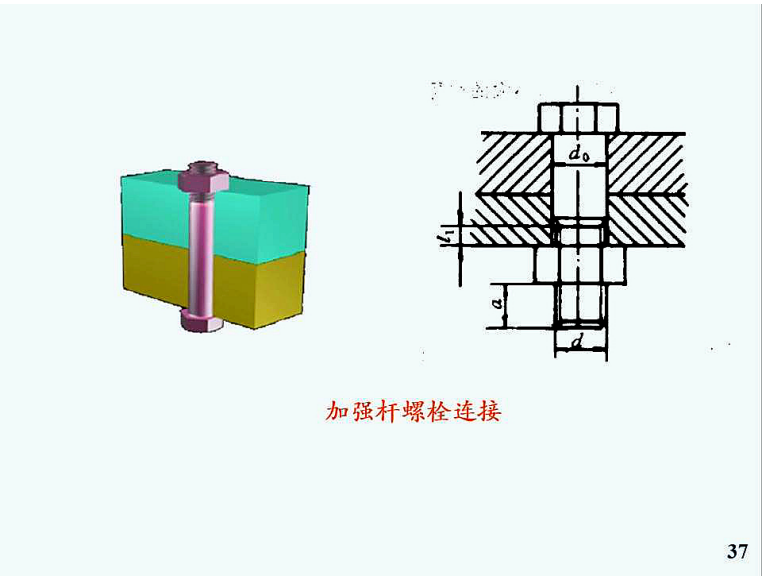


- 被连接件上加工通孔
- 孔与螺杆之间留有间隙，两者公称直径不同（如杆 Φ10、孔 Φ11）

> **注意**
>
> 普通螺栓连接的孔与螺杆之间有间隙，是”直接有间隙”，不是”间隙配合”。间隙配合是在同一公称直径下实现的配合，而这里孔与杆的公称直径本身不同。

- 有螺母、垫片，螺栓为外螺纹，螺母为内螺纹，内外螺纹旋合连接

螺栓连接（铰制孔螺栓连接 / 加强杆螺栓连接）



- 最新标准中称为**加强杆螺栓连接**（旧称铰制孔螺栓连接）
- 被连接件上加工**通孔**
- 孔与螺杆之间采用**基孔制的过渡配合或过盈配合**
- 孔与螺杆为同一公称直径，配合较紧

注意

普通螺栓连接与加强杆螺栓连接的最大区别：

- 普通螺栓：孔与杆有间隙，公称直径不同（图中两条线）
- 加强杆螺栓：孔与杆为过渡/过盈配合，同一公称直径（图中一条线）
- 两者受力分析也因此不同

螺钉连接与双头螺柱连接

- 两个被连接件中，**一个为通孔，一个为螺纹孔**
- 通孔侧被连接件较薄，螺纹孔侧被连接件较厚（如箱体等无法加工通孔的厚壁件）

注意

螺栓连接的两个被连接件均为通孔；螺钉连接和双头螺柱连接中，一个为通孔（薄件）、一个为螺纹孔（厚件）。厚壁件无法加工通孔，故加工螺纹孔。

螺纹的制图表征

- 螺纹孔：内部为粗实线，外部为细实线
- 螺栓（外螺纹杆件）：外部为粗实线，内部为细实线
- 外螺纹与内螺纹配合时，配合部分外螺纹画粗实线、内螺纹画细实线
- 螺纹孔加工时先钻底孔，再加工螺纹

注意

螺纹孔与螺栓的粗实线/细实线方向相反，制图时容易混淆。螺纹孔是”内粗外细”，螺栓是”外粗内细”。

螺栓连接

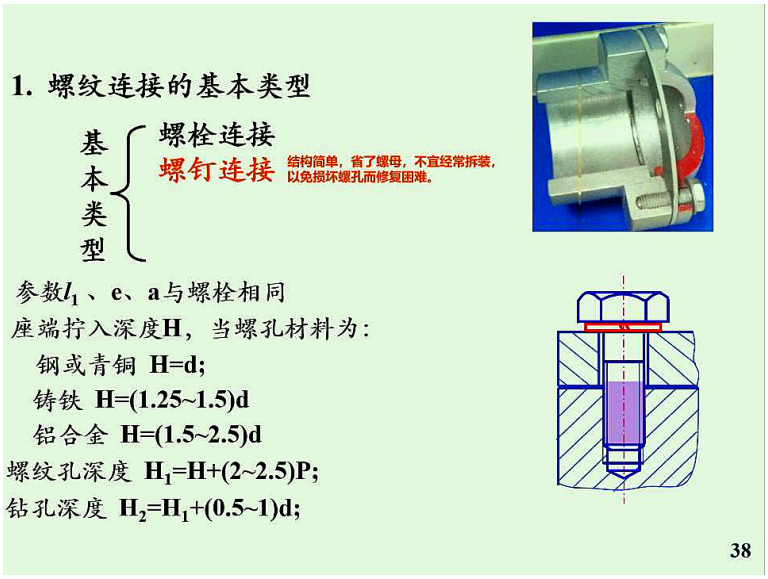
- 两个被连接件均较薄，都加工成通孔

- 通孔直径一般比螺栓杆直径大，属于有间隙的普通螺栓连接
- 由连接件一、连接件二、螺栓、螺母、垫圈组成
- 装配顺序：对准通孔 → 插入螺栓 → 套上垫圈 → 按规定拧紧螺母
- 垫圈为防松垫片，其开口呈斜向，一般为左高右低，拧紧时注意倾斜方向

例

减速器中的轴承座连接螺栓、箱盖与箱座连接螺栓，因连接处板件较薄，均采用普通螺栓连接。

螺钉连接

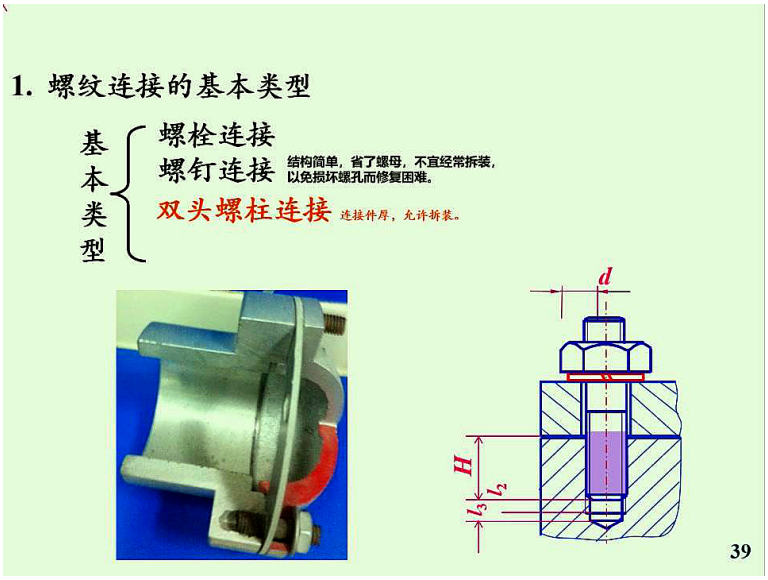


- 适用于一个被连接件较厚、只能加工螺纹孔的场合
- 由连接件一、连接件二、螺钉、垫圈组成
- 较厚的连接件二上加工螺纹孔，较薄的连接件一上加工通孔
- 螺钉从通孔处插入，旋入螺纹孔内，旋紧力矩需符合技术要求
- 不需要螺母，结构更简单紧凑
- 拆装时易对螺纹造成破坏，适用于不频繁拆卸的场合

注意

螺钉连接与螺栓连接的最大区别：螺栓连接两个被连接件都较薄、都打通孔；螺钉连接其中一个被连接件较厚、只能加工螺纹孔。

双头螺柱连接



- 双头螺柱两端都有螺纹，中间部分无螺纹（也有做成全螺纹的）
- 由连接件一、连接件二、双头螺柱、螺母、垫圈组成
- 连接件一加工通孔，连接件二加工螺纹孔
- 装配：双头螺柱从通孔处插入旋入螺纹孔 → 套上垫圈 → 拧上螺母
- 拆卸时只需旋下螺母即可分开两个连接件，可避免频繁拆卸导致的螺纹孔损坏
- 适用于一个允许打螺纹孔且需要频繁拆卸的场合

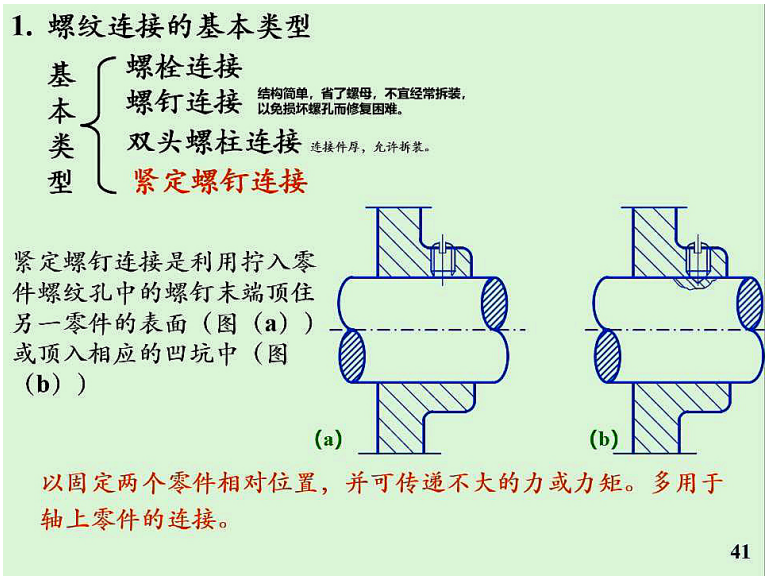
例

气缸的缸体与缸盖连接：缸体较厚，缸盖较薄，需经常检查缸内情况，故采用双头螺柱连接。拧开螺母后即可掀开缸盖检查。节温器中也常使用。

注意

螺钉连接与双头螺柱连接的区别：螺钉连接不经常拆装，双头螺柱连接允许多次拆装。

紧定螺钉



- 用于轴上零件与轴的固定，确定相对位置
- 一般尺寸较小，不能传递较大的力和力矩
- 两种固定结构：
  - 螺钉末端直接顶住轴表面
  - 轴上加工小凹坑，螺钉末端嵌入凹坑中

定义

紧定螺钉：一种用于固定轴上零件相对位置的小型螺钉，通过拧入螺纹孔并顶住或嵌入轴面来实现固定。

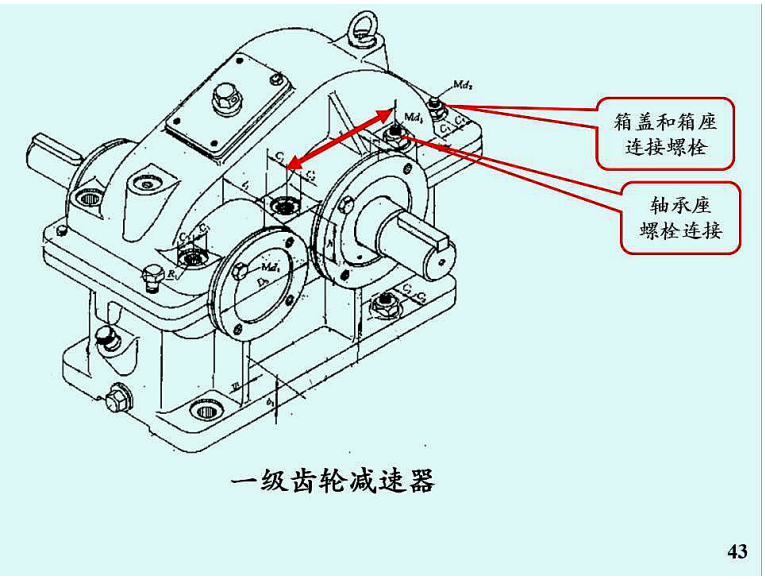
自攻螺钉连接

- 连接件一开安装通孔，连接件二预制自攻螺纹底孔
- 自攻螺钉直接在底孔中攻出相匹配的内螺纹并拧紧
- 内螺纹由自攻螺钉攻出，螺纹配合为过盈配合
- 连接过程简单高效，但受限于自攻能力，仅适用于连接强度要求不高的产品

例

常用于木材等软质材料，无需预先加工螺纹孔，直接用自攻螺钉旋入即可。

减速器中的螺纹连接应用



- 减速器箱体分为上箱体和下箱体，便于装配内部零件
- 轴承座连接螺栓：轴承座处用普通螺栓连接（板件较薄，可打通孔），螺栓相对较长
- 箱盖与箱座连接螺栓：上、下箱体连接处板件较薄，用普通螺栓连接
- 轴承端盖与箱体连接：端盖较薄加工通孔，箱体较厚加工螺纹孔，用螺钉连接（一般 M16，具体尺寸视轴承盖大小而定）

定义

轴承座：箱体上用于安放轴承外圈的孔座，轴承外圈放入其中起支撑作用。

吊环螺钉

- 用于起吊上箱体
- 箱体上加工螺纹孔，吊环螺钉拧入其中，利用其环状结构起吊

- 起吊整个减速器时，应从箱体两侧铸造的耳子处起吊，而非吊环螺钉处

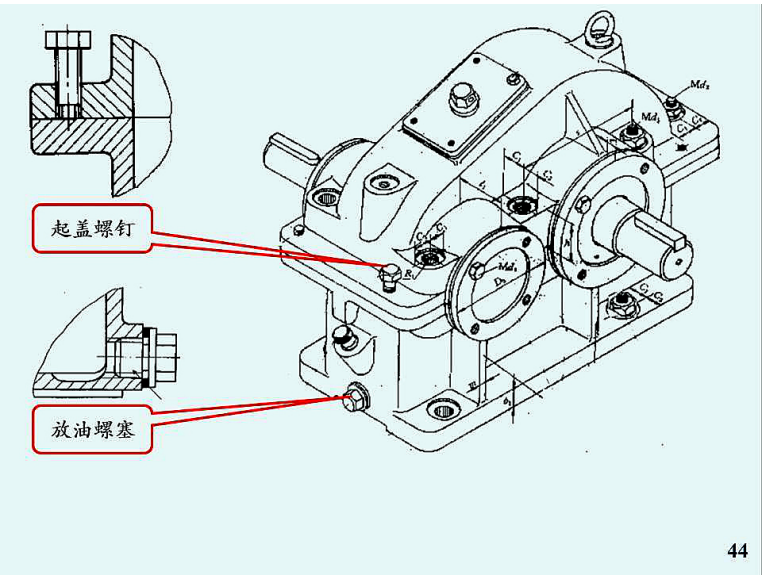
> **注意**
>
> 吊环螺钉只用于起吊上箱体。起吊整个减速器时，若从吊环螺钉处起吊，因内部零件重量大且箱体为分型结构，可能垮塌，应从两侧铸造耳子处起吊。

地脚螺栓

- 用于将整个减速器固定在地面上
- 减速器运转时齿轮传动会产生震动和噪音，震动过大会影响传动，故需固定

> **例**
>
> 生活中桌子等设备用螺栓固定在地面，即为地脚螺栓的应用。

放油螺塞（油塞）



- 齿轮润滑多采用油润滑，箱体内有润滑油，大齿轮浸入油中并将油带到啮合区
- 润滑油需定期更换，故箱体底部设放油螺塞
- 箱体上加工的是通孔螺纹孔（必须贯通，不能堵住）
- 油塞螺纹部分不能太少，否则连接不紧密、不充分
- 箱体壁厚较薄，在油塞位置需将壁厚加厚，加厚量与油塞大小有关

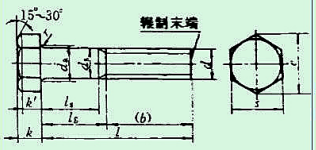
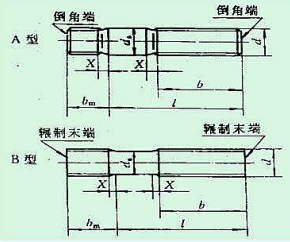
> **注意**
>
> 箱体上放油孔必须是通孔，若只加工一部分则油无法放出。油塞螺纹长度需足够，仅与壁厚相当会导致连接不紧密。

起盖螺钉

- 减速器上下箱体用普通螺纹连接，但上箱体需掀开或移动时，若螺栓拧得过紧则难以分离
- 起盖螺钉只与上箱体用螺纹连接，通过旋入顶起上箱体，相当于”起子”的作用
- 属于减速器中螺纹连接的特殊应用位置，课设时需自行设计

六角头螺栓

2. 标准螺纹连接件 表10.3 常用标准螺纹连接件

类型	图例	结构特点和应用
六角头螺栓		种类很多，应用最广，精度分为A、B、C三级，A级精度最高，C级精度最低。通用机械制造中多用C级（左图），A级用于装配精度高、振动冲击较大或承受变载荷的重要连接。螺栓杆部可制出一段螺纹或全螺纹，螺纹可用粗牙或细牙（A、B级）
双头螺柱		螺柱两端都制有螺纹，两端螺纹可相同或不同，螺柱可带退刀槽或制成腰杆，也可制成全螺纹的螺柱。螺柱的一端常用于旋入铸铁或有色金属的螺纹孔中，旋入后即不拆卸，另一端则用于安装螺母以固定其它零件

50

- 主要用于普通螺纹连接，有时也用于螺钉连接（此时称螺钉连接）
- 螺栓杆可制出一段螺纹或全螺纹；全螺纹较浪费，普通螺栓连接真正与螺母配合的只是下部一段
- 螺纹可为粗牙或细牙

双头螺柱

- 两端都制有螺纹

螺钉

- 头部形式多样：圆头、扁圆头、六角头、圆柱头、沉头
- 紧定螺钉末端形状：锥端、平端或圆柱端，取决于与轴上零件的固定位置

自攻螺钉

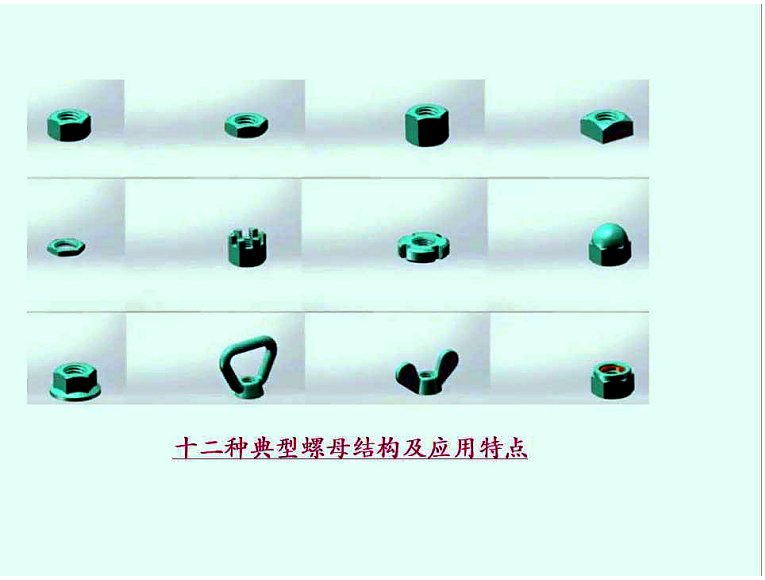
定义

自攻螺钉在被连接件中不需预先制出螺纹，连接时利用螺钉直接攻出螺纹。

螺母的类型

- **薄螺母**：用于防松和预紧场合
- **双螺母（对顶螺母）**：可用于防松
- **厚螺母**：用于经常拆装的场合
- **扁螺母**：用于受切向力为主或结构尺寸要求紧凑的场合
- **圆螺母**：有槽，常与止退垫片（带翅垫片）配合使用

12 种典型螺母的结构及应用特点



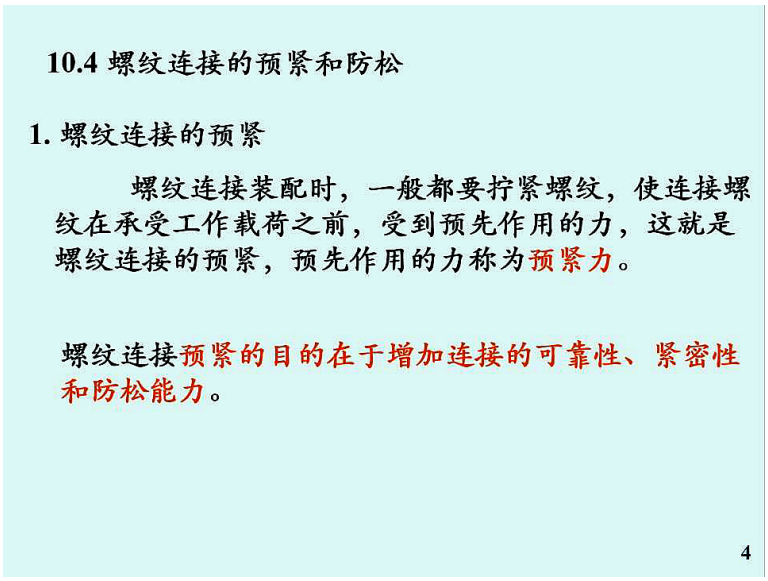
- **普通六角螺母**：易于加工、成本低、适用范围广，6 个面，用作副螺母起锁紧作用
- **六角厚螺母**：用于经常拆卸的场合
- **方螺母**：扳手卡住不易打滑，但强度较低，用于粗糙简单结构
- **六角刻柄细牙螺母**：体积小，适用于空间受限、结构紧凑场合，但不能承受较大轴向载荷
- **六角开槽螺母**：常用于振动变载工况，与防松相关
- **圆螺母**：常用于直径较大的连接场合（如锁紧滚动轴承），需用月牙扳手拆装
- **带形螺母**：用于端部螺纹需罩盖处，可防水防锈并使外观更美观
- **六角法兰面螺母**：接触面大，不需额外垫片，装配方便，防松性能好；带齿法兰面螺母防松效果优秀，用于防松要求较高场合
- **环形螺母**：一般不用工具或借用简单工具拆装，用于需经常拆装且受力不大的场合
- **蝶形螺母**：两个对称片如蝴蝶翅膀，可徒手施加扭矩拆装，规格较小
- **带非金属嵌件螺母**：嵌件由尼龙材料制成，拧紧时起防松作用，防松性能好，常用于注塑机等设备

螺纹标准件的标记



- 不同标准对应标记有所不同
- 例：GB/T 5782 六角头螺栓，D 表示公称直径（大径），m12、长度 80、性能等级 8.8、表面氧化、产品等级 A 级
- 细牙螺纹需标注螺距：如 m12×1.5，其中 1.5 为螺距；最大螺距（标准中最大）不用标出
- 六角螺母用 GB/T 6170 标准
- 加强杆螺栓连接（最新标准，原称铰制孔螺栓连接）：杆与孔有配合，杆按 m6 制造，m6 为公差带/公差等级，有上偏差和下偏差

预紧



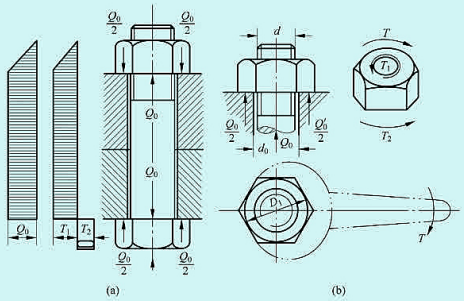
定义

预紧力：螺纹连接在承受工作载荷之前，预先拧紧使连接受到的预先作用力。

- 预紧的目的：增加连接的可靠性、紧密性，并具有一定的防松能力
- 冲击、震动、受热等可能使预紧力突然消失，导致连接不紧密

拧紧力矩

如图所示，在拧紧螺母时，需要克服螺纹副相对扭转的阻力矩T_1和螺母与支承面之间的摩擦阻力矩T_2，即拧紧力矩$T=T_1+T_2$。



拧紧螺母时的力矩计算

5

- 拧紧时需克服两个力矩：
  - t1：螺纹副相对扭转的阻力矩
  - t2：螺母与支撑面之间的摩擦阻力矩
- 拧紧力矩由 t1 和 t2 两部分组成
- 近似公式与预紧力 Q0、屈服强度、危险截面积（对应小径）有关

预紧力的控制方法

预紧力控制方法：

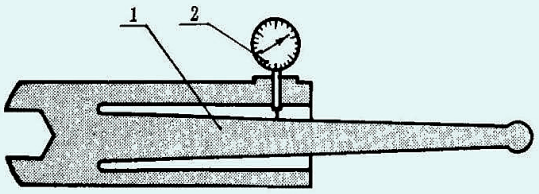
1)凭手感经验；

2)测力矩扳手；

3)定力矩扳手；

7

测力矩扳手的工作原理是根据扳手上的弹性元件1，在拧紧力的作用下所产生的弹性变形来指示拧紧力矩的大小。为方便计量，可将指示刻度2 直接以力矩值标出。



测力矩扳手

8

- 凭手感：最常用但不够准确
- 测力矩扳手：带仪表盘显示力矩大小，拧紧过程中可实时读数
- 定力矩扳手：拧紧力矩超过设定值时，弹簧被压紧，卡盘与圆柱销之间打滑，继续转动手柄卡盘不再转动

防松

2. 螺纹连接的防松

连接用三角形螺纹都具有自锁性，在静载荷和工作温度变化不大时，不会自动松脱。但在冲击、振动和变载条件下，预紧力可能在某一瞬时消失，连接仍有可能松动而失效。高温下的连接螺栓，由于温度变形差异等，也可能发生松脱现象（如高压锅），因此设计时必须考虑防松，即防止相对转动。

防松----防止螺旋副相对转动

防松的方法，按其工作原理可分为摩擦防松、机械防松以及不可拆防松等。

- 摩擦防松的形式很多，也简单方便。它是通过加大轴向力使螺纹间摩擦力增加而实现防松。
- 机械防松较为可靠，用于一些重要的连接，例如在机器内部的不易检查的连接等，应当采用机械防松。
- 不可拆防松包括点冲防松、焊接防松和粘结防松等

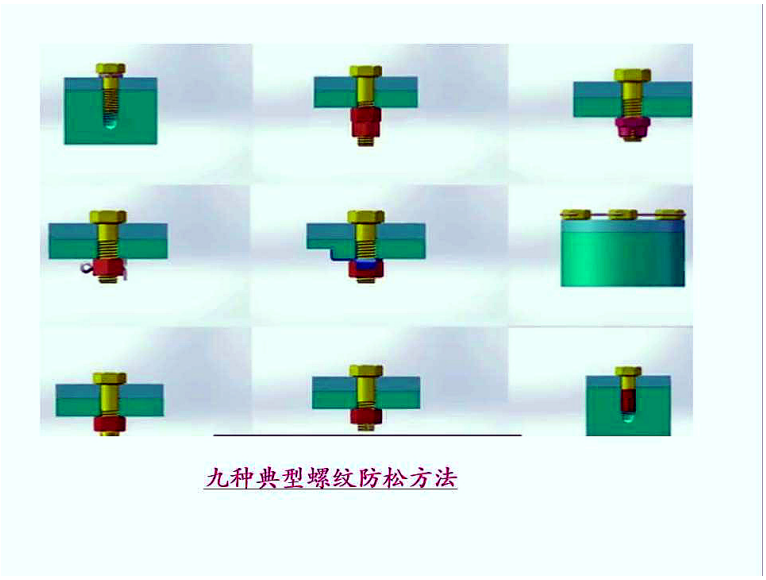
10

定义

防松的目的：防止螺旋副（内外螺纹构成）的相对运动，以保证连接的紧密性和可靠性。

- 防松的触发条件：冲击、震动、变载荷，或高温下预紧力突然消失
- 防松方法分类：摩擦防松、机械防松、不可拆防松
- 重点理解摩擦防松和机械防松

摩擦防松



- 通过摩擦力实现防松
- **对顶螺母（双螺母）**：两个螺母一起使用，拧紧时两螺母之间产生压力，从而产生摩擦力实现防松；结构简单，适用于平稳低速场合
  - 类比：自行车坐板与机架之间用两个螺母可显著减少松动
- **弹性圈螺母**：在螺纹旋入处嵌入尼龙或纤维等非金属件，起防松作用（与带非金属嵌件螺母原理相同）

例

自行车坐板与机架之间为螺纹连接，若只配一个螺母，颠簸时易松动；改用两个螺母（对顶螺母）后松动可能性明显减小。

注意

弹性圈螺母的防松原理与带非金属嵌件螺母相同，都是在螺纹旋入处嵌入尼龙或纤维等非金属材料，而非依靠金属弹性。

防松的引入：水龙头与生料带

- 水龙头（螺栓）与墙体（螺母）配合，缠白色生料带（尼龙或纤维薄带）后不易漏水
- 生料带在机械中起到**防松**作用，使螺栓与螺母配合更紧
- 引出弹性圈螺母、弹簧垫圈等防松元件

弹簧垫圈防松

- 弹簧垫圈不是完全闭合的环形，首尾有开口，且上下有段距离
- 装配时先垫到接触面，拧紧螺母时把垫圈压平
- 靠垫圈压平产生的**弹性反力**使旋合螺纹间被压紧
- 结构简单、使用方便，但弹力不均匀，防松效果较差，用于不太重要的场合

例

弹簧垫圈防松法：在螺栓头或螺母与被连接件结合面之间加入弹簧垫圈，依靠被压平后始终存在的弹力起防松作用。

自锁螺母防松

- 螺母一端制成非圆形收口或开口（径向收口）
- 拧紧后收口涨开，利用收口弹力使旋合螺纹间压紧
- 结构简单、防松可靠、可多次装拆，可用于较重要的连接

定义

自锁螺母：一端具有非圆形收口或开口收口的螺母，旋入外螺纹后收口被撑开，对外螺纹施加径向弹力实现防松。

摩擦防松与机械防松的区分

- 摩擦防松：靠摩擦力防松（弹簧垫圈、双螺母、自锁螺母等）
- 机械防松：靠机械结构防松（开口销、止动垫片、串联钢丝等）
- 考试常给图要求判断属于摩擦防松还是机械防松，需重点区分

注意

开口销、止动垫片等属于**机械防松**，不能归入摩擦防松。判断时看是否依靠机械结构（销、垫片折边、钢丝）实现制约。

开口销与六角开槽螺母防松

- 六角开槽螺母有槽，螺栓尾部加工出小孔
- 拧紧后，开口销穿过螺栓尾部小孔和螺母的槽
- 将开口销尾部掰开折 90 度，与螺母侧边镶紧
- 属于机械防松，防松可靠性高，但使用不便，适用于防松要求高、单件或小批量场合

注意

开口销销孔需要在螺母拧紧后**配钻**，属于机械防松，不是摩擦防松。

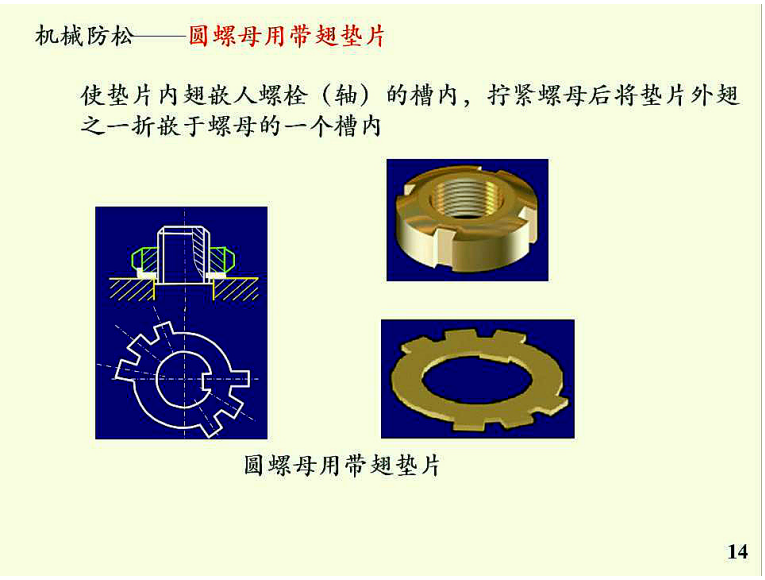
止动垫片（双耳止动垫圈）防松

- 垫片垫到被连接件位置，两侧有突出的”耳”
- 螺栓拧紧后，将垫片两侧折 90 度：一侧贴紧螺栓头，一侧贴紧被连接件（或螺母边）
- 通过机械结构实现防松，防松可靠，但结构复杂、空间要求高、装配繁琐
- 适用于防松要求高、有容纳空间且小批量使用的场合

例

双耳止动垫圈防松法：利用止动垫圈的两个耳分别与螺栓头（或螺母）和连接件贴紧来实现防松。

圆螺母与带齿垫片防松



- 垫片有外翅（凸出部分）和内齿（内翅）
- 拧紧螺母后，外翅折 90 度嵌入螺母的槽内
- 内齿（内翅）嵌入螺栓（或轴）上的槽内
- 内外同时折入槽中，使结构更紧密，实现防松

定义

圆螺母与带齿垫片：垫片内翅嵌入螺栓（或轴）槽内，拧紧螺母后外翅折嵌入螺母内槽，实现机械防松。

串联钢丝防松

- 螺栓/螺钉常成组使用（如轴承盖螺栓 6 个或 4 个均布）
- 在螺钉头中穿孔，用钢丝将各螺钉头串联在一起
- 各螺钉相互制约，实现防松
- 防松可靠，适用于螺栓组防松

注意

钢丝穿绕方向与螺纹旋向有关：右旋螺纹对应特定的钢丝穿绕方向。

破坏性防松：冲点、焊接、铆接、粘接

- **冲点**：拧紧后用冲点破坏螺纹（螺牙），实现防松，防松可靠，适用于防松要求高、不需拆卸的场合
- **焊接**：将螺母与被连接件（或螺栓与螺母）焊接在一起，**不可拆**
- **铆接**：拧紧后将螺栓杆末端外部铆死，适用于低强度螺栓且不需拆卸的场合
- **粘接**：在螺纹处涂粘接剂，靠固化作用固定内外螺纹，使用简单、成本低廉，但防松性能与粘接剂性能有关

注意

焊接、铆接、粘接均为**不可拆**的破坏性防松方法，与摩擦防松、机械防松不同。

双螺母防松

- 在原单螺母基础上增加一个锁紧螺母，两个螺母对顶拧紧、互相压迫
- 结构简单、使用方便，主要用于低速重载和载荷平稳的场合

螺纹连接强度计算概述

10.5 螺栓连接的强度计算

螺栓连接通常是成组使用的，称为螺栓组。在进行螺栓组的设计计算时，首先要确定螺栓的数目和布置，再进行螺栓受载分析，从螺栓组中找出受载最大的螺栓，计算该螺栓所受的载荷，螺栓组的强度计算，实际上是计算螺栓组中受载最大的单个螺栓的强度。

由于螺纹连接件已经标准化，各部分结构尺寸是根据等强度原则及经验确定的，所以，螺栓连接的设计只需根据强度理论进行计算确定其螺纹直径即可，其它部分尺寸可查标准选用。

21

- 螺纹连接类型：螺栓连接、螺钉连接、双头螺柱连接、紧定螺钉、自攻螺钉等
- 以螺栓连接为代表进行强度计算
- 螺栓连接常成组使用（如轴承盖螺钉均布），设计思路是先找到受载最大的螺栓，再进行强度计算
- 螺纹连接件已标准化，结构尺寸按等强度原则和经验确定
- 设计时先根据强度确定螺纹小径，再按标准确定螺纹规格

定义

螺栓连接强度计算：先确定受载最大的螺栓，根据强度确定螺纹小径 d_1 ，再按标准选取螺纹规格。

螺栓连接的失效形式

1. 螺栓连接的失效形式和设计准则

螺栓连接中的单个螺栓受力分为轴向载荷（受拉螺栓）和横向载荷（受剪螺栓）两种。

受拉力作用的普通螺栓连接，其主要失效形式是螺纹部分的塑性变形或断裂，经常装拆时也会因磨损而发生滑扣，其设计准则是保证螺栓的静力或者疲劳拉伸强度；

受剪切作用的加强螺栓连接，因此其主要失效形式是螺杆被剪断，螺杆或者被连接件的孔壁被压溃，故其设计准则为：保证螺栓被连接件具有足够的剪切强度和挤压强度。

22

- 普通螺栓连接：受拉力，失效形式为塑性变形、断裂，经常拆卸还可能滑扣
  - 用静力或疲劳拉伸强度进行设计或校核
- 铰制孔螺栓连接：螺栓杆与孔为过盈或过渡配合，受剪切力
  - 失效形式为螺栓杆被剪断，或螺杆/被连接件孔壁被压溃

- 需校核剪切强度和挤压强度

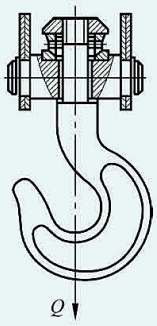
> **注意**
>
> 普通螺栓受拉力（拉伸），铰制孔螺栓受剪切力（剪切 + 挤压），失效形式不同，强度计算内容也不同。

松螺栓连接强度计算

2. 受轴向载荷的螺栓连接

1）松螺栓连接

松螺栓连接装配时不需要拧紧螺母，在承受工作载荷之前，螺栓不受力。如图所示，起重吊钩的螺栓连接就是典型的松螺栓连接。当承受工作载荷Q时，螺栓杆受拉，其强度条件为



$$\sigma = \frac{Q}{\pi d_1^2 / 4} \le [\sigma] \quad \text{N/mm}^2$$

23

- 装配时不需要拧紧螺母，无预紧力（如起吊装置的吊钩螺栓，拧紧会影响滑轮运转）
- 受轴向工作载荷 F，危险截面为螺纹小径处
- 强度计算为拉伸应力：

> **定义**
>
> 松螺栓连接强度：$\sigma = F / (\pi d_1{}^2/4)$，其中 d_1 为螺纹小径，F 为轴向工作载荷。

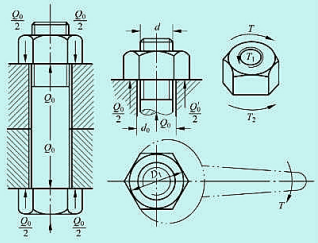
紧螺栓连接强度计算（只受预紧力）

2）紧螺栓连接

（1）只受预紧力的紧螺栓连接

如图所示，紧螺栓连接装配时需要将螺母拧紧，在拧紧力矩作用下，螺栓受到预紧力产生的拉应力作用同时还受到螺纹副中摩擦阻力矩T_1所产生的剪切应力作用，即螺栓处于弯扭组合变形状态。

为了简化计算，对M10 ~ M68的钢制普通螺栓，只按拉伸强度计算，并将所受拉力增大30%来考虑剪切应力的影响。



24

- 有预紧力 F_0 ，拧紧力矩作用下螺栓受拉应力
- 螺纹副摩擦阻力矩同时产生剪切应力

- 螺栓处于拉应力 + 剪应力的组合应力（弯扭组合变形）状态
- 用第三或第四强度理论进行强度计算

注意

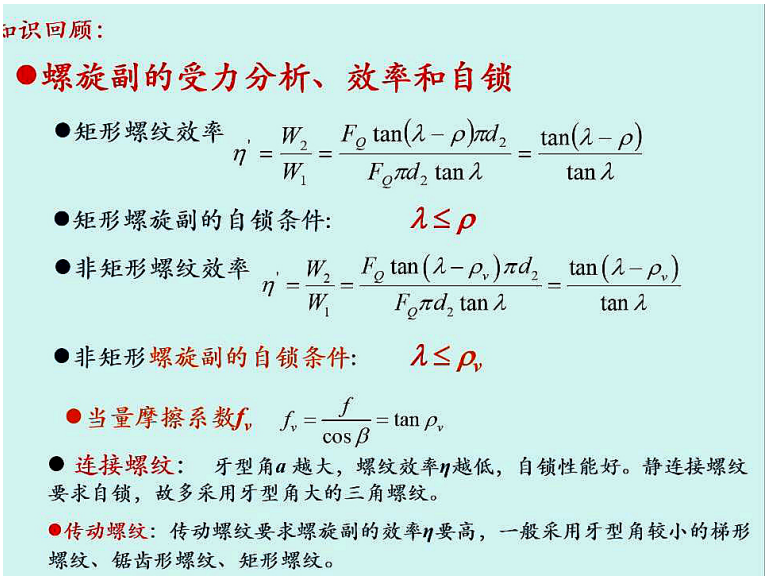
紧螺栓连接在预紧力作用下同时受拉应力和剪应力，是组合应力状态，不能只按拉伸计算。

定义

紧螺栓连接强度计算：用第四强度理论综合拉应力与剪应力，工程上按拉伸强度将预紧力增加 30% 来考虑剪切应力影响，即计算应力 $\sigma = 1.3F_0 / (\pi d_1^2/4)$。

11 月 05 日

螺纹连接回顾：矩形螺纹与非矩形螺纹的自锁



- 矩形螺纹的自锁条件：λ ⩽ ρ（λ 为螺纹升角，ρ 为摩擦角）
- 非矩形螺纹的自锁条件：λ ⩽ ρv（ρv 为当量摩擦角）
- 当量摩擦角与当量摩擦系数相关，当量摩擦系数 fv = f / cos β，其中 β 为牙侧角
- 牙侧角是螺纹的基本参数之一

定义

当量摩擦角 ρv：将非矩形螺纹的摩擦问题等效为矩形螺纹处理时引入的摩擦角，其对应的当量摩擦系数 fv = f / cos β，β 为牙侧角。

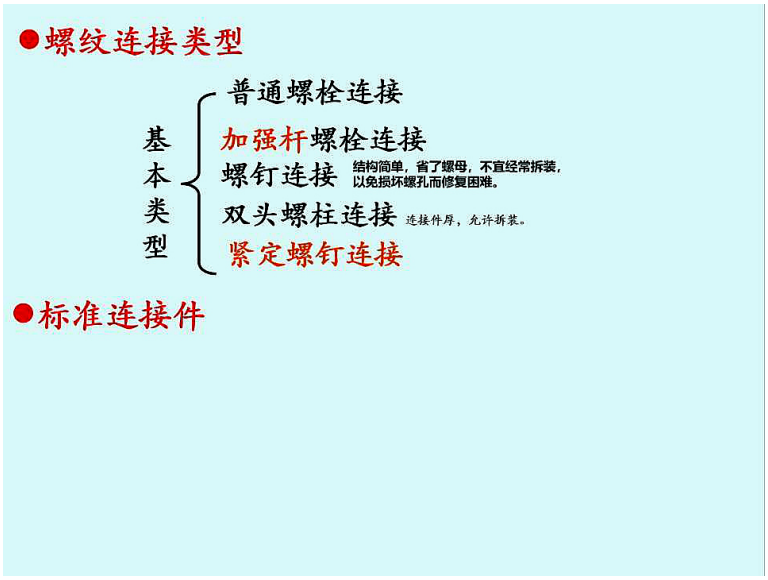
连接螺纹与传动螺纹

- **连接螺纹**：主要考虑自锁，采用牙形角较大的螺纹，如三角螺纹（普通螺纹）
- **传动螺纹**：主要考虑效率，包括矩形螺纹、梯形螺纹、锯齿形螺纹

注意

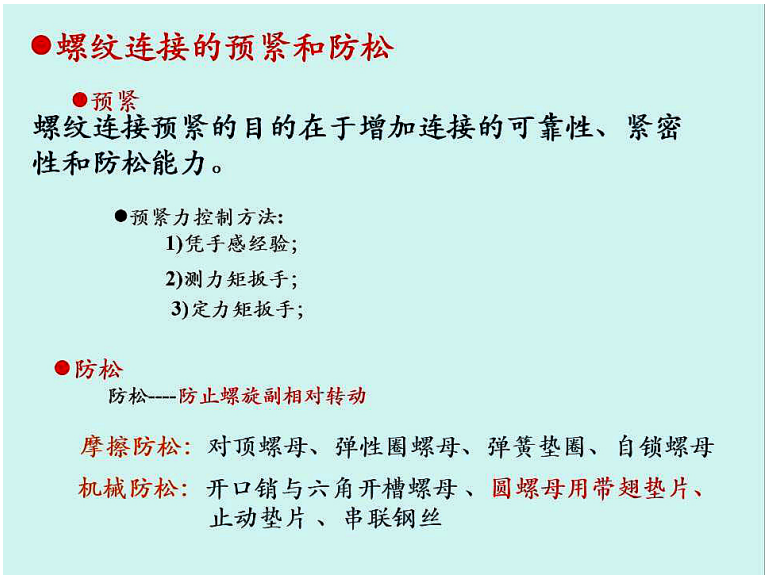
连接螺纹与传动螺纹的选择依据不同：连接螺纹重自锁（牙形角大），传动螺纹重效率（牙形角小）。不要混淆两者的选用场合。

螺纹连接的类型



- 螺栓连接：普通螺栓连接、铰制孔（加强杆）螺栓连接
- 螺钉连接：其中一个被连接件较厚，不能加工通孔
- 双头螺柱连接：其中一个被连接件较厚
- 紧定螺钉连接
- 注意区分各类型的结构特点及适用场合

预紧与防松



- 预紧目的：增强连接的可靠性、紧密性及防松能力
- 预紧力用 Q0 表示
- 当受到冲击、振动或温度升高时，预紧力可能突然消失，需采取防松措施

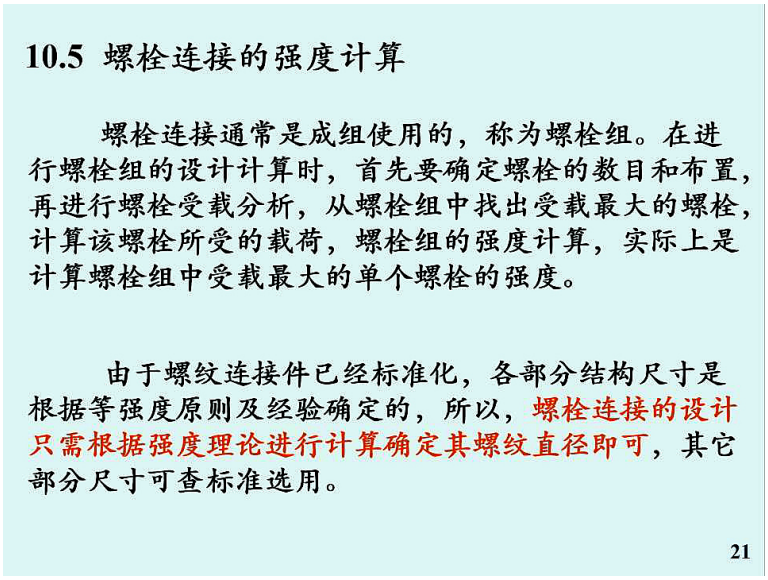
定义

防松：防止螺旋副（内螺纹与外螺纹相互配合构成）发生相对转动的措施。

- 摩擦防松：对顶螺母、弹性圈螺母、弹簧垫圈、自锁螺母
- 机械防松：开口销和六角开槽螺母、带齿垫片、止动垫片、串联钢丝

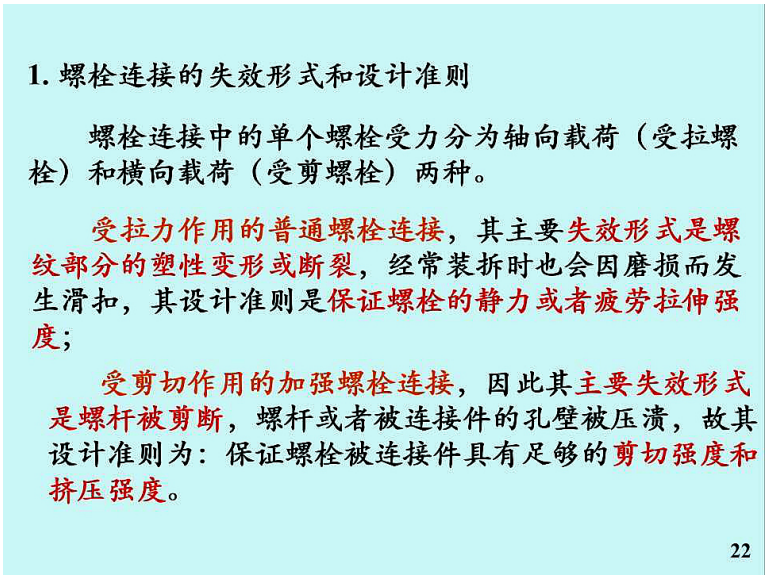
> **注意**
>
> 摩擦防松与机械防松是两大类防松措施，要能区分并掌握各自特点。摩擦防松靠摩擦力，机械防松靠机械结构直接限制相对转动。

螺栓组强度计算的基本思路



- 螺栓通常成组使用，且一般为偶数（2、4、6、8…）
- 强度计算时，先找出受载最大的螺栓，再针对该单个螺栓进行强度计算
- 设计时以强度计算为基础反推出螺纹小径 d1，再查表选定标准螺栓

螺栓连接的失效形式



- 普通螺栓连接：失效形式为螺纹塑性变形或断裂，用拉伸强度（疲劳拉伸强度）校核
- 加强杆（铰制孔）螺栓连接：受剪切作用，失效形式为螺栓杆被剪断或被连接件孔壁被压溃，用剪切强度、挤压强度校核

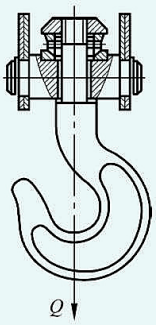
> **注意**
>
> 普通螺栓连接与加强杆螺栓连接的失效形式不同，校核强度也不同。普通螺栓按拉伸强度，加强杆螺栓按剪切强度和挤压强度。

松螺栓连接的强度计算

2. 受轴向载荷的螺栓连接

1）松螺栓连接

松螺栓连接装配时不需要拧紧螺母，在承受工作载荷之前，螺栓不受力。如图所示，起重吊钩的螺栓连接就是典型的松螺栓连接。当承受工作载荷Q时，螺栓杆受拉，其强度条件为



23

- 松螺栓连接：使用前不预紧，如起重机吊环（吊钩）螺栓连接
- 受轴向载荷 Q，危险截面为螺纹小径 d1 对应的截面
- 强度条件：$\sigma = Q / (\pi \cdot d1^2/4) \leqslant [\sigma]$

> **例**
>
> 起重机吊环（吊钩）的螺栓连接不能拧紧，否则无法正常启动，属于松螺栓连接，只需按轴向载荷计算拉伸强度。

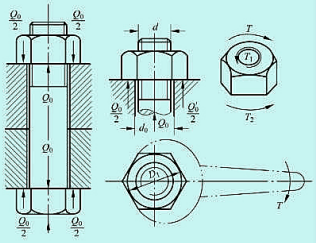
紧螺栓连接的强度计算

2）紧螺栓连接

（1）只受预紧力的紧螺栓连接

如图所示，紧螺栓连接装配时需要将螺母拧紧，在拧紧力矩作用下，螺栓受到预紧力产生的拉应力作用；同时还受到螺纹副中摩擦阻力矩T_1所产生的剪切应力作用，即螺栓处于拉伸与扭转的复合应力状态。

为了简化计算，对M10 ~ M68的钢制普通螺栓，只按拉伸强度计算，并将所受拉力增大30%来考虑剪切应力的影响。



24

- 紧螺栓连接：使用前需预紧，拧紧时产生拧紧力矩
- 螺栓受预紧力 Q0 产生的拉应力，以及螺纹副摩擦力矩产生的剪切应力（扭转）
- 螺栓实际承受拉伸 + 扭转的复合应力

定义

螺纹副：内螺纹与外螺纹相互配合构成的螺旋副，即螺栓与螺母的配合。

- 对 M10~M68 钢制普通螺栓，按拉伸强度计算，但需考虑扭转剪切应力
- 在拉应力基础上乘以 1.3 倍来计入扭转剪切应力

注意

公式中的 1.3 倍是计入扭转剪切应力的系数，即在拉应力基础上放大 30% 以考虑剪切影响。这与工程力学中单纯拉伸计算不同，务必标记。

- 强度条件：$\sigma = 1.3 \cdot Q0 / (\pi \cdot d1^2/4) \leqslant [\sigma]$
- 设计公式（反推小径）：$d1 \geqslant \sqrt{(4 \times 1.3 \times Q0 / (\pi \cdot [\sigma]))}$

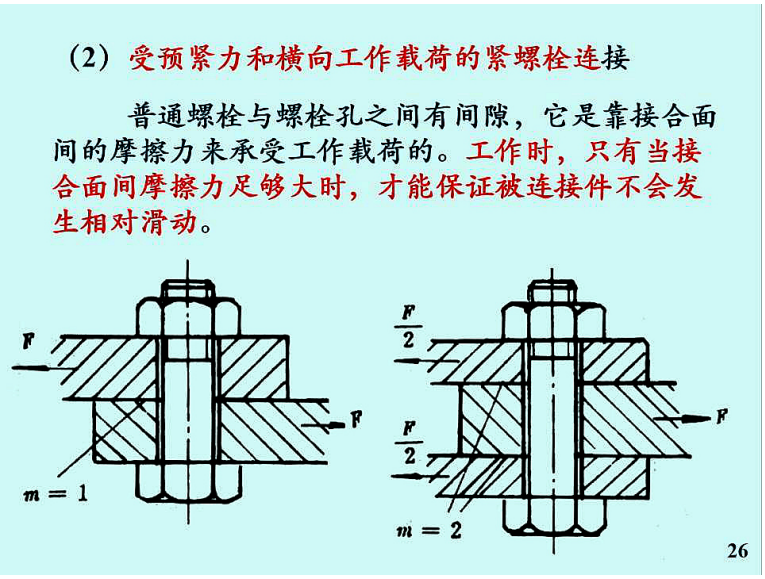
横向载荷与轴向载荷

- **轴向载荷**：沿螺栓轴线方向的载荷（拉伸）
- **横向载荷**：与螺栓轴线方向相垂直的载荷

注意

要区分轴向载荷与横向载荷：轴向载荷沿轴线方向，横向载荷垂直于轴线方向。两者对应的强度计算方式不同。

受横向载荷的普通螺栓连接（紧螺栓连接）



- 普通螺栓连接特点：两个被连接件较薄，打通孔，孔比螺栓杆大，两者之间有**间隙**（无配合）
- 受横向载荷时，靠**接合面间的摩擦力**平衡，防止被连接件发生相对滑移
- 预紧力公式与摩擦系数 f、预紧力 Q0、接合面数 m、螺栓个数 Z 有关

定义

接合面数 m：被连接件之间的接触面数量。m=1 表示两个被连接件（1 个结合面）；m=2 表示三个被连接件（2 个结合面）。

- 摩擦力需足够大以抵抗横向载荷，引入**防滑系数（可靠性系数）K**
- 预紧力 Q0 计算后，代入紧螺栓连接强度公式：$\sigma = 1.3 \cdot Q0 / (\pi \cdot d1^2/4) \leqslant [\sigma]$
- 同样可反推出小径 d1 的设计公式

例

受横向载荷的普通螺栓连接，靠接合面摩擦力平衡横向载荷。若横向载荷很大，需较大预紧力，进而需要较大螺栓直径，导致结构尺寸增大。

减载辅助结构

普通螺栓靠摩擦力来承受横向工作载荷需要很大的预紧力，为了防止螺栓被拉断，需要较大的螺栓直径，这将增大连接的结构尺寸。

对横向工作载荷较大的螺栓连接，可采用辅助结构，如图所示，用键、套筒和销等抗剪切件来承受横向载荷，这时，螺栓仅起一般连接作用，不受横向载荷，连接的强度应按键、套筒和销的强度条件进行计算。

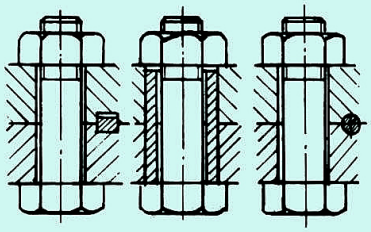


图10.13 用键、套筒和销承受横向载荷

28

- 当横向载荷很大、螺栓直径过大导致结构尺寸过大时，采用**辅助结构**来承受横向载荷
- 辅助结构包括：键、套筒、销
- 使用辅助结构后，螺栓不再承受横向载荷，螺栓可选用较小尺寸，结构更紧凑

注意

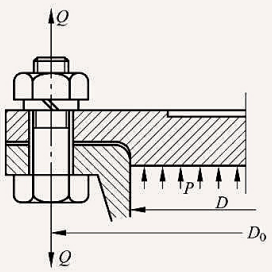
使用键、套筒、销等辅助结构后，横向载荷由这些辅助结构承担，螺栓本身不再承受横向载荷，因此强度计算时不再按横向载荷计算螺栓。

轴向工作载荷的引入（压力容器场景）

(3) 受预紧力和轴向载荷作用的紧螺栓连接

如图所示为气缸的盖螺栓连接，设z个螺栓沿圆周均布，气缸内的气体压强为p，则每个螺栓的工作载荷为

$$Q_F = p \cdot \frac{\pi D^2}{4z} \quad \text{N}$$



29

- 压力容器（缸体 + 缸盖）需紧密连接，常用螺纹连接，如换热器组
- 缸内气体/液体有压强 p，对螺栓施加轴向工作载荷

- 单个螺栓的工作载荷：QF = p × A / Z
  - A：缸体截面积
  - Z：沿圆周均布的螺栓个数
- 该工作载荷方向为轴向，与预紧力方向一致

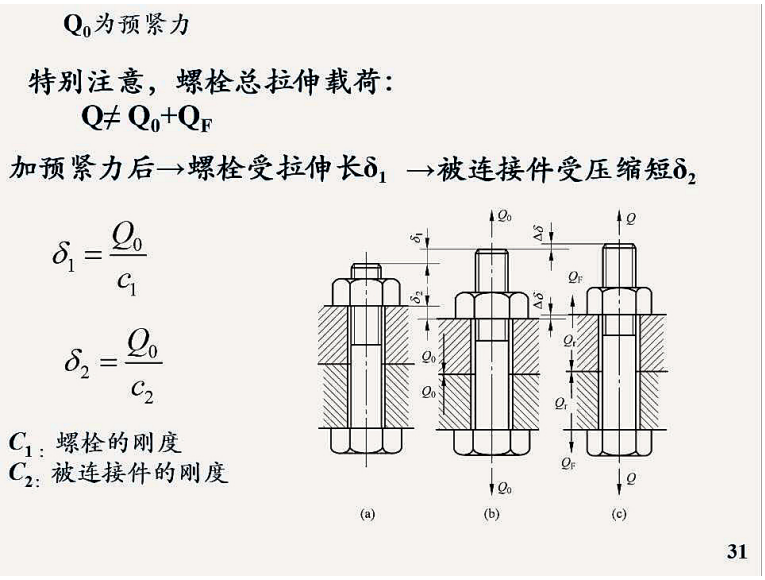
螺栓受轴向工作载荷时的总拉力

- 总拉力 Q 不等于预紧力 Q0 + 工作载荷 QF
- 正确关系：Q = QR + QF
  - QR：残余预紧力（受载后接合面残留的压紧力）

注意

第一直觉是”总拉力 = 预紧力 + 工作载荷”，这是错的。因为施加工作载荷后，被连接件的压缩量会减小（放松），接合面压力从 Q0 降为 QR，所以总拉力应等于残余预紧力 + 工作载荷。

受力变形分析（图 10.16，P176）



- A 图：螺栓处于较松状态，未受预紧力
- B 图：仅受预紧力 Q0 时
  - 螺栓被拉长（伸长量 Δ1）
  - 被连接件被压缩
  - 刚度系数：C1 为螺栓刚度，C2 为被连接件刚度
- C 图：在预紧力基础上再施加轴向工作载荷 QF
  - 螺栓伸长量进一步增加，增量 = (Q - Q0) / C1
  - 被连接件压缩量减小，减小量 = (Q0 - QR) / C2
  - 变形协调条件：伸长量增量 = 压缩量减小量

定义

残余预紧力 QR：螺栓连接受轴向工作载荷后，被连接件接合面上残留的压紧力。它小于预紧力 Q0，且必须大于 0。

残余预紧力的取值

- 工程上常取 QR 与 QF 的比值关系
- 有紧密性要求的压力容器：QR = (1.5 ~ 1.8) × QF

注意

残余预紧力 QR 必须 大于 0，不能等于 0，更不能小于 0。若 QR ⩽ 0，接合面会出现缝隙，连接不紧密，导致泄漏。

紧螺栓连接（受轴向工作载荷）的强度条件

- 强度条件：$1.3 \times Q \leqslant [\sigma]$，其中 $Q = QR + QF$
- 设计公式（反推直径）：$d1 \geqslant \sqrt{(4 \times 1.3 \times Q / (\pi \times [\sigma]))}$

例

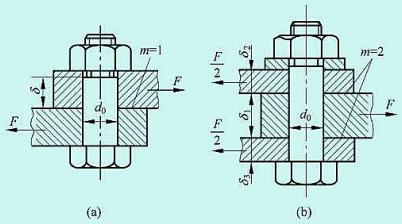
压力容器螺栓连接：先按紧密性要求取 QR = 1.5~1.8 倍 QF，算出总拉力 Q，再代入强度条件校核或设计螺栓直径。

铰制孔螺栓连接（图 10.14，P176）

3） 受剪螺栓连接

如图所示，受剪螺栓通常是六角头加强杆螺栓，螺栓与螺栓孔多采用过盈配合或过渡配合。

受剪切作用的加强杆螺栓连接，因此其主要失效形式是螺杆被剪断，螺杆或者被连接件的孔壁被压溃，故其设计准则为：保证螺栓被连接件具有足够的剪切强度和挤压强度。



用加强杆螺栓受横向载荷 35

- 被连接件打通孔，螺栓光杆与孔壁为过盈配合或具有过盈量的过渡配合
- 主要承受横向载荷，靠螺栓杆剪切和孔壁挤压传力

定义

铰制孔螺栓：螺栓光杆直径与孔壁之间为过盈/过渡配合，配合紧密，靠光杆承受横向载荷的螺栓连接。

- 失效形式：螺栓杆被剪断、螺栓杆或孔壁被压溃

铰制孔螺栓的强度计算

- **剪切强度**：$\tau = F / (m \times Z \times \pi \times d0^2 / 4) \leqslant [\tau]$
  - Z：螺栓个数
  - m：接合面个数
  - d0：螺栓杆剪切面处直径（由 GB/T 27-2013 标准给出）
- **挤压强度**：$\sigma p = F / (Z \times d0 \times \delta) \leqslant [\sigma p]$
  - δ：螺栓杆与孔壁接触受压的最小轴向长度

> **注意**
>
> 铰制孔螺栓与普通螺栓的失效形式不同：普通螺栓靠预紧力摩擦传力，铰制孔螺栓靠光杆剪切和孔壁挤压传力，因此需分别校核剪切强度和挤压强度。

螺栓材料与许用应力

3. 螺栓的材料和许用应力

螺栓材料一般采用碳素钢；对于承受冲击、振动或者变载荷的螺纹连接，可采用合金钢；对于特殊用途（如防锈、导电或耐高温）的螺栓连接，采用特种钢或者铜合金、铝合金等。

如表10-7所示，国家标准规定螺纹连接件按材料的机械性能分级。螺母的材料一般与相配合的螺栓相近而硬度略低。

38

- 常用材料：碳素钢；受冲击震动时用合金钢；特殊用途用特种钢、铝合金或铜合金
- 机械性能等级、抗拉强度、屈服强度见教材表 10.7
- 许用应力见教材表 10.8，与载荷性质、螺栓大小有关
- 许用应力通常在屈服应力基础上乘以经验系数得到

提高螺栓连接强度的途径

改善螺纹牙间载荷分布

10.5.3 提高螺栓连接强度的途径

1. 改善螺纹牙间的载荷分布

受拉的普通螺栓连接，其螺栓所受的总拉力是通过螺纹牙面间相接触来传递的。如图10-17所示，当连接受载时，螺栓受拉，螺距增大，而螺母受压，螺距减小。

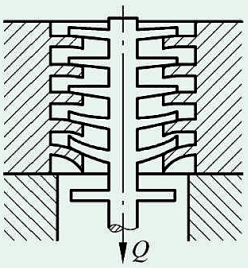
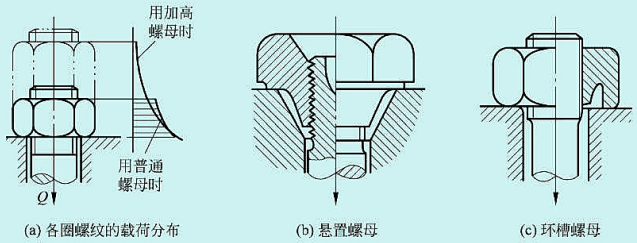


图10-17

48

因此，靠近支撑面的第一圈螺纹受到的载荷最大，到第8~10圈以后，螺纹几乎不受载荷，各圈螺纹的载荷分布见图，因此采用圈数过多的厚螺母并不能提高螺栓连接强度。为改善螺纹旋合螺纹上的载荷分布不均匀程度，可采用悬置螺母或环槽螺母。



(a) 各圈螺纹的载荷分布　(b) 悬置螺母　(c) 环槽螺母

图 10.18　螺纹载荷分布与改善措施

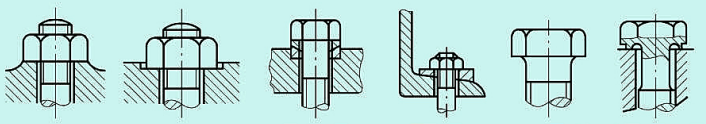
- 受拉螺栓 + 受压螺母：螺栓受拉螺距增大，螺母受压螺距减小，导致载荷分布不均
- 载荷最大处：靠近接合面的第一圈螺纹，第 8~10 圈后几乎不受载

> **注意**
>
> 加厚螺母（增加旋合圈数）不能提高螺栓连接强度，因为远离接合面的螺纹圈几乎不承受载荷。

- 改善方法：
  - **悬置螺母**（B 图）：使旋合螺纹载荷分布更均匀
  - **环槽螺母**（C 图）：设卸载槽，使载荷分布均匀

减小应力集中与弯曲

对此，应从结构或工艺上采取措施，如规定螺纹紧固件与连接件支承面的加工精度和要求；在粗糙表面上采用需经切削加工的凸台或沉头座；采用球面垫圈或斜垫圈等。



a) 凸台　b) 沉头座　c) 球面垫圈　d) 斜垫圈　e) 大圆角　f) 卸载结构

图10.20改善螺栓受附加应力措施

螺栓上的螺纹（特别是螺纹的收尾）、螺栓头和螺栓杆的过渡处以及螺栓横截面面积发生变化的部位都会产生应力集中。为减少应力集中，可采用较大的圆角和卸载结构等措施。

51

- 支撑面粗糙度大 → 连接刚度不足 → 发生弯曲（图 10.19）
- 改善措施（图 10.20）：
  - 加工凸台或沉头座，使支撑面光滑平整
  - 采用球面垫圈或斜垫圈
  - 大圆角过渡，减小应力集中
  - 卸载结构减小应力集中

例

沉头座：将螺栓支撑面加工成下沉的平整面（加工面），而周围为非加工面，保证螺栓头与支撑面贴合良好，避免弯曲。

螺栓连接强度计算小结

小结：螺栓连接的强度计算

- **松螺栓连接** $\sigma=\frac{Q}{\pi d_1^2/4}\le[\sigma]$ $\mathrm{N/mm^2}$ **(10.10)**
- **紧螺栓连接**
  - **受预紧力和横向工作载荷的紧螺栓连接：**

$$zfmQ_0 \ge K_f F$$

$$\frac{1.3Q_0}{\pi d_1^2/4}\le[\sigma] \quad \mathrm{N/mm^2} \qquad \textbf{(10.11)}$$

  - **受预紧力和轴向载荷作用的紧螺栓连接：**

$$\frac{1.3Q}{\pi d_1^2/4}\le[\sigma] \quad \mathrm{N/mm^2} \qquad \textbf{(10.17)}$$

- **受剪螺栓连接**
  - 螺杆剪切强度条件：$\tau=\frac{F}{m\pi d_0^2/4}\le[\tau]$ $(\mathrm{N/mm^2})$
  - 螺杆与孔壁接触表面的挤压强度条件：$\sigma_p=\frac{F}{d_0\delta}\le[\sigma_p]$ $(\mathrm{N/mm^2})$

53

- 螺栓连接强度计算主要分为三大类：松螺栓连接、紧螺栓连接、受剪螺栓连接
- 受剪螺栓连接针对的是铰制孔螺栓连接
- 紧螺栓连接针对的是普通螺栓连接，又分为两种情况：
  - 受预紧力和横向工作载荷
  - 受预紧力和轴向工作载荷
- 松螺栓连接强度计算已在前文给出

受预紧力和横向工作载荷的紧螺栓连接

- 横向载荷由摩擦力来平衡
- 计算步骤：先算出预紧力，再进一步分析强度

受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓连接

- 螺栓总拉力 = 残余预紧力 + 轴向工作载荷

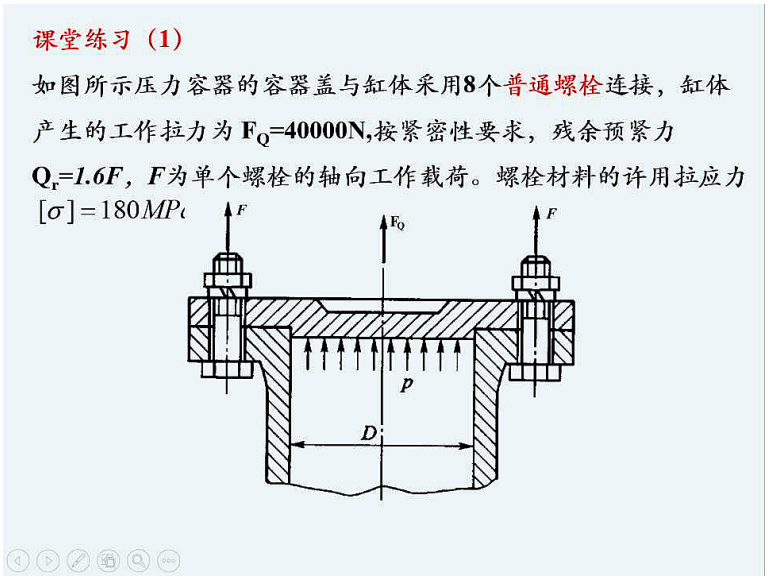
定义

螺栓总拉力 Q = 残余预紧力 F' + 轴向工作载荷 F

受剪螺栓连接（铰制孔螺栓）

- 针对铰制孔螺栓连接，有两种强度计算：
  - **剪切强度**
  - **挤压强度**

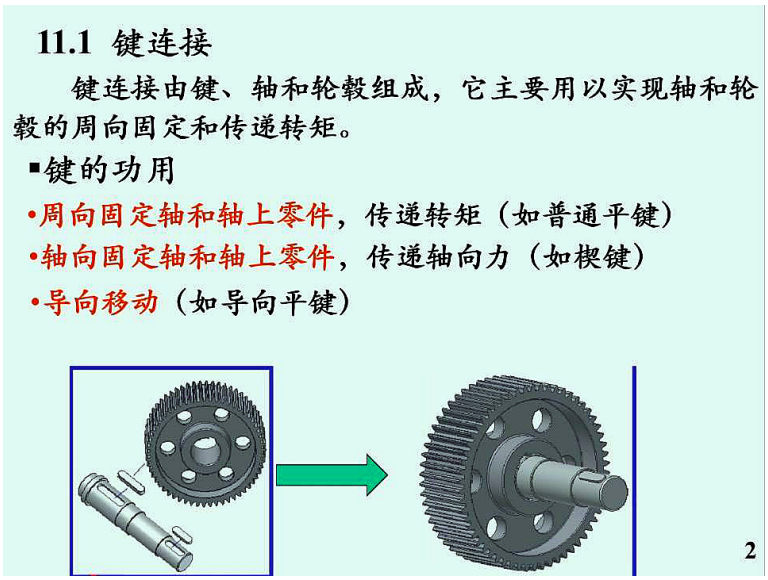
课堂练习一：压力容器螺栓连接计算



- 压力容器缸体采用 8 个普通螺栓连接
- 缸体工作拉力 $F_Q = 40000\ \mathrm{N}$（由压强 × 截面积得到）
- 残余预紧力与单个螺栓轴向工作载荷的关系：$F' = 1.6F$
- 计算步骤：
  1. 单个螺栓轴向工作载荷：$F = F_Q/Z = 40000/8 = 5000\ \mathrm{N}$
  2. 单个螺栓总拉力：$Q = F' + F = 1.6F + F = 2.6F = 13000\ \mathrm{N}$
  3. 根据总拉力计算螺栓直径，再查标准表选择标准螺栓

> **注意**
>
> 这类题目应按计算题的步骤规范作答，先计算再查标准选直径，不能直接凭经验选。

键连接概述



- 键连接由键、轴、轮毂三部分组成
- 主要功能：实现轴和轮毂的周向固定，并传递转矩
- 轮毂指孔中与轴配合的零件（如齿轮），孔中需加工键槽

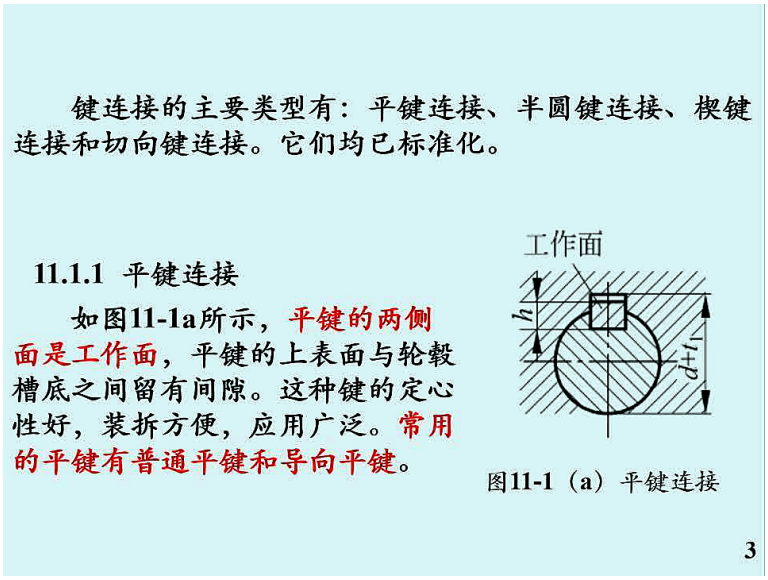
注意

键连接主要实现周向固定。轴向固定需另用其他方法（将在第 12 周”轴的结构”中讲解）。

例

齿轮与轴配合时，齿轮通过键与轴连接传递转矩。齿轮孔中加工键槽，键嵌入轴槽与轮毂槽之间，实现周向固定。

普通平键的工作面与间隙

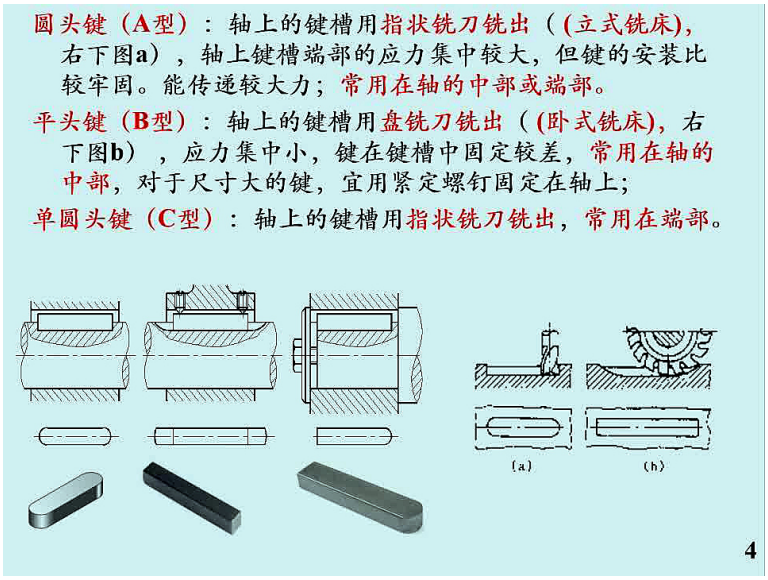


- 普通平键的工作面是两个侧面
- 平键上表面与轮毂底槽之间有间隙

注意

键槽加工方式与公差在标准中有规定，键槽加工与所选键的类型有关。

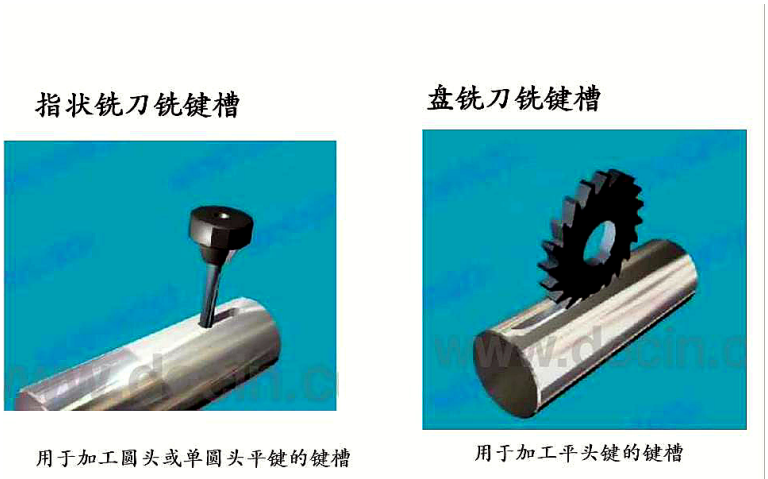
普通平键的三种类型



- A 型平键：键端均为圆头（半圆头）

- B 型平键：键端均为方头
- C 型平键：一端圆头、一端方头

A 型平键（圆头）



- 轴上键槽用**指状铣刀**（立式铣床）加工
- 键槽中固定性较好
- 可用于**轴的中间或轴的端部**
- 缺点：键槽会使轴产生较大的应力集中

B 型平键（方头）

- 轴上键槽用**盘状铣刀**（卧式铣床）加工
- 应力集中较小
- 只能用于**轴的中间**，不能用于轴端
- 缺点：键在槽中固定性较差

C 型平键（一端圆头一端方头）

- 轴上键槽用**指状铣刀**加工
- 只能用于**轴端**
- 键槽从轴的最端头位置开始加工

> **注意**
>
> C 型键槽必须从轴端最端头位置开始加工，且**半圆头在靠近轴端内侧，方头在外侧**。绘图时容易画反或画在轴中间位置，需特别注意。

普通平键类型与使用位置对比

- A 型（圆头）：轴中间或轴端均可使用
- B 型（方头）：只能用于轴中间
- C 型（一端圆一端方）：只能用于轴端

> **注意**
>
> 普通平键对中性好，但**不能实现轴上零件的轴向移动**（仅实现周向固定）。

导向平键

- 导向平键与轴之间用**螺钉**连接固定
- 轴上零件可沿导向平键**沿轴线方向移动**

定义

导向平键：键较长，轴上零件可沿键的长度方向（轴向）滑动，实现轴向移动。

导向平键的应用：离合器

- 导向平键最典型的应用是**离合器**（如牙嵌离合器）
- 离合器由两个半离合器组成，分别与主动轴、从动轴连接
- 主动端半离合器只转动、不轴向移动
- 从动端半离合器通过**导向平键**与轴连接，可沿轴向移动
- 通过**拨叉机构**推动半离合器沿轴向移动，实现两半离合器的结合与分离

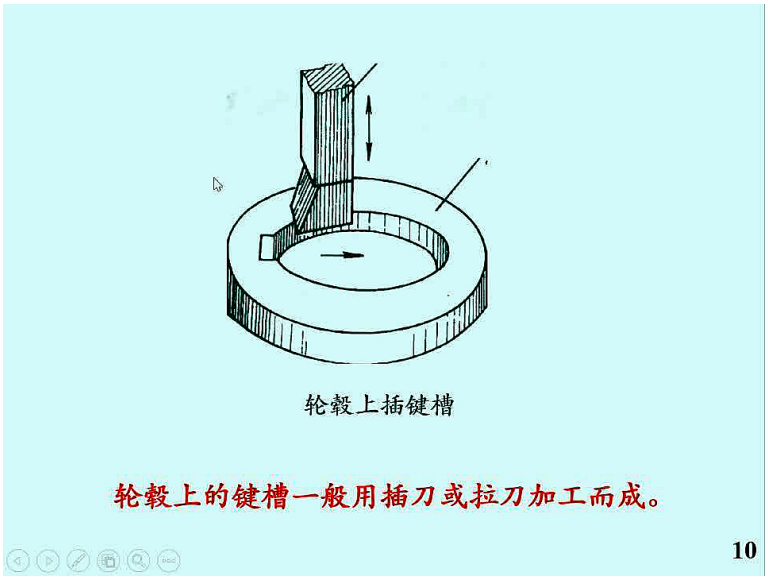
例

汽车换挡时踩离合器，离合器在转动过程中通过拨叉推动半离合器沿导向平键轴向移动，使两半离合器结合或分离，从而接通或断开动力传递。

注意

离合器与联轴器不同：联轴器用于连接两根轴使其同步转动（两个半联轴器可用普通螺栓或铰制孔螺栓连接）；离合器则可在运转中实现接合与分离。

轮毂键槽的加工



- 轴上键槽加工：**指状铣刀**（A、C 型）或**盘状铣刀**（B 型）
- 轮毂键槽加工：一般用**插刀**或**拉刀**加工

半圆键

11.1.2 半圆键连接

图11-2所示为半圆键，半圆键的工作面也是键的两个侧面。

轴上键槽用半圆键尺寸相同的键槽铣刀铣出，半圆键可在槽中绕其几何中心摆动以适应毂槽底面的倾斜。

优点：工艺性好，装配方便，尤其适用于锥形轴端与轮毂的连接

缺点：键槽较深，对轴的强度削弱较大，一般用于轻载静连接

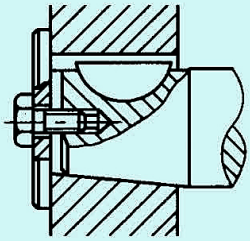


图11-2 半圆键连接 11

- 工作面为两个侧面，靠键槽挤压实现周向定位
- 轴上需加工半圆槽，键槽由铣刀铣出，工艺性较好
- 槽深较深，对轴强度削弱较大，一般用于轻载场合
- 选用半圆键时，轴的直径需在原来基础上加大约 3%，以满足强度要求

楔键（切键）

11.1.3 楔键连接和切向键连接

图11-3所示为楔键连接，楔键的上、下两面为工作面。

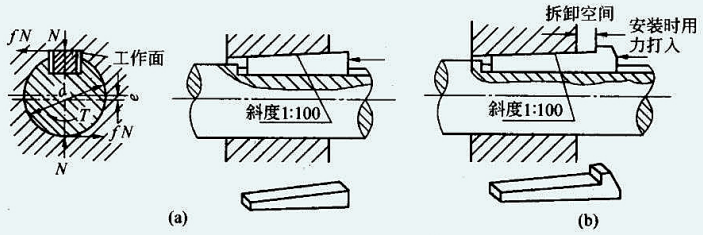


图11-3 楔键连接

12

- 上下面为工作面，上表面与轮毂键槽均带 1:100 的斜度
- 装配时像楔子一样楔入，靠上下工作面与键槽相互挤压产生的摩擦力传递转矩
- 除周向定位外，还能实现单方向的轴向定位
- 装配后会造成轮毂偏心或偏斜，不适用于对中性要求高、有冲击载荷和高速传动的工况
- 分为普通楔键和勾头楔键，勾头楔键便于拆卸

切向键

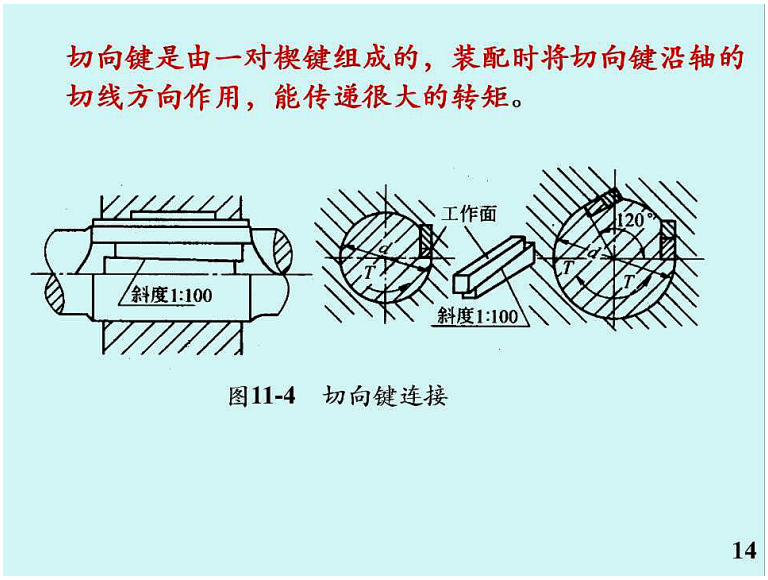


图11-4 切向键连接

- 由一对楔键组成，装配时沿轴线切线方向作用
- 能传递较大的转矩

周向定位的必要性

- 轴与齿轮间若未实施周向定位，轴无法带动齿轮传动
- 需通过键连接等实现轴与轮毂间的周向定位

平键定位法

- 靠平键实现定位，结构简单，装拆方便，对中性好
- 适用于较高精度、具有冲击或变载荷和高速传动的工况
- 常用于轴与齿轮、涡轮、带轮的周向定位

楔键定位法

- 靠楔键上下工作面与键槽相互挤压产生的摩擦实现定位
- 上表面有 1:100 斜度，可实现周向定位及单方向轴向定位
- 装配后造成轮毂偏心或偏斜，不适用于对中性要求高、有冲击载荷和高速传动的工况

半圆键定位法

- 靠半圆键侧面与键槽挤压实现定位
- 半圆键能在键槽中绕其几何中心摆动，对键槽斜度适应性强，特别适用于锥形轴端的轴向定位
- 键槽较深，对轴强度削弱较大，一般只适用于轻载工况

矩形花键定位法

- 在轴上直接做出键齿，轮毂中做出键槽，槽与齿配合
- 承载能力更强，对中性更高，导向性更好，对轴的削弱程度更低
- 标准化分为轻系列和中系列，轻系列用于轻载

渐开线花键定位法

- 靠渐开线齿廓与渐开线齿槽的挤压实现定位，类似外齿与内齿的啮合

- 加工工艺与渐开线齿轮基本相同，可实现高精度和互换性
- 承受载荷时键齿产生径向力，能自动定心，各齿受力均匀，延长使用寿命
- 适用于轴毂尺寸大、定心精度高和重载的工况

圆柱销定位法

- 靠圆柱销柱面与销孔的挤压和剪切实现定位
- 销与孔一般为过盈配合，可同时采用多个圆柱销
- 定位可靠，但多次拆装后精度会降低
- 适用于轮毂宽度较小、载荷较轻的工况

圆锥销定位法

- 靠圆锥销锥面与锥孔的挤压实现定位，锥度为 1:50
- 依靠自身锥度可实现自锁，安装方便
- 多次拆装后对定位精度影响不大
- 可同时实现轴向定位和周向定位
- 轴上钻孔对轴削弱较大，不适用于重载工况

过盈配合定位法

- 靠轴与孔的过盈配合，使轴与孔相互挤压变形固定在一起
- 滚动轴承内圈与轴配合时采用过盈配合（内圈光滑无键槽）
- 齿轮、带轮等载荷较大，一般不采用过盈配合
- 加工精度高，对过盈量敏感，拆装工艺复杂，不宜用于经常拆装的工况

成型定位法

- 靠非圆截面的轴与相应的非圆截面轮毂孔构成的连接实现定位
- 没有应力集中，定心性好，承载能力强，装拆方便
- 需特别的车削和磨削，加工困难，应用不普遍

键连接的设计步骤

- 根据工作要求选择键的类型
- 键的宽度和高度为标准值，参照轴的直径确定
- 参照轮毂长度选择键的长度，公称长度有标准系列范围
- 进行相应的强度计算

键的材料与失效形式

- 键的材料一般用碳素钢
- 普通平键主要失效形式为工作面被压溃，需进行挤压强度计算
- 导向平键主要失效形式为过度磨损，需进行条件性压强计算

普通平键的挤压强度计算

- 假设载荷在键工作面上分布均匀，k 值取键高 H 的一半（$k = H/2$）
- 挤压力 $= T / (d/2)$，与传递转矩和轴直径有关
- 挤压面积 $= Lc \times k$
- 校核条件：挤压力 / 挤压面积 $\leqslant$ 许用挤压应力

定义

挤压强度校核公式：$\sigma = T / (d/2) / (Lc \times k) \leqslant [\sigma]$，其中 T 为转矩，d 为轴直径，Lc 为键的计算长度，k 为键与轮毂接触高度（$k = H/2$）。

键的计算长度 Lc 的确定

- A 型键：两端均为半圆头，计算长度 = 公称长度 - b（半圆头半径 = b/2，两端共减 b）
- B 型键：两端均为方头，计算长度 = 公称长度
- C 型键：一端半圆头、一端方头，计算长度 = 公称长度 - b/2

例

A 型键公称长度为 L，宽度为 b，则计算长度 Lc = L - b；C 型键则 Lc = L - b/2。

导向平键的强度计算

- 进行条件性压强计算，计算方式与普通平键类似
- 许用值有许用挤压应力和许用压强，与材料及载荷性质（静载荷、轻微冲击、较大冲击）有关

强度校核不满足时的措施

- 提高材料性能，增大许用值
- 增大键的计算长度 Lc
- 选用双键

注意

选用双键时，由于载荷分布不均匀，计算长度 Lc 取 1.5 倍，而不是 2 倍。

双键的布置方式

- 两个平键：一般按 180° 布置
- 两个半圆键：布置在同一条母线上（因键槽深，两边布置对轴强度影响更大）
- 两个楔键：在圆周方向 90°~120° 范围内布置
- 两个切向键：在 120°~130° 范围内布置

键的公称长度的限制

- 键的公称长度应小于轮毂长度（齿轮宽度 b），需留间隙，不能超出轮毂
- 键的长度一般不超过配合轴直径的 1.6~1.8 倍

注意

键的公称长度 L 必须小于轮毂长度 b，且一般不超过轴直径的 1.6~1.8 倍，不能过长。

键的标记与标准

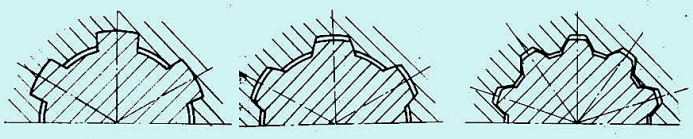
- 键的标记遵循 GB/T 1096-2003 标准
- A、B、C 型键均适用该标准
- 若键的强度无法满足，可将键中部的 A 型键改为 B 型键（B 型键 Lc 更大）

花键连接

11.1.4 花键连接

如图11-5所示，花键连接是由周向均布多个键齿的花键轴与带有相应键齿槽的轮毂孔相配而成。

花键齿的侧面为工作面，工作时有多个键齿同时传递转矩，所以花键连接的承载能力比平键连接高得多。花键连接的导向性好，齿根处的应力集中较小，适用于传递载荷大、定心精度要求高或者经常需要滑移的连接。



(a) 矩形花键　(b)渐开线花键　(c)三角形花键

图11.5 花键连接

39

- 由周向均布多个键齿的花键轴与轮毂中的键槽相互配合
- 花键齿的侧面为工作面
- 主要类型：矩形花键、渐开线花键，另有三角形花键（应用较少）

定义

静连接：轴与轮毂配合传递转矩，传动过程中无相对运动。动连接：零件沿轴做轴向运动，如导向平键、半联轴器沿轴移动。

- 花键可实现静连接和动连接，某些场合花键充当导向平键，实现轴向移动
- 矩形花键和渐开线花键遵循的标准有所不同

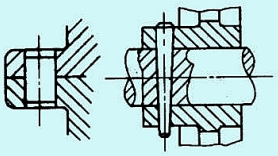
销连接

11.1 销连接及其他常用连接

销连接主要用于固定零件之间的相对位置，并能传递较小的载荷，它还可以用于过载保护。

按形状的不同，销可分为圆柱销、圆锥销和槽销等。

圆柱销如图11-7 a所示，靠过盈配合固定在销孔中，如果多次装拆，其定位精度会降低。



(a)　(b)

图11-7 销连接

44

- 主要用来固定零件间的相对位置，能传递较小载荷，可实现过载保护
- 圆柱销：与孔过盈配合，可实现周向固定，多次拆装后定位精度下降
- 圆锥销：锥度 1:50，安装方便，定位精度高，多次装拆不影响精度，可实现周向固定
- 开口销：穿过螺栓孔，实现机械防松

- 头部带螺纹的销：便于盲孔或装拆困难的场合
- 还有槽销、圆管型弹簧圆柱销等类型

成型连接

11.2.2 成型连接

如图11-8所示，成型连接是由非圆剖面的轴与相应的轮毂孔构成的可拆连接。成型连接应力集中小，能传递大扭矩，装拆方便，但是加工工艺复杂，需要专用设备。

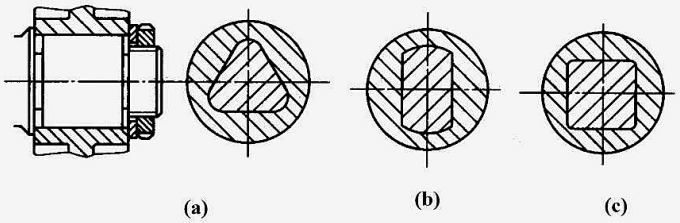


图14-8 成型连接

48

- 非圆截面的轴与相应的非圆截面轮毂孔配合
- 无应力集中，定心性好，承载能力强，装拆方便
- 加工困难，应用不普遍

过盈配合的应用

11.2.6 过盈连接

过盈连接利用零件间的过盈配合实现连接。如图(11-13a)所示。

如图11-13b所示，为了便于压入，毂孔和轴端的倒角尺寸均有一定要求。

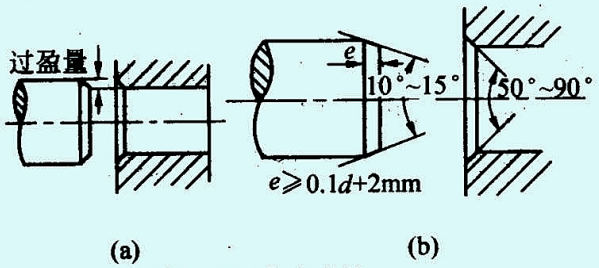


图11-13 过盈连接

61

- 主要用于滚动轴承内圈与轴的配合
- 其他场合也有应用，压入法不作重点讲解

11 月 06 日

滚动轴承的组成与基本结构

- 滚动轴承由内圈、外圈、滚动体、保持架四部分组成
- 保持架将滚动体均匀隔开，防止滚动体相互接触与摩擦
- 内圈与轴之间采用过盈配合（上节课已讲）

- 内圈与外圈之间有相对运动：可能两者都动（一快一慢），也可能一个不动另一个动
- 通常内圈与轴装在一起，由轴带动转动或带动轴转动；某些场合内圈不动、外圈动

定义

滚动轴承：支撑轴的部件，已标准化，由内圈、外圈、滚动体、保持架组成，依靠滚动体在滚道内滚动来支撑轴并减小摩擦。

滚动体的分类

- 滚动体按形状分为两大类：**球类和非球类（滚子类）**
- 滚子类包括：圆柱滚子、圆锥滚子、滚针、球面滚子等
- 滚动体形状不同，决定了轴承的承载方式与承载能力

滚动轴承的材料

- 滚动体与内外圈：要求硬度高、接触疲劳强度好、耐磨性好、冲击韧性好
- 滚动体与内外圈一般用**含铬的合金钢**加工
- 保持架：材料要求较低，可用低碳钢冲压而成；高速轴承可采用有色金属或塑料保持架

滚动轴承的特点

- 滚动体在滚道内为滚动，摩擦磨损小，摩擦阻力小
- 启动灵敏、效率高、润滑简便
- 滚动轴承是**标准件**，不同类型对应不同标准

轴承的分类（滑动轴承 vs 滚动轴承）

- 轴承分为两大类：**滑动轴承和滚动轴承**
- 本节着重讲滚动轴承；滑动轴承学时不够，不特别展开（可自行阅读课本相关内容）
- 滑动轴承使用场合也非常多

深沟球轴承

- 由外圈、滚珠（球）、保持架、内圈组成
- 主要承受**径向载荷**，也可承受较小的轴向载荷
- 代号为 6 字头，是后续重点关注的轴承
- 理论上接触角 $\alpha = 0^\circ$ ，从理论上讲只能承受径向载荷
- 极限转速高、结构简单、制造成本低、价格低，应用非常广泛
- 双列深沟球轴承承载能力更大，可承受双向轴向载荷

注意

径向与轴向的方向取决于轴承轴线的方向。一般轴承轴线是水平的，径向为垂直于轴线的方向；若轴承竖直安装（如推力轴承），径向与轴向方向随之改变。

角接触球轴承

- 由外圈、滚珠、保持架、内圈组成，保持架位置与深沟球轴承不同
- 滚动体与滚道接触时存在一个**接触角** α，可同时承受径向载荷和**单向**轴向载荷
- 接触角 α 一般有三种：15°、25°、40°；α 越大，轴向承载能力越大
- 与圆锥滚子轴承类似，需**成对使用、对称安装**

- 有单列和双列之分；双列可承受双向轴向载荷，承载能力更大，使轴在轴向更紧密地固定

> **注意**
>
> 角接触球轴承只能承受**单向**轴向载荷，因此轴系中外部轴向载荷可能向左也可能向右，必须成对使用、对称安装，才能承受两个方向的轴向载荷。

圆柱滚子轴承

- 由外圈、圆柱滚子、保持架、内圈组成
- 只能承受**径向载荷**，承载能力强于深沟球轴承
- 承载能力强的原因：球是**点接触**，圆柱滚子是**线接触**
- 极限转速较高，允许的偏斜较小，用于刚性较大的轴，要求轴承座孔对中良好

圆锥滚子轴承

- 由外圈、圆锥滚子、保持架、内圈组成
- 滚动体为圆锥，接触位置的法向力与径向平面之间存在夹角
- 法向力可分解为径向分力和轴向分力，因此可承受径向载荷和**单向**轴向载荷
- 以承受径向载荷为主，承载能力较大，但**极限转速较低**
- 内外圈可分离
- 需**成对使用、对称安装**（第二小节详述安装方式）

> **注意**
>
> 圆锥滚子轴承只能承受单向轴向载荷，且转速不能太高，必须成对使用、对称安装。

调心球轴承

- 由外圈、滚珠、保持架、内圈组成
- 主要承受径向载荷，也可承受较小的轴向载荷
- **允许内圈轴心与外圈轴心有一定的倾角（角偏差）**，具有自动调心功能
- 适合多支点轴、弯曲刚度较小的轴、难以精确对中的支撑

调心滚子轴承

- 由外圈、球面滚子、保持架、内圈组成
- 主要承受径向载荷，也可承受较小的轴向载荷
- 允许内圈轴心与外圈轴心有一定倾角，承载能力强于调心球轴承
- 用于多支点轴、弯曲刚度小、对中困难的支撑

推力球轴承（止推轴承）

- 由**座圈、滚珠、保持架、轴圈**组成
- **轴圈**与轴配合，**座圈**与基座配合
- 只能承受**轴向载荷**，不能承受径向载荷（由结构决定）
- 单列只能承受单向轴向载荷，双列可承受双向轴向载荷
- 不允许有角偏差，极限转速较低
- 套圈（轴圈与座圈）与滚动体可分离；另两个圈为松圈，与基座配合
- 也称作**止推轴承**

注意

推力轴承的轴线方向是竖直的，因此图中箭头指向的是轴向载荷而非径向载荷。推力轴承不允许有角偏差，内圈外圈必须严格在一条直线上。

推力圆柱滚子轴承

- 由座圈、圆柱滚子、保持架、轴圈组成
- 用于承受**纯轴向载荷**，承载能力强于推力球轴承
- 不能承受径向载荷，不允许有角偏差，极限转速较低，只能用于低速场合

推力调心滚子轴承

- 轴线为竖直方向
- 用于起重机转盘等场合

滚针轴承

- 由外圈、滚针、保持架、内圈组成
- 滚针滚动体非常细小
- 只能承受**径向载荷**，不允许有角偏差
- 内径相同的条件下，**外径小于其他类型轴承**

轴承代号与结构简图

- 轴承代号包含：名称、代号、结构简图、尺寸代号、尺寸系列代号、组合代号、极限转速、允许角偏差
- 结构简图中标明了承载方向（径向或轴向）
- 极限转速可在标准中查到
- 允许角偏差：调心轴承可通过调心允许角偏差继续使用；推力轴承等不允许角偏差

轴承结构对使用性能的影响

- 承载能力：滚子承载能力比球大，一般大 1.5~3 倍（可通过实验验证）
- 载荷较大或有冲击载荷时，选用**滚子轴承**
- 轴承内径用**小 d** 表示（内径是孔，与轴配合，轴用小 d 表示）
- 轴承外径用大 D 表示（外径与轴承座孔配合）

注意

轴承内径用**小 d**、外径用大 D 表示，与一般机械中”孔用大 D、轴用小 d”的习惯相反，原因是内径与轴配合、外径与轴承座孔配合。

例

深沟球轴承与角接触球轴承的区别：深沟球轴承理论上接触角 $\alpha = 0^\circ$，只能承受径向载荷；角接触球轴承因保持架形状不同，存在接触角 α（15°/25°/40°），可承受径向载荷和单向轴向载荷。两者滚动体都是球，但承载能力不同。

接触角的定义

- 接触角指滚动体与套圈接触处的**公法线**与**径向平面**之间的夹角
- 接触位置处的法线方向即公法线方向，径向平面为垂直于轴承轴线的平面

定义

接触角 α：滚动体与套圈接触处的公法线与径向平面之间的夹角。

接触角与轴承类型的关系

- **径向轴承（向心轴承）**：接触角 0°~45°，主要承受径向载荷
  - 接触角越小，承受径向载荷越大
  - 接触角越大，承受轴向载荷越大
- **止推轴承**（止推球轴承、止推滚子轴承）：接触角为 0°，只能承受轴向载荷
- **向心止推轴承（径向止推轴承）**：接触角 45°~90°，可同时承受径向和轴向载荷，比径向轴承承受轴向载荷更大

深沟球轴承的接触角

- 理论上接触角为 0°，但实际可承受较小的轴向载荷
- 原因：滚动体与内外圈之间存在较小位移，接触位置偏移后，反力方向与径向平面形成较小的实际接触角
- 因此深沟球轴承既能承受较大径向载荷，也能承受较小轴向载荷

注意

深沟球轴承理论接触角为 0°，但实际工作中会形成较小的接触角，故可承受较小的轴向载荷，不要误认为它完全不能承受轴向载荷。

极限转速

- 滚动体回火或胶合会导致轴承失效，因此需对轴承最高允许转速进行限定，即**极限转速**
- 极限转速在手册、标准中给出

例

深沟球轴承极限转速高，适用于高速场合；推力圆柱滚子轴承极限转速低，只能用于低速场合。

角偏差

- 角偏差指轴承内外圈轴线之间的倾斜角度
- 有的轴承允许角偏差，有的不允许

注意

推力轴承、滚针轴承不允许有角偏差；调心球轴承、调心滚子轴承、推力调心球轴承、推力调心滚子轴承允许有角偏差（具有调心功能）。

轴承代号概述

- 滚动轴承代号标准：GB/T 272-2007《滚动轴承代号方法》
- 轴承代号由三部分组成：**前置代号、基本代号、后置代号**
- 重点掌握基本代号，后置代号需了解，前置代号作了解

基本代号的结构

- 基本代号由三部分组成（从右往左读）：
  - **右起第 1、2 位**：内径代号
  - **右起第 3 位**：尺寸系列代号（实际为 5 位代号，如 6207 实为 60207，0 被略

去）
- 右起第 5 位：类型代号

例

6207：内径代号 07，尺寸系列代号 02，类型代号 6（深沟球轴承）。

内径代号

- 内径代号 = 内径大小 ÷ 5（适用于内径 20~480 mm 范围）
- 内径一般为 5 的倍数，与之配合的轴径也应为 5 的倍数

注意

内径 20~480 mm 范围内，内径代号 = 内径 ÷ 5。但小于 20 mm 和大于 480 mm 为特殊规定，需单独记忆。

例

6207 内径代号 07，表示内径为 35 mm（35÷5=7）。

特殊内径代号

00 表示内径 10 mm；01 表示内径 12 mm；02 表示内径 15 mm；03 表示内径 17 mm。

尺寸系列代号

- 尺寸系列代号用于区分同一内径下不同承载能力的轴承
- 同一内径的轴承可使用不同大小的滚动体，导致外径和宽度不同
- 内径相同、外径或宽度不同的变化称为一个尺寸系列

例

6207 与 6307：内径相同（35 mm），尺寸系列代号分别为 02 和 03，滚动体大小不同，外径和宽度不同，承载能力不同。

例

7205 与 7305：内径均为 25 mm。7305 外径 62 mm、宽度 17 mm；7205 外径 52 mm、宽度 15 mm。外径和宽度较大者承载能力更大。

类型代号

- 类型代号位于基本代号右起第 5 位

常用类型代号

- 6：深沟球轴承
- 7：角接触球轴承
- 3：圆锥滚子轴承
- 5：推力轴承
- N：圆柱滚子轴承
- NA：滚针轴承

前置代号

- 前置代号用于表示轴承的特殊结构，如可分离性

例

L 表示可分离的圆柱滚子轴承；NU 表示圆柱滚子轴承（如 NU 207）。

后置代号

- 后置代号共 8 位，实际使用中常只写其中一位或不写
- 常见后置代号包括：内部结构代号、公差等级等

内部结构代号（公称接触角）

- 角接触球轴承的公称接触角有三种：15°、25°、40°
- 分别用代号 C、AC、B 表示

例

7205C（15°）、7205AC（25°）、7205B（40°）。

公差等级

- 轴承公差等级与轴/孔公差等级（IT 级）不同
- 轴承公差等级分为：2 级、4 级、5 级、6 级、6X 级、0 级，共 6 级
- 0 级为普通级，其内圈、外圈的上、下偏差在标准中有专门规定

注意

轴承公差等级（2/4/5/6/6X/0 级）与互换性中轴和孔的公差等级（IT 级）不是同一体系，不要混淆。

轴承公差等级与后置代号

- 2 级公差等级最高，表示公差带最窄
- 轴承后置代号中还包括径向游隙代号
- 径向游隙分为 6 种：1、2、0、3、4、5，游隙由小到大
- 游隙标记用杠 C1、C2 等；0 游隙为常用游隙，不标出

轴承代号示例解读

- 深沟球轴承代号：6 表示深沟球轴承（深系列代号）
- 7312C 解读：
  - 7：角接触球轴承
  - 03：尺寸系列代号
  - 12：内径为 60 mm
  - C：公称接触角 $\alpha = 15^\circ$

轴承承受轴向载荷时的受力

- 止推轴承只能承受轴向载荷
- 当轴承只承受轴向载荷 Fa 时，各滚动体承受的载荷相同
- 处理方式：轴向载荷由所有滚动体共同均担，计算较简单

轴承承受径向载荷时的受力

- 受径向载荷 Fr 时，内圈向下移动一个微小位移 δ
- 内圈下移后压到下半部分的滚动体，因此下半部分滚动体承受载荷
- 不同位置的滚动体承受的径向载荷逐渐减小
- 最下方滚动体承受的载荷最大

定义

最大载荷近似计算公式：$Q \approx 5Fr / Z$ 其中 Z 为轴承中的滚动体数目。

轴承的失效形式——疲劳点蚀

- 滚动体与内外圈不断接触，受到脉动循环的接触变应力
- 脉动循环变应力：最小应力为 0 的循环应力
- 在脉动循环接触应力反复作用下，表面下一定深度产生疲劳裂纹，裂纹扩展至表面形成疲劳点蚀

注意

轴承失效与接触应力密切相关。轴承时而转动、时而静止时，一般不会产生疲劳损坏。

轴承的失效形式——塑性变形

- 转速低时，轴承可视为受静载荷
- 在很大的静载荷或冲击载荷作用下，滚道与滚动体接触处产生塑性变形，滚道表面形成凹坑
- 塑性变形会导致轴承运转时产生剧烈振动或噪声，无法正常工作

注意

转速 > 10 r/min 时，按接触疲劳强度计算（即疲劳寿命计算）；转速 < 10 r/min 时，按静强度计算。

单个轴承的寿命

- 轴承寿命：轴承套圈或滚动体材料发生疲劳点蚀前，内圈（或外圈）转过的总转数
- 已知转速（r/min）时，可将转数换算为小时数

可靠度与额定寿命

- 单个轴承的寿命存在随机因素（材料热处理、工艺等），同一批轴承寿命差异可能达几十倍
- 因此引入可靠度来表征一组轴承的寿命

定义

可靠度：一组轴承达到或超过规定寿命的百分率。

定义

额定寿命：一组同一型号的轴承，在相同条件下（转速、载荷相同）运转，针对某一可靠度（通常为 90%）能够达到或超过的寿命。

- 额定寿命针对一组轴承，而非单个轴承
- 例如 100 个 6207 轴承，按 90% 可靠度：90% 完好，10% 发生点蚀，此时该组轴承的寿命即为额定寿命
- 额定寿命不能直接反映轴承的承载能力

额定动载荷

- 额定动载荷 C：对应寿命为 10^6 转、可靠度为 90% 时的载荷
- 载荷-寿命曲线：横坐标为寿命（单位 10^6 转），纵坐标为载荷

- 额定动载荷越大，轴承尺寸（外径、宽度）越大，承载能力越大

> **注意**
>
> 额定动载荷（C）与额定寿命（L）是两个不同概念。径向轴承给出 Cr，止推轴承给出 Ca，同一轴承标准中不会同时给出 Cr 和 Ca。

轴承寿命基本计算公式

- 基本公式：$P^{\varepsilon} \times L =$ 常数
- 常数用 C 表示，即 $P^{\varepsilon} \times L = C^{\varepsilon}$

> **定义**
>
> 寿命指数 ε 的取值：
> - 球轴承：$\varepsilon = 3$
> - 滚子轴承：$\varepsilon = 10/3$

- 有的参考书将寿命记为 L_{10}，表示可靠度为 90%（点蚀概率为 10%）

寿命的小时数换算

- 寿命常用小时数表征，换算公式基于转速 n（r/min）与 10^6 转的关系
- 记住 60 与 10^6 的对应关系即可推导出换算公式

寿命计算的修正系数

- 温度修正系数 ft：温度越高，额定动载荷 C 变小，需对 C 进行修正
- 载荷修正系数：对载荷进行修正

11 月 12 日

轴承的主要失效形式

- 滚动轴承的主要失效形式是**疲劳点蚀**
- 轴承寿命是针对疲劳点蚀这一失效形式来定义的

> **定义**
>
> 单个轴承的寿命：在轴承首次发生点蚀之前，一个套圈相对于另一个套圈的转数（也可用小时表示）。

额定寿命与可靠度

- 单个轴承的寿命具有**随机性**，因此引入额定寿命的概念
- 额定寿命是在**可靠度为 90%** 的情况下定义的

> **定义**
>
> 额定寿命：在可靠度为 90% 时，轴承的寿命。

基本额定动载荷 C

- 额定寿命不能表征轴承的承载能力，能表征承载能力的是**基本额定动载荷 C**
- 基本额定动载荷 C 对应的寿命是 1×10^6 **转**（可靠度 90%）

> **定义**
>
> 基本额定动载荷 C：在可靠度为 90% 时，轴承寿命为 1×10^6 转所对应的载荷。

例

载荷-寿命曲线中：载荷 P_1 对应寿命 L_1 ，载荷 P_2 对应寿命 L_2 ，载荷 C 对应寿命 1×10^6 转。

寿命计算基本公式

- 载荷 P 与寿命 L 的对应关系满足：P^ε · L = 常数
- 该常数 = C^ε × 10^6
- 由此可反推出寿命计算公式：

$$L=\left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon}\times10^6 \quad (\text{单位：}10^6\text{转})$$

- 式中 10^6 表征可靠度为 90%，单位是 10^6 转

注意

有些参考书中将 10^6 写成 10，本课程参考值不写 10，需注意区分。

寿命指数 ε 的取值

- ε 的取值与滚动体类型有关
- 滚动体分两大类：球、滚子

注意

- 球轴承：ε = 3
- 滚子轴承：ε = 10/3
- 这是工程常识，考试和工程中不再给出，需自行记忆。

- ε 与滚动体类型有关

例

- 球轴承：ε = 3
- 滚子轴承：ε = 10/3

注意

ε 的取值是工程常识，考试和工程中通常不再给出，需要自己记住并查阅。

用小时表示的寿命 Lh

- 工程习惯用小时表示寿命
- 已知轴的转速 n（r/min），轴承内圈随轴转动，转速也为 n
- 每小时转数为 60n，将转数换算为小时：

$$L_h=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon}$$

定义

n：转速，单位 r/min（revolution per minute，每分钟转数）。

寿命公式的修正（温度系数与载荷系数）

- 对基本额定动载荷 C 进行修正：温度越高，基本额定动载荷降低，引入温度系数 f_t

- 对载荷 P 进行修正：冲击振动较大时，载荷增加，引入载荷系数 f_d

注意

- f_t 用于修正基本额定动载荷 C
- f_d 用于修正载荷 P
- 当系数为 1.0 时有无皆可；当系数不为 1.0 时必须修正。

- 修正两个量：基本额定动载荷 C 和当量动载荷 P

注意

修正的原因：
- 温度升高 → 基本额定动载荷 C 降低 → 引入温度系数 f_t
- 冲击振动大 → 实际载荷增加 → 引入载荷系数 f_d

- 修正后的寿命公式：$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_t C}{f_d P}\right)^{\varepsilon}$

注意

当系数为 1.0 时，有无修正均可；当系数不为 1.0 时，必须进行修正。

修正后的寿命公式

- 修正后的寿命计算公式：

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_t C}{f_d P}\right)^{\epsilon}$$

轴承是否合适的判定（两种思路）

- 已知条件：轴承已选定，基本额定动载荷 C 由标准给出
- 引入预期寿命 L_h′ （参考寿命）

定义

预期寿命 L_h′ ：根据使用要求预先设定的轴承寿命。

- **思路一（按寿命判定）**：计算出的寿命 L_h > 预期寿命 L_h′ ，则轴承选择合适
- **思路二（按载荷判定）**：由预期寿命反推出计算所需的基本额定动载荷 C_ 计算，若 C_ 计算 < 标准中的 C，则轴承选择合适

注意

- C_ 计算与 C 不同：C 是标准中给出的额定动载荷；C_ 计算是基于预期寿命反推计算所需的额定动载荷。
- 两种思路均可判定轴承是否合适，考试中常按思路二（载荷判定）给出例题。

- 预期寿命 L'_h（参考寿命）：设计要求的寿命

定义

预期寿命 L'_h：设计时给定的轴承参考寿命，如 1500 小时。

思路一：比较计算寿命与预期寿命

- 计算寿命 L_h > 预期寿命 L'_h → 轴承选择合适
- 例：预期寿命 1500 小时，计算寿命应大于 1500 小时

思路二：反推计算所需额定动载荷

- 基于寿命计算公式，由预期寿命 L'_h 和已知条件反推出计算所需额定动载荷 $C_{计算}$
- $C_{计算}$ < 标准中的 C → 轴承选择合适

注意

$C_{计算}$ 与 C 不同：
- C：标准中给出的基本额定动载荷（如 7207AC 轴承在标准中查得）
- $C_{计算}$：基于预期寿命反推计算所需的额定动载荷

例

两种判定思路均可用于判断轴承是否合适，教材例题通常按思路二（比较 $C_{计算}$ 与 C）给出。

当量动载荷 P

- 向心轴承可承受径向和轴向载荷；推力轴承只承受轴向载荷
- 标准中，向心轴承给出的是**径向额定动载荷**，止推轴承给出的是**轴向额定动载荷**
- 当轴承同时承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 时，不能只代入径向或轴向载荷，需折算为**当量动载荷 P**

定义

当量动载荷 P：将同时作用的径向载荷与轴向载荷折算成一个与基本额定动载荷 C 相当的等效载荷。

$$P = XF_r + YF_a$$

- X 为**径向系数**（与 F_r 对应），Y 为**轴向系数**（与 F_a 对应）

注意

当量动载荷 P 与基本额定动载荷 C 是两回事：C 是标准中给出的额定值，P 是实际折算出的等效载荷。

- 向心轴承：可承受径向和轴向载荷
- 推力轴承：只承受轴向载荷
- 标准中，向心轴承（如 6207 深沟球轴承）给出的是径向额定动载荷；止推轴承给出的是轴向额定动载荷

注意

当轴承同时承受径向载荷和轴向载荷时，P 不能只带径向载荷，也不能只带轴向载荷，需要折算成与 C 相当的量。

定义

当量动载荷 P：将轴承实际承受的径向载荷和轴向载荷折算成与额定动载荷 C 相当的一个等效载荷。

- 当量动载荷公式：$P = XF_r + YF_a$
- X：径向系数，与 F_r 对应
- Y：轴向系数，与 F_a 对应

注意

X、Y 的取值与轴向载荷和径向载荷的比值 F_a/F_r 有关，需与系数 e 比较（$F_a/F_r > e$ 或 $< e$），具体值查表（教材表 13-11），且与具体轴承类型有关。

径向系数 X 与轴向系数 Y 的确定

- X、Y 的取值与**轴向载荷与径向载荷的比值 F_a/F_r** 有关
- 需与参数 e 比较：F_a/F_r > e 或 F_a/F_r < e 时取不同的 X、Y 值
- 具体数值查表（教材表 13-11），且与具体轴承类型有关
- 圆锥滚子轴承会给出具体的 Y 值

内部轴向力 S（角接触球轴承与圆锥滚子轴承）

- 对于**角接触球轴承和圆锥滚子轴承**，轴向载荷需特别处理
- 这两种轴承有**公称接触角 α**

定义

公称接触角 α：滚动体与滚道接触位置处，接触反力与径向平面之间的夹角。

- 单个滚动体的接触反力 Q_i 可分解为**径向分力和轴向分力**
- 所有滚动体径向分力的矢量和用于平衡径向外载荷 F_r
- 所有滚动体轴向分力的合力称为**轴承的内部轴向力 S**

注意

内部轴向力 S 是角接触球轴承和圆锥滚子轴承特有的量，需进一步确定其大小和方向（下节继续讲解）。

轴承寿命计算的基本公式

- 单个轴承寿命：在首次发生点蚀之前，一个套圈相对于另一个套圈的转数（也可用小时表示）
- 轴承主要失效形式：疲劳点蚀
- 额定寿命：可靠度为 90% 时的寿命
- 额定动载荷 C：对应寿命为 1×10^6 转时的载荷，表征轴承承载能力

定义

基本额定动载荷 C：指可靠度为 90% 时，轴承寿命为 1×10^6 转所能承受的载荷。

- 载荷-寿命关系：$P \cdot L =$ 常数
- 常数 $= C^{\varepsilon} \times 10^6$
- 寿命计算公式：$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} \times 10^6$（单位：$10^6$ 转）

注意

公式中的 10^6 表征可靠度为 90%，其单位是 10^6 转，不要与小时单位混淆。

寿命的小时表示

- 工程习惯用小时表示寿命
- 已知转速 n（rpm，每分钟转数），每小时转数为 60n
- 将 10^6 转换算为小时：$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon}$

定义

n 为轴承转速，单位 rpm（revolution per minute），即每分钟转数。

角接触球轴承与圆锥滚子轴承的内部轴向力

- 这两种轴承都有公称接触角 α
- 单个滚动体在滚道内接触时，接触位置产生反力，由于 α 的作用，反力不完全沿径向

定义

内部轴向力 S：当轴承承受径向载荷 F_r 时，所有滚动体轴向分力的合力。

- 单个滚动体反力分解为径向分力和轴向分力
- 所有滚动体径向分力的矢量和用来平衡径向外载荷 F_r
- 轴向分力的合力即为内部轴向力 S

注意

内部轴向力 S 只存在于角接触球轴承和圆锥滚子轴承中，且会影响轴承实际承受的轴向载荷，计算当量动载荷时不能只考虑外部轴向载荷，必须把内部轴向力考虑进去。

- 内部轴向力 S 既有大小也有方向，大小与 F_r 和 α 有关，方向取决于轴承安装方式和受力情况，具体通过例子体会。

轴系中轴承支反力的计算

- 轴系中轴承位置（如 a、b）的支反力由空间力系计算得出
- 外载荷来源：齿轮的法向力（斜齿轮分解为空间三个分力）、带轮/链轮的压轴力等

定义

支反力分解为水平分力 H 和垂直分力 V（vertical），轴承的径向载荷为这两个分力的矢量和。

注意

径向载荷 F_r 是水平支反力 H 与垂直支反力 V 的矢量和（两者垂直），不是简单相加。

- 轴承的轴向载荷需结合内部轴向力 S 进一步处理，具体判断过程通过例子体会。

轴承轴向载荷的构成

- 轴系中轴承受到的轴向载荷不能简单等于外部轴向载荷 Fa
- Fa 是外载荷（如斜齿轮产生的轴向分力），可计算得出
- 确定轴承轴向载荷时，必须同时考虑**外部轴向载荷 Fa 和内部轴向力 S**
- 需通过两者匹配关系来判定轴承的实际轴向载荷 A

内部轴向力 S 的大小计算

- 内部轴向力 S 既有大小又有方向
- 大小计算见教材 218 页表 13.11，针对角接触轴承和圆锥滚子轴承
- 圆锥滚子轴承：S = R / (2Y)，其中 Y 由轴承标准给出
- 角接触球轴承：计算公式随公称接触角 α 不同而不同

定义

公称接触角 α 对应的内部结构代号（后置代号）：

- 15° → C
- 25° → AC
- 40° → B

正装与反装

- 正装 = 面对面安装（窄边对窄边）
- 反装 = 背对背安装（宽边对宽边）

定义

面：轴承外圈的窄边 **背**：轴承外圈的宽边（注意是外圈，不是内圈）

- 角接触球轴承、圆锥滚子轴承一般成对使用、对称安装
- 正装时支点靠轴承内侧，反装时支点靠轴承外侧

内部轴向力 S 的方向判定

- 滚动体在接触点处的法向反力可分解为径向反力和轴向反力
- 内部轴向力 S 的方向**始终指向支点**
- 正装（面对面）：两支点向内，S1 与 S2 方向**相对**
- 反装（背对背）：两支点向外，S1 与 S2 方向**相背**
- 支点位置由尺寸 a 确定（见轴承标准）

例

正装时，轴承一（左侧）的支点靠内，其内部轴向力 S1 水平向右；轴承二（右侧）的支点靠内，其内部轴向力 S2 水平向左，两者相对。

轴向载荷 A1、A2 的确定（正装情况）

- 需同时考虑外部轴向载荷 Fa 和内部轴向力 S1、S2
- 系统处于平衡状态，存在恒等式：A1 + Fa - A2 = 0（当 Fa 与 S1 同向时）
- 若 Fa 与 A2 同向，则恒等式为 A2 + Fa = A1
- 恒等式需理解而非死记，关键看 Fa 的方向

注意

A1、A2 不能简单等于 Fa，也不能简单等于 S1 或 S2，必须通过平衡关系判定。

判定方法（以 Fa 与 S1 同向为例）：

- 比较 S1 + Fa 与 S2 的大小
- 若 S1 + Fa > S2：
  - 系统有向右移动趋势，轴承二被压紧，轴承一被放松
  - 先确定被压紧的轴承：A2 = S1 + Fa
  - 再由平衡式得：A1 = A2 - Fa = S1
- 若 S1 + Fa < S2：
  - 轴承二侧力已足够
  - 先确定：A2 = S2
  - 再由平衡式得：A1 = A2 - Fa = S2 - Fa

> **注意**
>
> 先确定被压紧的轴承的轴向载荷（它需要增大到满足平衡），再通过平衡式求另一轴承。书上”较大者/较小者”的表述与此思路统一。

深沟球轴承的轴向载荷确定

- 深沟球轴承（6 字头）无内部轴向力 S
- 当有外部轴向载荷 Fa 时，**Fa 指向哪个轴承，该轴承就全部承受 Fa**

> **例**
>
> Fa 水平向左指向轴承一，则 A1 = Fa，A2 = 0。

- 深沟球轴承也可承受轴向载荷，需进行当量动载荷及寿命计算

多个齿轮时的 Fa 处理

- 轴系中若有两个齿轮（如轴端锥齿轮 + 中间斜齿轮/蜗杆），会产生 Fa1 和 Fa2
- 先对 Fa1、Fa2 进行矢量和，得到总的外部轴向载荷 Fa
- 再用 Fa 按前述方法确定 A1、A2

额定静载荷与静强度计算

- 当轴承转速非常低时，需进行静强度计算
- 涉及当量静载荷 P0，以及径向额定静载荷 C0r、轴向额定静载荷 C0a
- C0r、C0a 由轴承标准给出
- 一般轴承进行疲劳强度（寿命）计算，转速低时改用静强度计算

轴承选型是否合适的判定

- 思路一：计算寿命 > 预期寿命 → 轴承合适
- 思路二：计算所需额定动载荷 < 标准值 → 轴承合适

轴承寿命计算总体思路（例 13.3）

- 已知：径向载荷 r_1 、r_2 （由水平支反力与竖直支反力的矢量和求得）、轴向载荷 FA、轴转速、预期寿命
- 判断所选轴承（如 7308AC）是否合适，核心是计算其寿命并与预期寿命比较
- 计算流程：求内部轴向力 s_1 、s_2 → 判定并确定 α_1 、α_2 → 求当量动载荷 p_1 、p_2 → 取较大者算寿命 → 与预期寿命比较

内部轴向力 s 的计算

- 角接触球轴承 AC 系列：s = 0.68 r（对应书上表 13.11）
- 角接触球轴承 B 系列：s = 1.14 r
- 圆锥滚子轴承（如 30207）：s = r / (2y)，y 由轴承型号给定（如 y = 1.6）
- 深沟球轴承无内部轴向力，不涉及 s 的计算

> **注意**
>
> 不同轴承类型（AC、B、圆锥滚子）计算 s 的公式完全不同，必须先识别轴承类型再选公式。

正装与反装的判定

- 正装：s_1 水平向右，s_2 水平向左（两轴承面对面）
- 反装：s_1 、s_2 方向相反（背对背）

- 正装反装只针对角接触球轴承和圆锥滚子轴承；深沟球轴承无正装反装之分

> **注意**
>
> 正装反装没搞清楚，s_1 、s_2 的方向就完全错误，后续 α_1 、α_2 的判定全部出错。这是轴承计算中最常见的错误。

确定 α_1 、α_2 的判定方法

- 将方向相同的两个力相加，与另一个力比较大小
- 例：s_1 与 FA 同向，则比较 $(s_1 + FA)$ 与 s_2
- 若 $(s_1 + FA) > s_2$ ，则 $\alpha_2 = s_1 + FA$，$\alpha_1 = \alpha_2 - FA$
- 若 $(s_1 + FA) < s_2$ ，则 $\alpha_1 = s_2 - FA$，$\alpha_2 = s_2$

> **例**
>
> 课堂练习一（7207AC，正装）：$s_1 + FA = 1696 > s_2 = 1394$，故 $\alpha_2 = 1696$，$\alpha_1 = 1696 - 880 = 816$。

当量动载荷 p 的计算

- 先求 a/r 比值，与 e 比较（AC 系列 e = 0.68）
- 根据 a/r 与 e 的大小关系，查表确定 x、y 系数
- 分别计算两个轴承的当量动载荷 p_1 、p_2

> **注意**
>
> x、y 的取值要分别对轴承 1 和轴承 2 单独比较 α_1/r_1 与 α_2/r_2 ，不能混用。

寿命计算时 p 的选取

- 两个轴承分别有 p_1 、p_2 ，计算寿命时应取较大者
- 理由：当量动载荷大的轴承更危险，其寿命更短，应以其为准
- 例：$p_2 > p_1$ 时，用 p_2 代入寿命公式

> **注意**
>
> 算寿命时只能带较大的 p 值，不能带较小的，否则会高估轴承寿命。

轴承是否合适的判定

- 方法一：计算寿命与预期寿命比较，计算寿命 ≥ 预期寿命则合适
- 方法二：计算所需额定动载荷，与标准额定动载荷比较，所需值 ≤ 标准值则合适

> **例**
>
> 课堂练习一（7207AC）：计算寿命小于预期寿命 2000 小时，轴承不合适；所需额定动载荷大于标准值 22.5 kN，同样说明不合适。

不同轴承类型的承载能力比较

- 在相同外载荷、转速条件下，比较不同轴承的寿命
- 圆锥滚子轴承（滚动体为滚子）承载能力 > 角接触球轴承（滚动体为球）
- 深沟球轴承主要承受径向载荷，轴向承载能力小，6207 寿命无法满足要求

> **注意**
>
> 6207 是深沟球轴承，无正装反装，其 α 的确定方式不同：FA 指向哪个轴承，该轴承就完全承受轴向载荷。

指数 ε 的取值

- 角接触球轴承（7 字头，如 7207AC）：$\varepsilon = 3$
- 圆锥滚子轴承（3 字头，如 30207）：$\varepsilon = 10/3$
- 深沟球轴承（6 字头，如 6207）：$\varepsilon = 3$

> **注意**
>
> 必须先识别轴承类型（深沟球、角接触球、圆锥滚子）才能确定 ε，这是常识性内容，不能搞错。

选择题作答注意事项

- 计算完成后，选择与计算值最接近的选项
- 若选项中没有精确值（如计算得 1394，选项给 1400），选最接近的即可

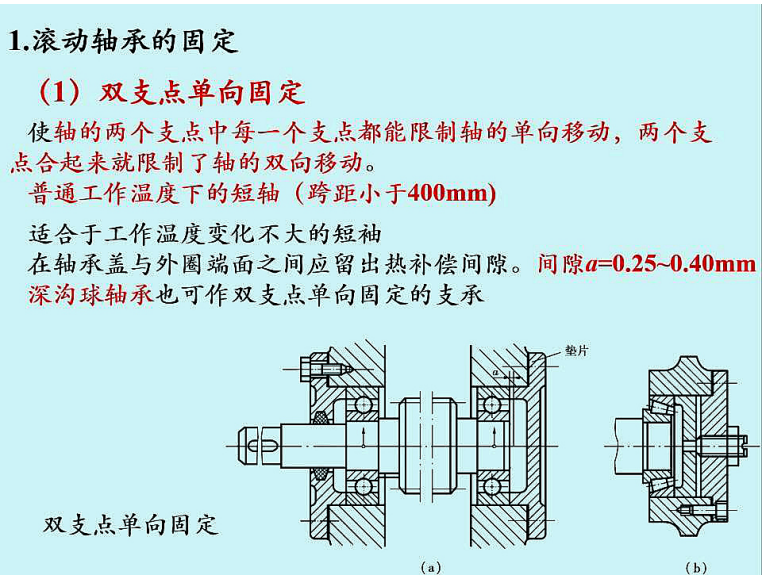
> **注意**
>
> 千万不要把选项中的近似值（如 1400）代回后续式子继续计算，所有计算必须用自己算出的精确值完成，最后再对照选项。

11 月 13 日

轴承组合设计概述

- 本节内容主要涉及 5 个方面：轴承轴向位置固定、轴承与其他零件的配合、轴承间隙调整、轴承装拆、轴承润滑
- 轴承是轴上的零件，其轴向固定属于轴上零件轴向固定的一种
- 配合关系：轴承内圈与轴配合，外圈与轴承座配合

双支点单向固定



- 两个支点中，每个支点都能限制轴的一个单向移动
- 阶梯轴的轴肩对轴承内圈定位，限制其向一侧移动；两个轴承各限制一个方向，

合起来限制轴的双向移动

- 应用场合：普通工作温度下的短轴

定义

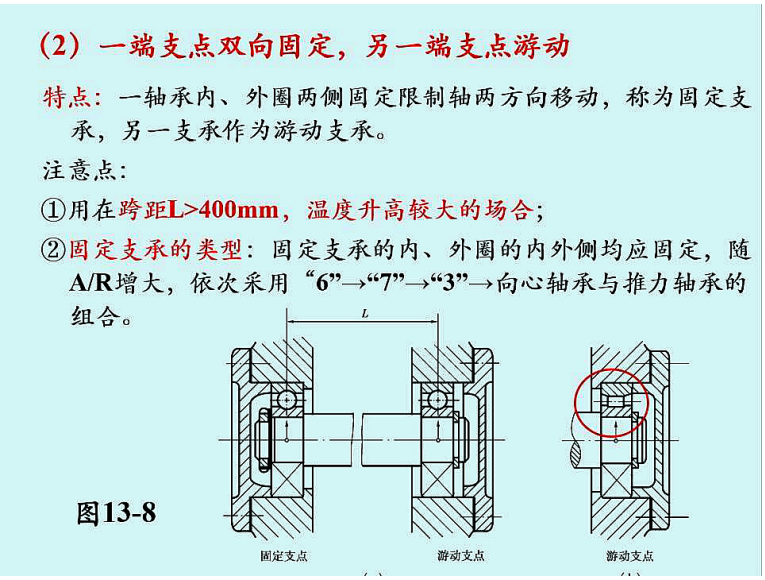
短轴：两个支点（轴承）之间的距离（跨距）小于 400 mm 的轴。

- 常用轴承：深沟球轴承（6 字头）

例

b 图中轴承盖与外圈端面之间留有间隙 a，用于热补偿。温升导致轴热胀伸长时，间隙为其留出空间。间隙一般取 0.25~0.4 mm。

一端固定、一端游动



- 应用场合：跨距大于 400 mm（长轴），且温升较高的场合

定义

固定支点：轴承的内圈和外圈的内侧、外侧（左右两侧）都进行了轴向固定，限制轴在两个方向上的移动。游动支点：轴承在轴向可自由游动，不限制轴的轴向移动。

- 固定支点的内圈：左侧用轴肩定位，右侧用圆螺母和止动垫片（螺纹结构）定位
- 固定支点的外圈：左侧用轴承端盖（轴承盖）定位，右侧用轴承座凸台定位

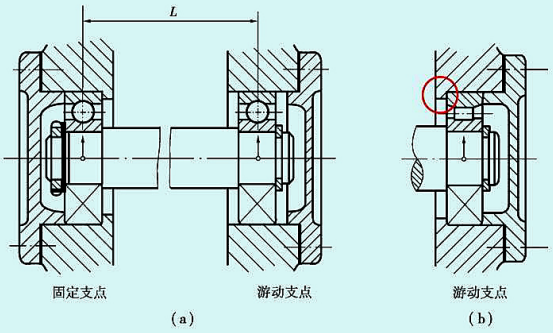
注意

固定支点所用轴承的轴向载荷能力要求较高。当轴承承受的轴向载荷（A）相对径向载荷（R）增大时，依次选用 6 字头（深沟球）、7 字头（角接触球）、3 字头（圆锥滚子）轴承，其承受轴向载荷的能力逐渐增强。

例

当轴向载荷和径向载荷都较大时，可采用向心轴承（如 6 字头深沟球轴承）与推力轴承（5 字头止推轴承）组合：推力轴承承受轴向载荷，向心轴承承受径向载荷。

游动支点的两种结构



③游动支承类型和固定方式：采用深沟球轴承“6”和短圆柱滚子轴承“N”和滚针轴承“NA”，：

使用“6”时，内、外圈不可分离，只需固定内圈（内、外侧均应固定；

使用“N”和“NA”时，内、外圈可分离，内、外圈的内、外侧均应固定。

④“3”和“7”类轴承不能作游动支承。

- 游动支点根据所用轴承类型不同，轴向固定方式不同

例

a 图：游动支点用深沟球轴承（6 字头），其内外圈不可分离，只需固定内圈的内外侧——左侧用轴肩，右侧用轴用弹性挡圈。

例

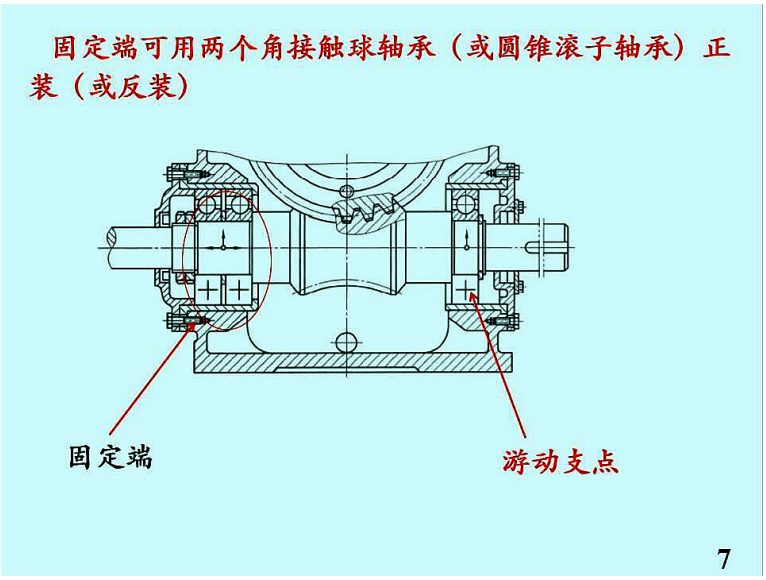
b 图：游动支点用短圆柱滚子轴承（N）或滚针轴承（NA），其内外圈可分离，因此内外圈的内外侧都要固定——内圈用轴肩和轴用弹性挡圈，外圈用轴承端盖和轴承座凸台（或孔用弹性挡圈）定位。

注意

3 字头圆锥滚子轴承和 7 字头角接触球轴承不能用作游动支点。

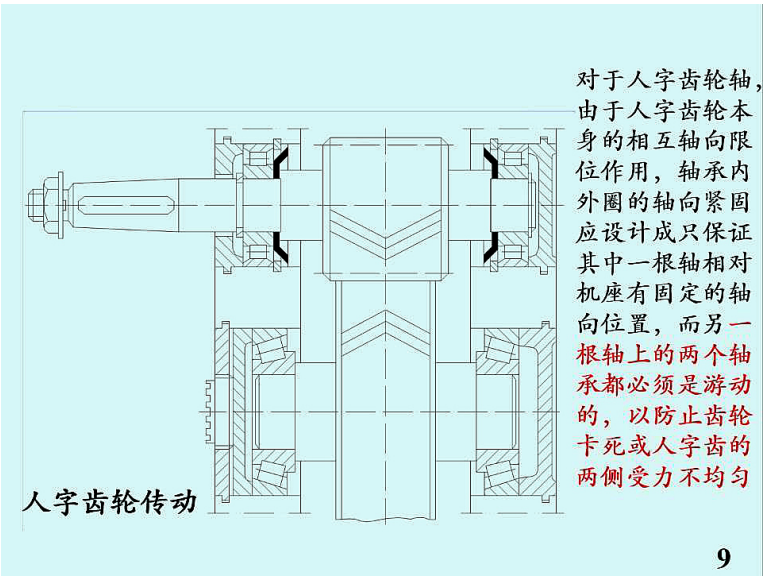
- 轴用弹性挡圈：嵌在轴上的槽内，对轴承内圈定位
- 孔用弹性挡圈：嵌在轴承座孔内的槽内，对轴承外圈定位

固定支点的组合结构



- 固定端可用两个角接触球轴承或两个圆锥滚子轴承对称安装（正装或反装）构成
- 当径向载荷和轴向载荷都较大时，可用深沟球轴承（承受径向载荷）与推力轴承（承受轴向载荷）组合

两端均为游动支点



- 用于人字齿轮轴系

例

人字齿轮相当于两个斜齿轮搭接而成，两个斜齿轮的倾斜方向相反，产生的轴向力相互抵消一部分。

注意

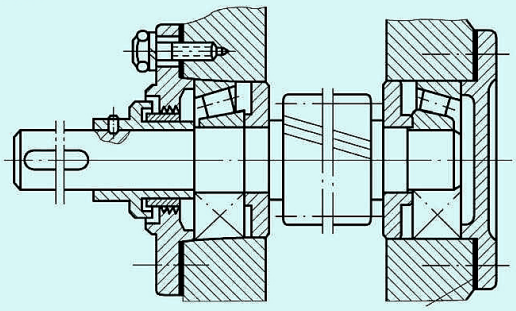
人字齿轮正确啮合时，轴承内外圈的轴向紧固应只保证一根轴相对基座有固定位置，另一根轴上的两个轴承必须为游动支点。这样才能保证正确啮合，防止齿轮卡死或人字齿两侧受力不均。

轴承组合的调整

- 轴承组合调整包括：轴承间隙调整、轴承位置调整
- 轴承间隙调整最简单的方法：在轴承盖与基座之间加调整垫片

调整垫片调整轴承间隙

图13-9通过调整轴承端盖与机座间垫片厚度实现轴承间隙的调整。



11

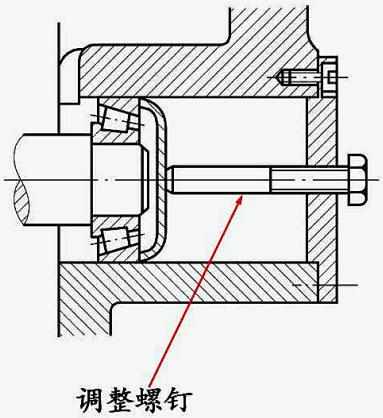
- 调整垫片是位于轴承盖与基座之间的薄片，通过改变其厚度来调整轴承间隙
- 间隙需要小时，拧紧使垫片受压变薄；间隙需要大时，放松使垫片变厚
- 绘制图时，调整垫片处取初始线的两倍即可
- 轴承盖与箱体之间采用螺钉连接：轴承座较厚不能做通孔，轴承盖较薄做通孔，属于螺纹连接
- 图中轴承盖与基座之间应为细实线（非点划线），表示螺纹连接

定义

调整垫片：置于轴承盖与基座之间的薄片，通过改变其厚度来调整轴承的轴向间隙。

调整螺钉调整轴承间隙

图13-10为调整螺钉方法。利用调整螺钉对轴承外圈的压盖进行调整以实现轴承的间隙调整。调整完毕之后，用螺母锁紧防松。



12

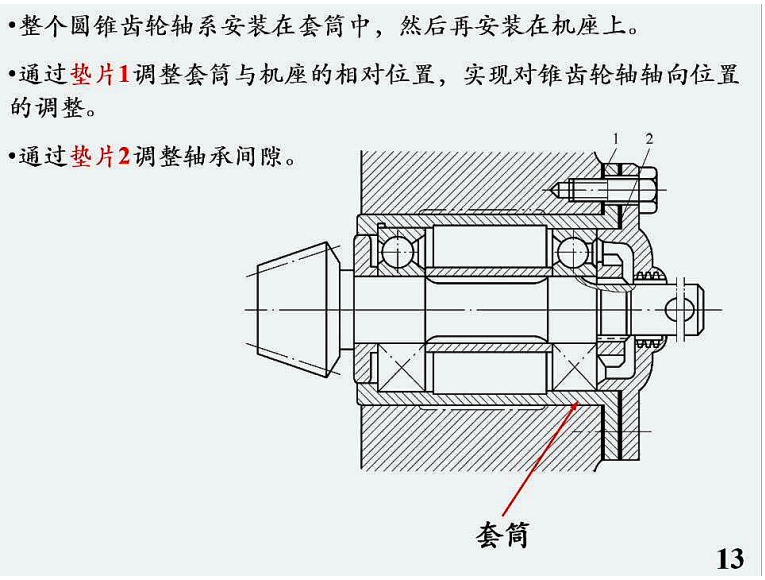
- 在轴承外圈处设置调整螺钉，用盖子顶住外圈

- 螺钉旋入（向左）时，间隙变小；旋出时，间隙变大
- 通过调整螺钉的旋入量实现轴承间隙的调整

例

调整螺钉与调整垫片作用原理相同，都是通过改变轴向定位件的相对位置来改变轴承间隙，只是实现方式不同（螺钉旋入量 vs 垫片厚度）。

调整套筒调整锥齿轮啮合位置



- 该结构用于锥齿轮传动，锥齿轮正确啮合时，两锥齿轮的锥顶点必须相互重合
- 锥齿轮的轴线在啮合时相互垂直
- 结构中包含两个垫片（垫片 1 和垫片 2）和一个调整套筒

定义

调整套筒：套筒上安装轴向零件（轴承、挡油环等），通过调整套筒与基座之间的垫片厚度，使套筒及其上的轴向零件做细微的轴向移动，从而保证锥齿轮锥顶点重合、正确啮合。

- **垫片 2**：位于轴承端盖与轴承之间，用于调整轴承间隙（与前述调整垫片作用相同）
- **垫片 1**：位于套筒与基座之间，用于调整套筒与基座的相对位置，实现对锥齿轮轴向位置的调整

注意

两个垫片作用不同，不要混淆：

- 垫片 2 → 调整轴承间隙
- 垫片 1 → 调整套筒与基座的相对位置，进而调整锥齿轮轴向位置，保证锥顶点重合

轴承预紧

（2）轴承的预紧

对某些可调游隙式轴承，在安装时给予一定的轴向预紧力，使内外圈产生相对位移，因而消除了游隙，并在套圈和滚动体接触处产生了弹性预变形，借此提高轴的旋转精度和刚度，称为轴承的预紧。

图13-12是通过外圈压紧预紧，利用夹紧一对圆锥滚子轴承的外圈而将轴承预紧。

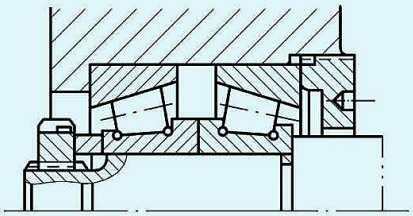


图13-12 外圈压紧预紧

14

- 对于可调整游隙的轴承，安装时给予一定的轴向预紧力，使内外圈产生相对位移，消除游隙
- 在套圈与滚动体接触处产生弹性变形

定义

轴承预紧：安装时对轴承施加轴向预紧力，使内外圈产生相对位移，消除游隙，并在套圈与滚动体接触处产生弹性变形。

- 预紧的目的：提高旋转精度和刚度

例

预紧的概念在螺纹连接中已讲过，轴承预紧原理与之类似，都是通过预先施加力来提高连接的刚度和精度。

- 目的：提高轴承定位精度、抑制轴跳动、提高旋转精度和轴的刚性
- 使滚动体相对滚道圈保持正确位置，防止振动异响及高速旋转时滚动体打滑
- 预紧方法：定位预紧和定压预紧
- 角接触球轴承及圆锥滚子轴承施加轴向负荷预紧时，多采用背对背组合（作用点位置尺寸较大，轴心变化量较小）

轴承预紧的方法

通过弹簧预紧。如图13-13，在一对轴承间加入弹簧，可以得到稳定的预紧力。

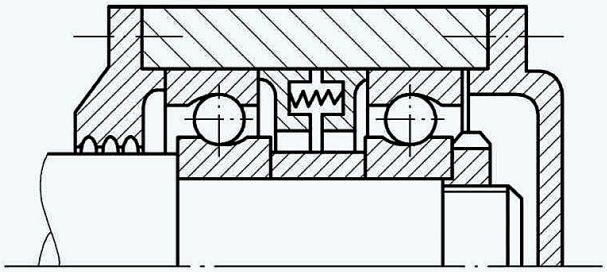


图13-13 弹簧预紧

15

- 外圈压紧：夹紧一对圆锥滚子轴承的外圈（正装）实现预紧
- 弹簧预紧：在一对轴承之间放入弹簧，利用弹簧被压后的反弹力实现预紧
- 不同长度套筒：在两轴承之间加入不同长度的套筒实现预紧
- 磨窄套圈：夹紧一对磨窄的套圈实现预紧

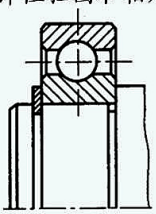
> 注意
>
> 磨窄套圈时，正装磨窄外圈，反装磨窄内圈，不要搞混。

轴承内圈的轴向紧固

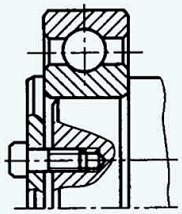
3.滚动轴承的轴向紧固

（1）滚动轴承内圈轴向紧固常用方法：

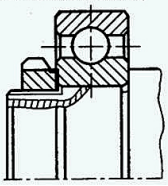
(a)弹性挡圈和轴肩



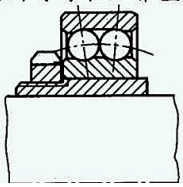
(b)轴端端盖和轴肩



(c)圆螺母和轴肩



(d)圆螺母和止推垫圈



18

- 内圈轴向紧固的常用方式：
  - 轴肩：阶梯轴相邻两轴径直径不同形成轴肩，对内圈进行轴向定位
  - 轴用弹性挡圈：对内圈进行定位
  - 轴端端盖 + 轴肩：用轴端端盖配合轴肩定位内圈
  - 圆螺母 + 止推垫片 + 轴肩：用圆螺母和止推垫圈配合轴肩定位内圈

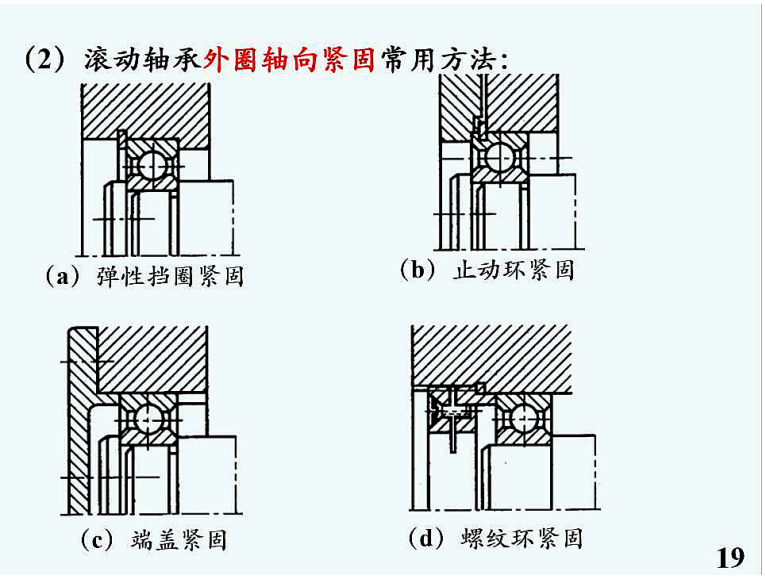
定义

轴肩：阶梯轴上相邻两段不同直径的轴径之间形成的台阶面，用于轴向定位轴上零件。

例

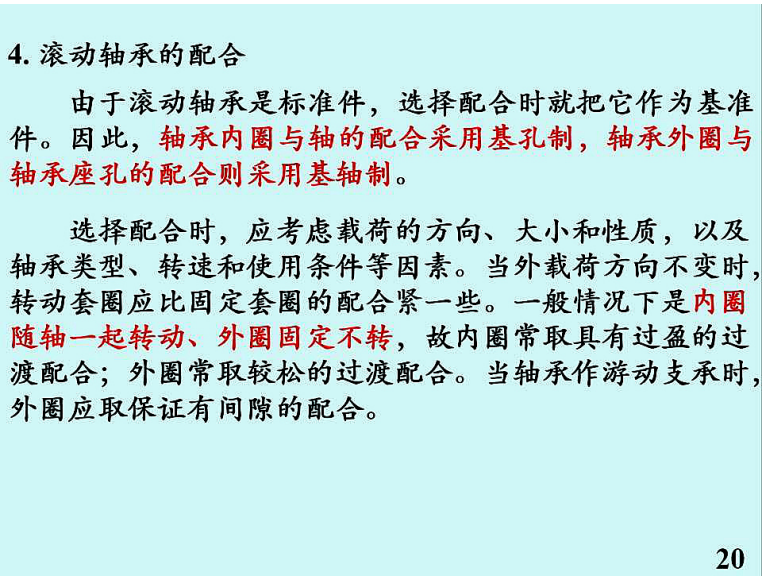
轴肩可理解为阶梯轴（如 φ55 与 φ60 两段）之间形成的台阶，相邻轴径直径不同即形成轴肩。

轴承外圈的轴向紧固



- 外圈轴向紧固的常用方式：
  - 孔用弹性挡圈：装在基座孔内，对外圈定位
  - 止动环紧固：用止动环对外圈定位
  - 轴承端盖：用轴承端盖压紧外圈（经典方式），配合调整垫片调整间隙
  - 螺纹环紧固：用螺纹环紧固轴承外圈

滚动轴承的配合



- 滚动轴承是标准件，由内圈、外圈、滚动体（及保持架）组成

- 内圈与轴配合，外圈与轴承座配合

定义

滚动轴承配合基准制：
- 内圈与轴配合 → **基孔制**（内圈孔为标准件）
- 外圈与轴承座配合 → **基轴制**（外圈轴为标准件）

注意

滚动轴承内圈与轴配合采用基孔制，外圈与基座配合采用基轴制。因为滚动轴承是标准件，其内圈孔和外圈轴均为标准尺寸，故分别作为基准孔和基准轴。不要与一般轴孔配合的基准制混淆。

- 一般情况下，内圈随轴一起转动，外圈固定不动，内外圈之间有相对运动
- 转动圈比不转动圈配合得更紧

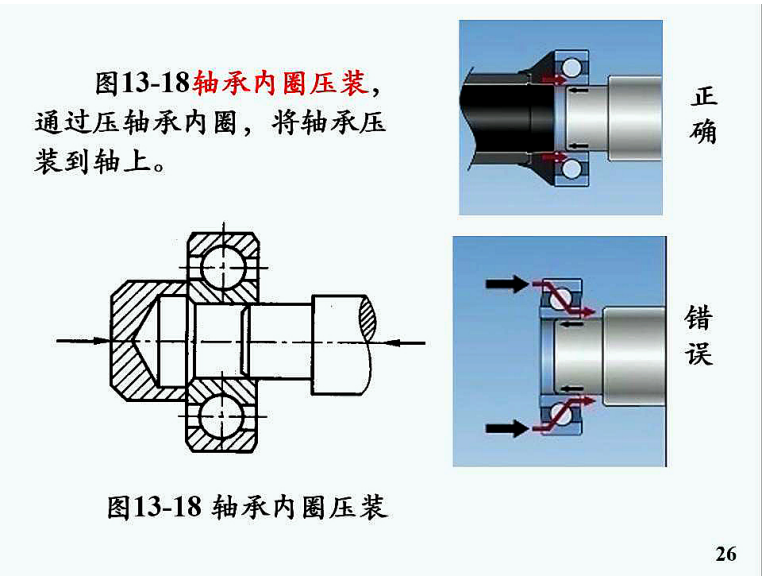
注意

轴承内圈与轴之间通过**过盈配合**实现周向固定，**没有键连接**。齿轮与轴配合时用键连接实现周向固定，但轴承与轴之间不用键，这是常见的改错点。

滚动轴承的公差等级

- 滚动轴承代号中的后置代号包含公差等级，如 6207-P2 中的 P2 表示公差等级
- 公差等级有 0、6、5、4、2 级，2 级公差等级最高，公差带最窄
- 0 级为默认公差等级

滚动轴承的装拆



- 装拆方法：压力法、温差法、液压配合法

注意

装拆时施加力的位置必须正确：
- **装内圈**（内圈装到轴上）→ 力施加在**内圈**上
- **装外圈**（外圈装到基座上）→ 力施加在**外圈**上
- 若装内圈时把力加到外圈上，或装外圈时把力加到内圈上，都是错误的

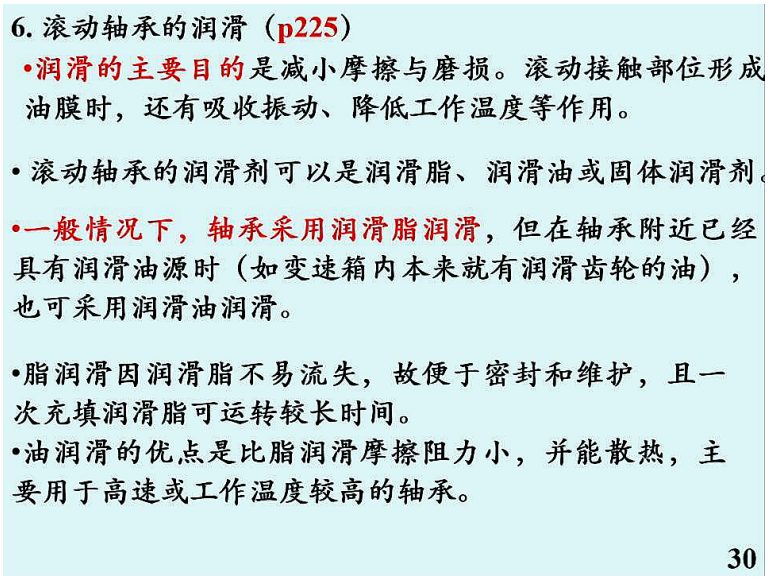
- 拆卸时常用**钩爪拆卸器**：

- 从轴上拆轴承 → 钩爪钩住内圈
- 从座孔中拆轴承 → 钩爪钩住外圈

注意

装拆时”一会内圈一会外圈”容易混淆，关键要理解：**内圈与轴配合，外圈与轴承座配合**。装/拆内圈时力作用在内圈，装/拆外圈时力作用在外圈。

轴承的润滑



- 润滑的主要目的：减少摩擦磨损
- 润滑方式分为脂润滑和油润滑，选择依据是 **dn 值**（d 为轴承内径，n 为转速）

定义

dn 值：d 为轴承内径（mm），n 为转速（r/min），dn 乘积用于判断选用脂润滑还是油润滑。

- 判断依据：
  - $dn < 1.5\sim2\times10^5$ → 用脂润滑
  - $dn \geqslant 1.5\sim2\times10^5$ → 用油润滑
- 工程中也可用线速度判断：线速度 < 2 m/s 用脂润滑，> 2 m/s 用油润滑

例

6207 轴承的内径代号为 07，内径 = 07 × 5 = 35 mm。一般内径 ⩾ 20 mm 的轴承，内径代号乘以 5 即得内径值（6200、6201、6202、6203 等特殊代号除外）。

润滑方式判定：脂润滑 vs 油润滑

•具体选择可按速度因数 dn值来定。d代表轴承内径（mm）；n代表轴承转速（r/min），dn值间接地反映了轴颈的圆周速度，

•当dn＜(1.5~2)10^5 mm·r/min时，一般滚动轴承可采用润滑脂润滑，超过这一范围宜用润滑油润滑。

• v＜2 m/s，采用润滑脂润滑

•v≥2 m/s，采用润滑油润滑



31

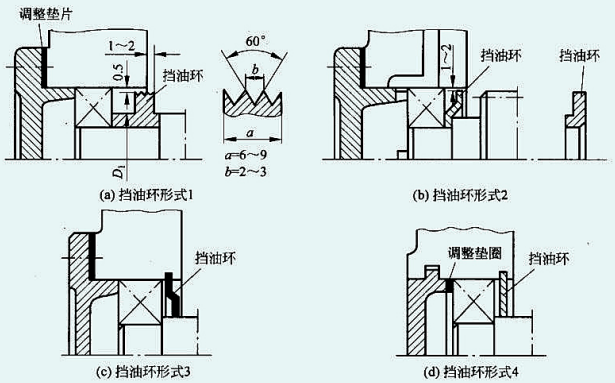
- 工程中常用线速度来判定轴承采用脂润滑还是油润滑
- 齿轮传动一般用油润滑，放在箱体润滑油中
- 轴承需先判定用脂润滑还是油润滑，再进一步设计
- 轴承线速度大于 2 m/s 时，可采用油润滑

脂润滑与油润滑的隔离（Δ_3 尺寸）

- 齿轮用油润滑、轴承用脂润滑时，两种润滑方式不同，需防止齿轮飞溅的润滑油稀释轴承润滑脂
- 箱体内壁线与轴承端面之间需留出尺寸 Δ_3
- 脂润滑时 Δ_3 取 10~15 mm，油润滑时取 3~5 mm
- 脂润滑时 Δ_3 应大一些，使飞溅距离变长，减少油溅入润滑脂

> 注意
>
> 脂润滑时 Δ_3 必须留够 10~15 mm 的空间，这是设计时容易遗漏的尺寸。

挡油环



调整垫片和挡油环结构 (p270)

•挡油环起着防止润滑油甩出的作用

•利用旋转产生的离心力将油甩回回油方向

•挡油环一般是安在旋转的轴上与轴同步转动

33

- 作用：防止齿轮润滑油甩入轴承，靠离心力将油甩回

- 同时起到对轴承内圈定位的作用
- 结构见教材 270 页

> 例
>
> 挡油环是防止齿轮飞溅的润滑油进入脂润滑轴承的常用结构，利用旋转产生的离心力把油甩回齿轮侧。

轴承油润滑的供油方式

- 轴承采用油润滑时，润滑油从齿轮传动中收集而来，而非单独添加
- 在箱体下箱体最上表面开油槽，收集齿轮啮合飞溅的润滑油
- 润滑油经轴承盖上的空腔导入轴承内部

轴承密封的目的

7. 滚动轴承的密封

•密封的目的是防止灰尘、水分等进入轴承，并阻止润滑剂的流失。

滚动轴承密封方法的选择与润滑的种类、工作环境、温度、密封表面的圆周速度有关。

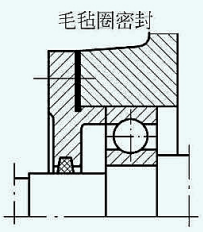
密封方法可分两大类：接触式密封和非接触式密封。它们的密封型式、适用范围和性能可查阅表13-12。

35

- 防止灰尘和水分进入轴承
- 阻止润滑剂流失
- 密封方式分为：接触式密封和非接触式密封（教材表 13.12）

接触式密封：毛毡圈

接触式密封——毛毡圈密封





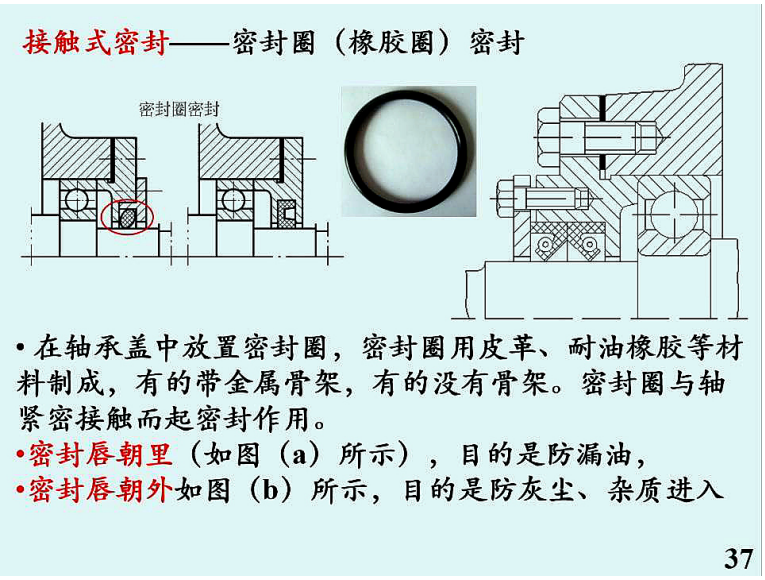
•在轴承盖上开出梯形槽，将矩形剖面的毛毡圈，放置在梯形槽中与轴接触，对轴产生一定的压力进行密封。
•密封结构简单，但摩擦较严重
•主要用于v<4～5m/s脂润滑场合

36

- 毛毡圈为非金属件，嵌入轴承盖上的梯形槽中实现密封
- 阻挡外界水分和灰尘进入轴承

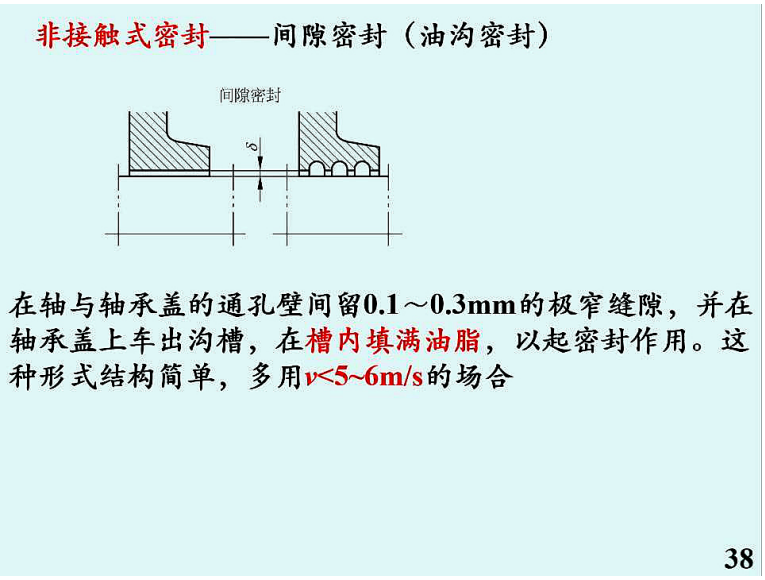
> **注意**
>
> 轴承盖上的孔与轴的直径不能是同一公称直径，孔的直径必须比轴大。因为轴承盖静止、轴转动，若两者直接接触会对轴产生很大摩擦。这是常见的改错考点。

接触式密封：密封圈（O 型圈 / 橡胶圈）



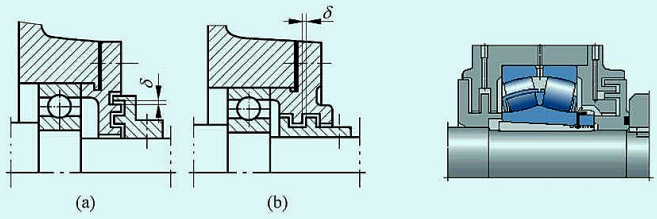
- 用皮革或耐油橡胶制成，有的带金属骨架
- 密封圈与轴接触实现密封
- 密封唇向内：防止漏油；密封唇向外：防止灰尘和杂质进入

非接触式密封：油沟密封（间隙密封）



- 轴与轴承盖通孔壁间留极窄缝隙，约 0.1~0.3 mm
- 在轴承盖上车出沟槽，沟槽内填满油脂
- 油脂起密封作用（非润滑作用），阻止水分和灰尘进入
- 适用于线速度 5~6 m/s 以下

非接触式密封：迷宫式密封（曲路密封）



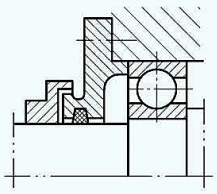
•旋转的和固定的密封零件间的间隙制成迷宫（曲路）形式，缝隙间填入润滑脂以加强润滑效果。
•径向曲路（如图（a）所示），间隙δ不大于0.1～0.2mm
•轴向曲路（如图（b）所示），因考虑到轴受热后会伸长，间隙应取大些，δ＝1.5～2mm

39

- 旋转件与固定密封件之间的间隙制成迷宫形式
- 分为径向曲路（图 a）和轴向曲路（图 b）
- 径向间隙 0.1~0.2 mm，轴向间隙 1.5~2 mm
- 间隙内填满润滑脂，起密封作用

密封组合形式

组合式密封



毛毡加迷宫式密封

40

- 毛毡圈 + 迷宫密封
- 毛毡圈 + 油沟密封
- 迷宫密封 + 油沟密封（两种非接触式组合）
- 具体组合视情况而定

轴承润滑方式分类

- 润滑剂润滑（脂润滑）：多数轴承使用，配密封装置
- 润滑油润滑：适用于高速旋转、需较大冷却效果、需过滤灰尘的场合
- 选择时需考虑运转状态、使用条件及成本

定义

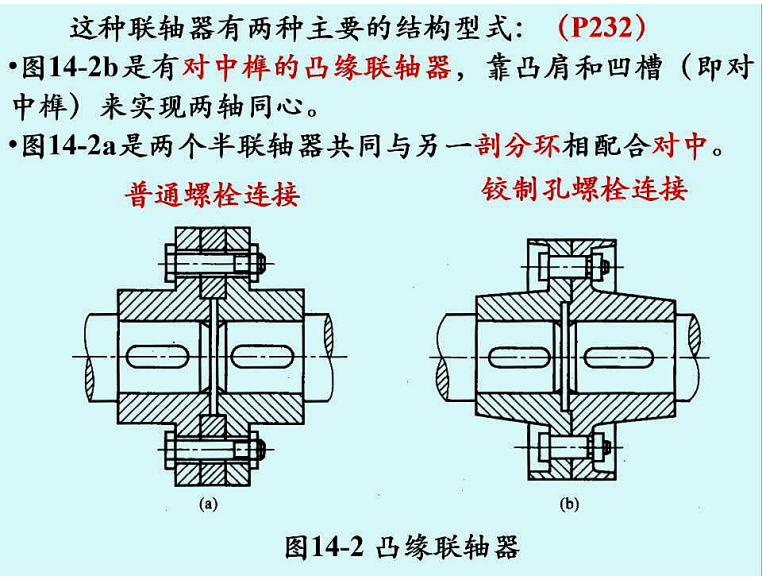
油润滑方法：将轴承浸入润滑油并运转的机械方法，适用于低中速旋转。

- **滴油润滑**：从润滑剂滴下润滑油，借助旋转部件使油以油雾状态充满外壳，有冷却效果，可用于较高速度、中负荷
- **飞溅润滑**：将齿轮等安装到轴上，通过波溅润滑油形成飞沫供油，适用于齿轮润滑、较高速度
- **强制循环润滑**：向轴承内部供油后冷却再循环，常用于高速旋转或高温条件

密封装置的作用

- 防止异物、灰尘、水分、金属粉等从外部侵入
- 防止轴承内部润滑剂泄漏
- 防止轴承损伤
- 常用非接触型密封装置

凸缘联轴器



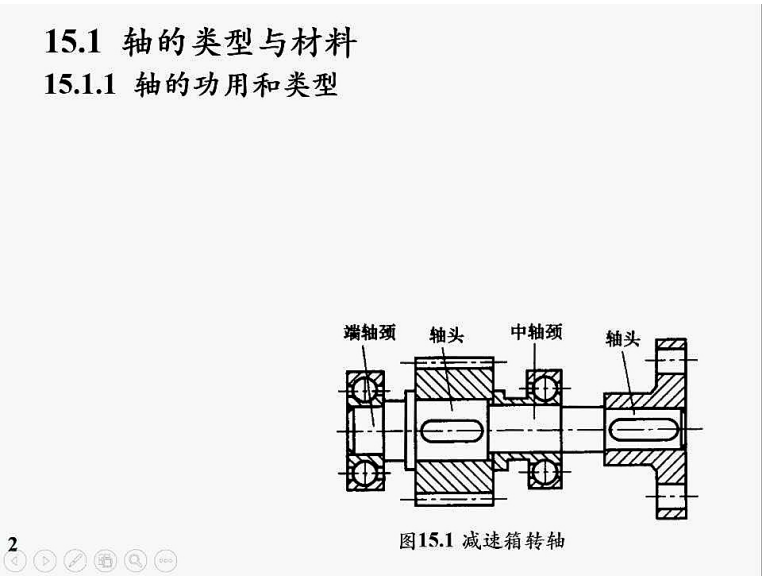
- 由两个半联轴器组成，分别与主动端轴和从动端轴连接
- 两个半联轴器之间用螺栓连接（普通螺栓或铰制孔螺栓均可）

注意

计算螺栓强度时，普通螺栓连接和铰制孔螺栓连接的计算方式不同，必须分清是哪种螺纹连接、承载何种载荷。

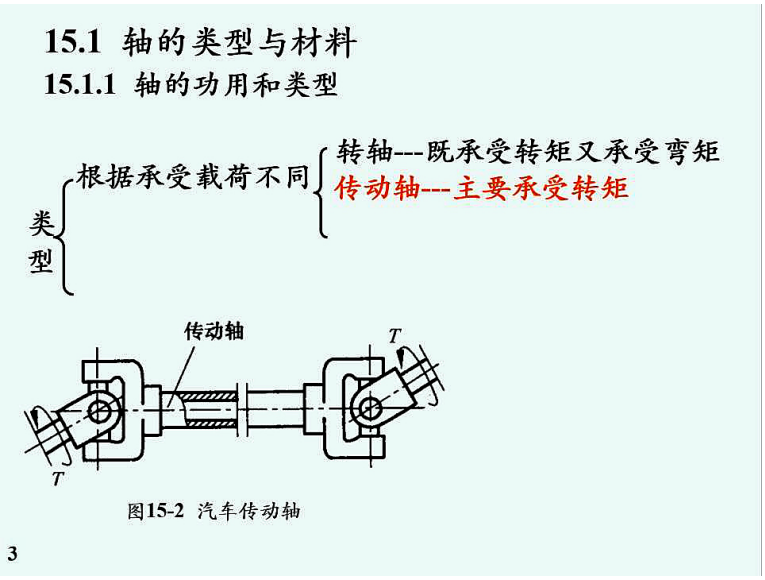
- 主动端轴转动后，通过螺栓连接驱动从动端轴转动，实现动力传递

轴的作用与分类依据



- 轴的主要作用是支撑旋转零件（齿轮、带轮、链轮、涡轮等），也可用于安装轴承。
- 轴的分类主要依据承受的载荷类型：弯矩、转矩，或两者兼有。

转轴



- 定义：既能承受弯矩，又能承受转矩的轴。
- 典型应用：减速器中的高速轴、中间轴、低速轴。
- 齿轮传动主要传递转矩，因此三根轴都受转矩；同时轴承支反力使轴产生弯矩，故均为转轴。
- 注意转矩只存在于两齿轮之间的轴段，其余轴段无转矩。

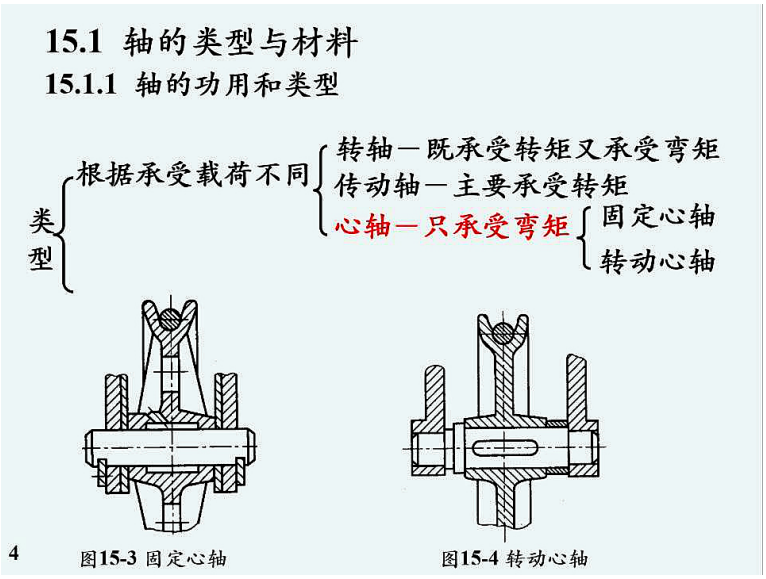
> **例**
>
> 两级齿轮减速器中，中间轴的转矩只存在于两个齿轮之间的轴段，从齿轮啮合处传入、传出后，其余轴段无转矩。

传动轴

- 定义：主要传递转矩、几乎不受弯矩的轴。

- 典型应用：汽车传动轴。

心轴



- 定义：只承受弯矩、不承受转矩的轴。
- 分为固定心轴（轴不转动）和转动心轴（轴随零件一起转动）。

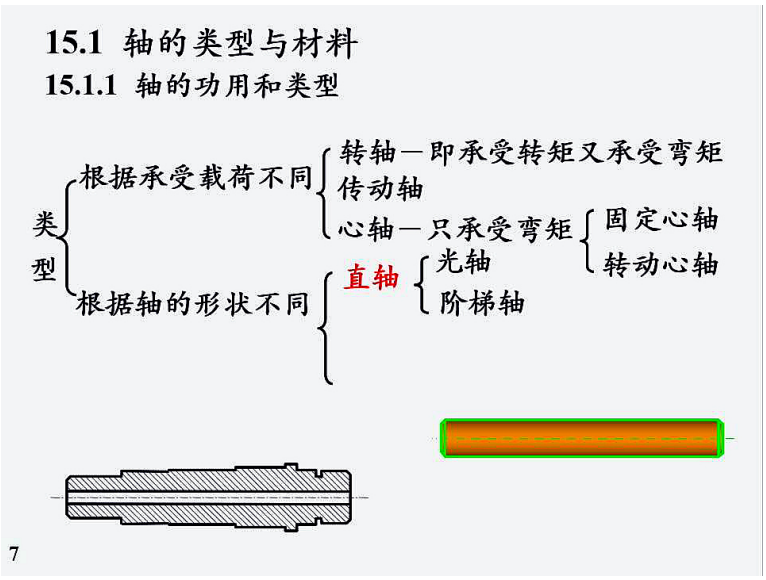
例

- 火车车轮轴：工作时转动，只受横向载荷，属于转动心轴。
- 自行车前轴、后轴：固定不动，只受弯矩，属于固定心轴；中轴（脚踏处）受转矩和弯矩，属于转轴。

注意

分析轴的类型时，要同时判断是否受转矩、是否转动。火车车轮轴是转动心轴，而自行车前后轴是固定心轴，二者不同。

按形状分类的轴



- 光轴：各段直径相同，结构简单，加工方便。
- 阶梯轴：相邻轴径大小不同，形成阶梯（轴肩/轴环），常用于轴向定位，应用最

广。

- **曲轴**：专用轴，用于发动机等。
- **挠性轴（软轴）**：由细钢丝制成，轴线可任意弯曲，非常灵活。

> **例**
>
> 牙科医疗器械中使用的柔性轴即属于挠性轴。

空心轴

另外，为减轻轴的重量，还可以将轴制成空心的形式，如图15-7所示。

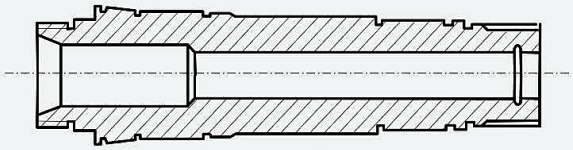


图15-7 空心轴

轴的设计，主要是根据工作要求并考虑制造工艺因素，选用合适的材料，进行结构设计，经过强度和刚度计算，定出轴的结构形状和尺寸。高速时还要考虑振动稳定性。

12

- 在强度满足要求的前提下，做成空心结构以减轻重量。

轴的材料

15.1.2 轴的材料

（1） 碳素钢

优质碳素钢：35、45、50等。45号钢应用最为广泛。

普通碳素钢：Q237，Q275，用于不重要或受力较小的

特点：

强度、刚度、塑性和韧性等综合机械性能好

应力集中敏感性小

14

- **碳素钢**：分优质碳素钢和普通碳素钢，应用广泛。
- **合金钢**：用于重要、高速、重载的轴。

> **注意**
>
> 合金钢对应力集中敏感性较大，且价格较贵。选用时应根据具体应用场合，参考书中常用轴材料及其机械性能表。

轴设计的基本要求

轴的设计包括合理的结构设计和工作能力计算两方面的内容

合理的结构设计：

保证轴上零件有可靠的工作位置，装配、拆装方便，周向、轴向固定可靠，便于轴上零件的调整。

工作能力计算：

- 有足够的强度——疲劳强度、静强度
- 有足够的刚度——防止产生大变形
- 有足够的稳定性——防止共振——稳定性计算

18

- 保证轴上零件有可靠的工作位置（轴向、周向固定）。
- 保证装配、拆装方便。
- 满足工作能力要求：强度、刚度计算，必要时进行稳定性（防共振）计算。

轴结构设计的目的与要求

15.2 轴的结构设计

轴的结构设计的目的：

使轴的各部分具有合理的形状和尺寸。

设计的主要要求：

1.轴应便于加工，轴上零件要方便装拆；
（制造安装要求）

2. 轴和轴上零件有准确的工作位置
（定位固定要求）

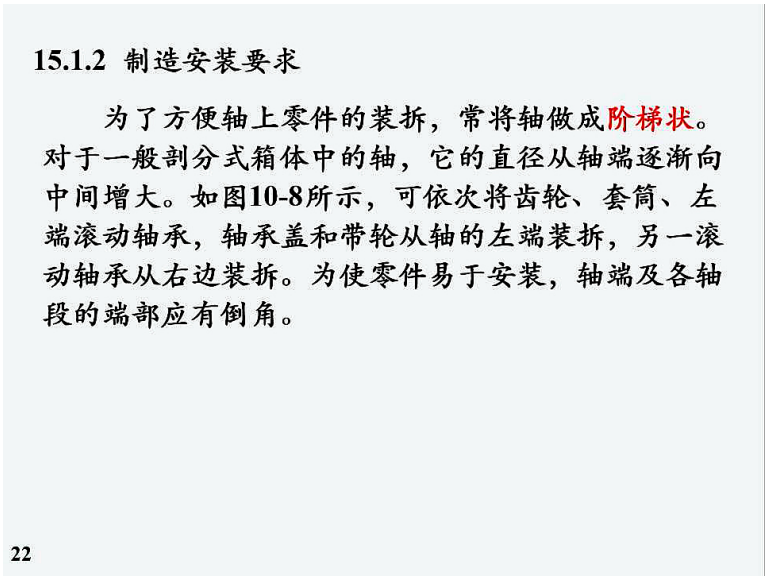
3.使加工方便和节省材料
（结构工艺性要求）

4.满足强度要求，尽量减少应力集中等。

20

- 目的：使轴的各部分具有合理的形状和尺寸。
- 主要要求（4 点）：
  - 便于加工（制造安装要求）
  - 轴上零件有准确的工作位置（定位要求）
  - 结构工艺性好，加工方便、节省材料
  - 满足强度要求

轴上零件的装配顺序（以阶梯轴为例）


15.1.2 制造安装要求

为了方便轴上零件的装拆，常将轴做成阶梯状。对于一般剖分式箱体中的轴，它的直径从轴端逐渐向中间增大。如图10-8所示，可依次将齿轮、套筒、左端滚动轴承，轴承盖和带轮从轴的左端装拆，另一滚动轴承从右边装拆。为使零件易于安装，轴端及各轴段的端部应有倒角。

22

- 轴上零件：齿轮、带轮、轴承、轴承端盖、套筒、键、轴端挡圈、调整垫片等。
- 装配顺序：
  1. 将键放入键槽，齿轮从左侧装入，靠右侧轴环（轴肩）轴向定位。
  2. 装套筒，对齿轮左侧进行轴向固定。
  3. 从两端装入滚动轴承。
  4. 将轴及轴上零件放入箱体轴承座。
  5. 装调整垫片（调整轴承间隙）、轴承端盖，并用螺栓（内六角）与箱体连接。
  6. 装带轮（键连接实现周向固定），右侧用轴肩、左侧用轴端挡圈定位。

注意

齿轮的轴向定位只能一侧用轴肩/轴环，另一侧用套筒等。若两侧都用轴肩，齿轮将无法装入。

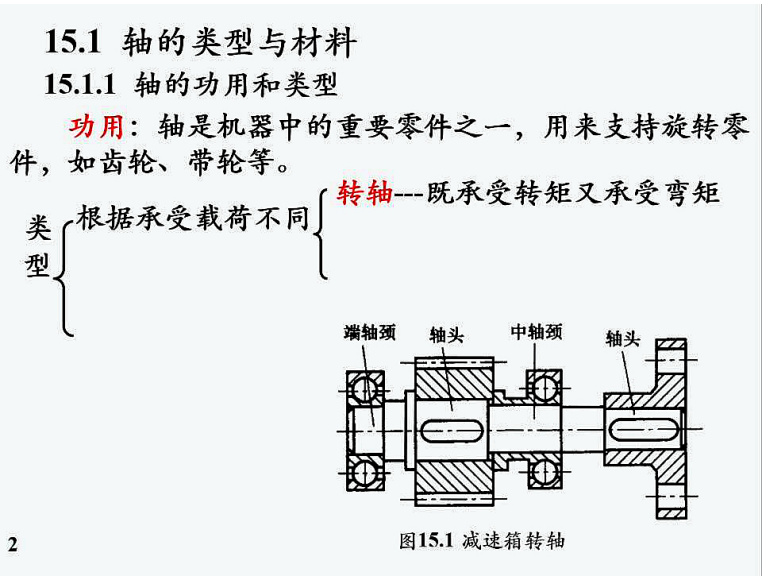
例

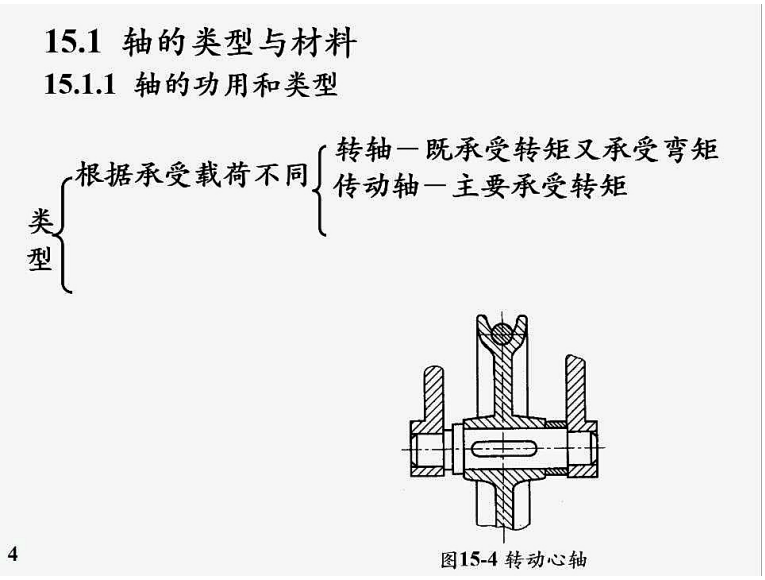
减速器装配中，齿轮从左侧装入顶到轴环，左侧用套筒固定；带轮右侧靠轴肩、左侧靠轴端挡圈定位。

11 月 19 日

第 15 章轴（第 1/3 部分）：轴的类型、材料与结构设计

轴的类型





- 按受载情况分类：
  - **转轴**：既受转矩又受弯矩（如自行车中间轴）
  - **固定心轴**：只受弯矩不受转矩（如自行车前轴、后轴）
- 按轴线形状分类：直轴、曲轴、柔性轴等

> **例**
>
> 自行车的前轴和后轴是固定心轴，中间轴是转轴（既受转矩也受弯矩）。

轴的材料

- 轴的材料选择与上节课内容衔接，课件已提供电子版
- 常用材料为碳素钢和合金钢，通过热处理改善性能

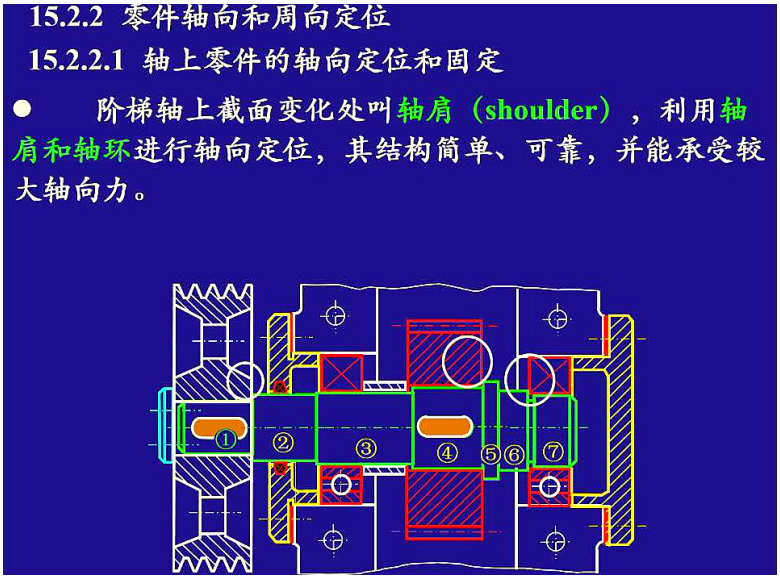
轴的结构设计概述

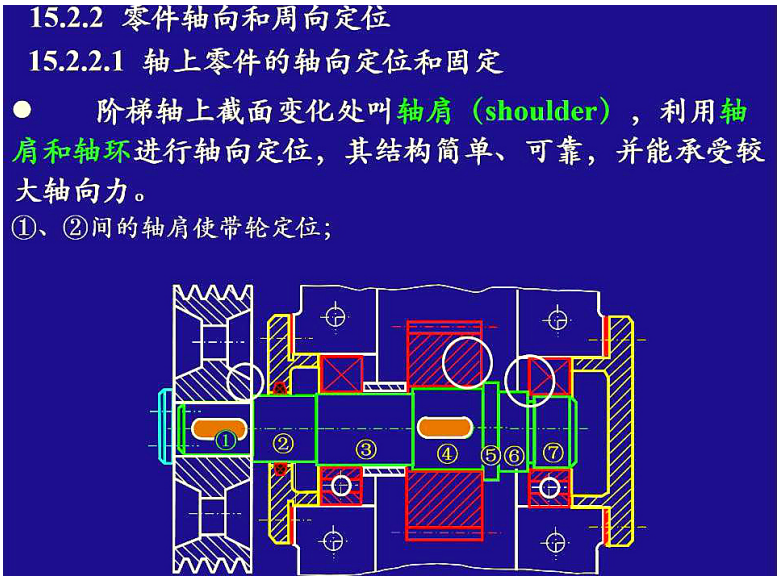
- 阶梯轴中，轴上零件通过套筒实现轴向定位，保证齿轮有准确的工作位置
- 齿轮通过键实现周向固定

- 通过**轴肩/轴环**和套筒实现轴向固定
- 轴及轴上零件装入箱体，两侧装滚动轴承
- 轴承端盖与箱体用螺钉连接
- 带轮与轴通过键连接，右侧用轴肩定位，左侧用轴端挡圈定位
- 调整垫片用于调整滚动轴承与轴之间的轴承间隙

> **注意**
>
> 轴颈处（与轴承配合处）要求粗糙度较高，需进行磨削加工；磨削处需留**砂轮越程槽**，有螺纹处需留**退刀槽**。两者含义类似，都是为刀具/砂轮留出足够的越程空间，保证根部也能加工到位。

轴肩与轴环





- **轴肩**（shoulder）和**轴环**用于轴向定位，是最简便、最可靠、最常用的定位方式
- 定位轴肩的高度有要求，一般取整（见教材 246 页）
- 非定位轴肩：用于轴上零件装拆方便（见教材 244 页，图 15.8 中轴段 2 和 3 之间）

例

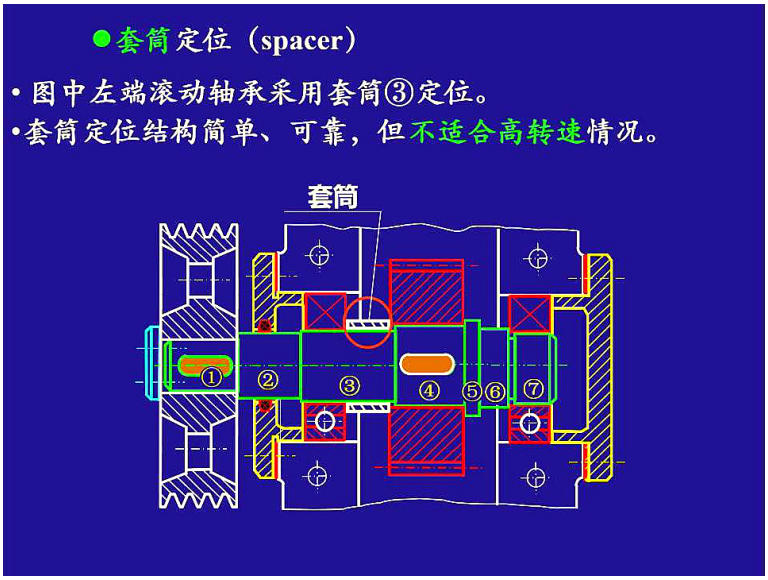
阶梯轴中：

- 轴段 1 和 2 之间：对带轮进行轴肩定位
- 轴环 5：对齿轮进行定位
- 轴段 6 和 7 之间：对滚动轴承内圈进行轴向定位

注意

非定位轴肩：当相邻两轴段公称直径相等但需装不同零件（如毛毡圈密封圈与轴承）时，设计一个非定位轴肩便于轴承装拆。有时两段公称直径相等，但公差带不同。

套筒



- 套筒与轴配合不宜过紧
- 转速过高时会产生较大离心力，引起冲击和振动
- 套筒不能用于高速场合

注意

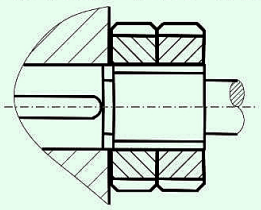
套筒定位不适用于高速旋转场合，因离心力会导致冲击和振动。

圆螺母

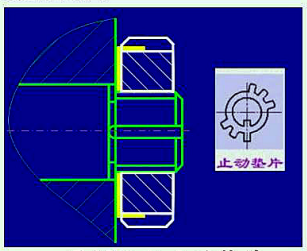
● 圆螺母

•无法采用套筒或套筒太长时，可采用圆螺母加以固定

•圆螺母定位可靠，并能承受较大轴向力。



双圆螺母定位



圆螺母与止动垫片

图15-9 圆螺母定位

螺纹应力集中严重、不宜在轴的中间部位

29

●圆锥面定位（taper）

在端部可以用圆锥面定位（如图15-10），圆锥面定位的轴和轮毂之间无径向间隙、装拆方便，能承受冲击，但锥面加工较为麻烦。

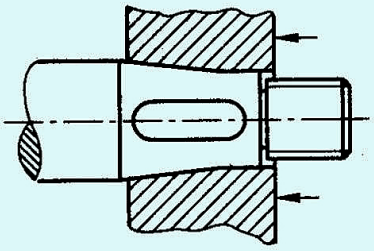


图15-10 圆锥面定位

30

- 圆螺母可实现轴向定位，定位可靠，能承受较大轴向力
- 双螺母：实现摩擦防松
- 圆螺母与止动垫片：实现机械防松
- 轴上需加工外螺纹与螺母配合

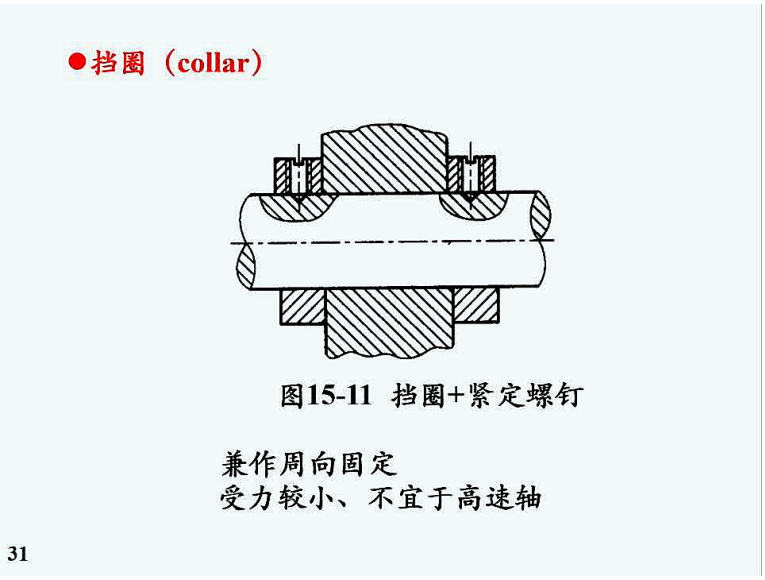
注意

轴上螺纹一般设在圆截面处，且常为锥形（圆锥面）而非柱状。圆锥面定位的轴与轮毂之间无径向间隙，拆装方便，但圆锥面加工工作量较大、较麻烦。

例

圆锥面 + 螺母实现轴向定位，键连接实现周向定位。

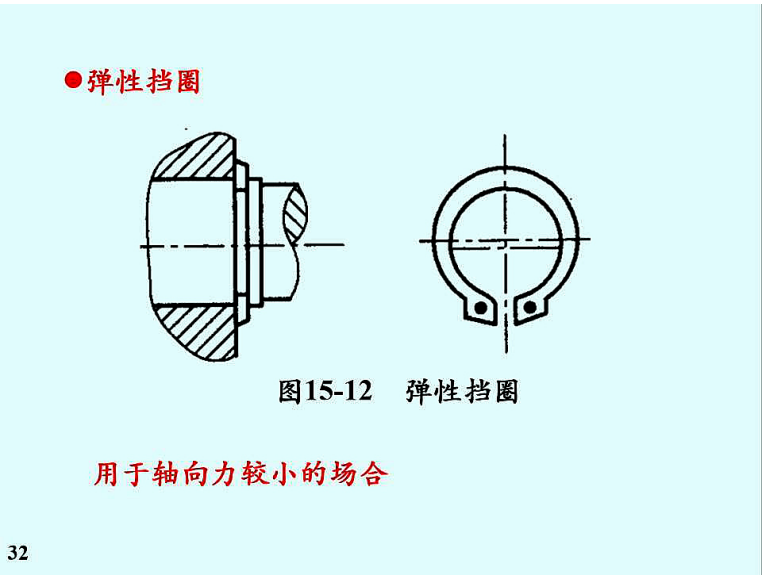
挡圈加紧定螺钉

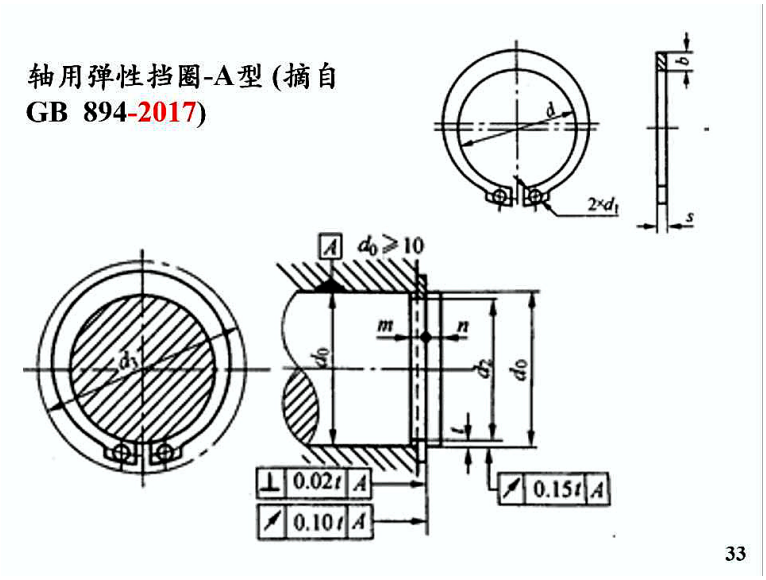


- 兼顾轴向固定和周向固定（此处无键连接）
- 紧定螺钉受力不能太大
- 不能用于高速场合

> **注意**
>
> 挡圈加紧定螺钉受力小，不能用于高速场合。

弹性挡圈



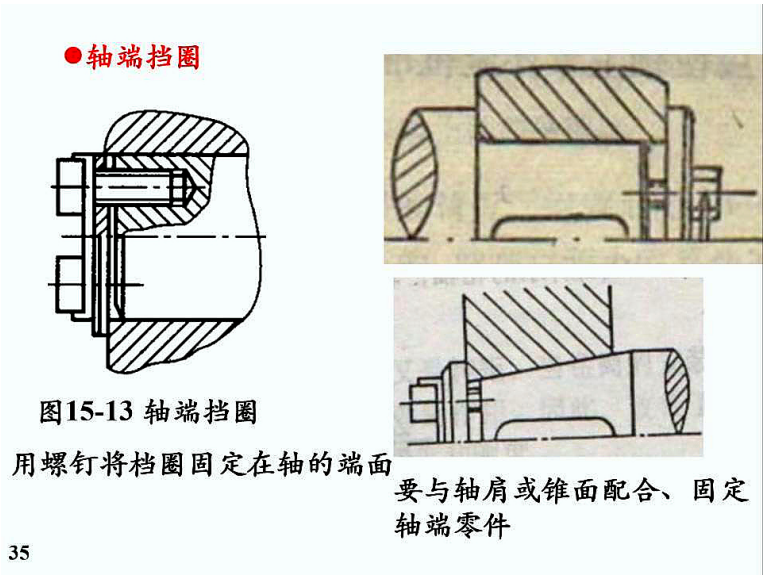


- 分轴用弹性挡圈和孔用弹性挡圈，结构不同
- 轴用弹性挡圈嵌入轴上的槽中，对轴上零件实现轴向固定
- 标准：GB 894-2017
- 受力不能大，用于轴向力较小的场合
- 孔用弹性挡圈嵌入箱体基座加工出的槽中

注意

弹性挡圈受力小，仅适用于轴向力较小的场合。

轴端挡圈



- 用螺钉固定，实现对轴上零件的轴向固定
- 轴上零件需两侧都进行轴向固定
- 可与圆锥面配合使用实现轴向固定

例

带轮右侧用轴肩定位，左侧用轴端挡圈定位。

圆锥销

● 圆锥销

圆锥销也可以用作周向定位，它结构简单，用于受力不大且同时需要轴向定位和固定的场合

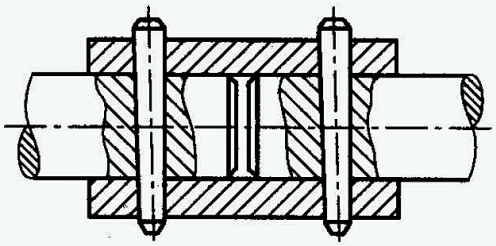


图15-14 销定位

36

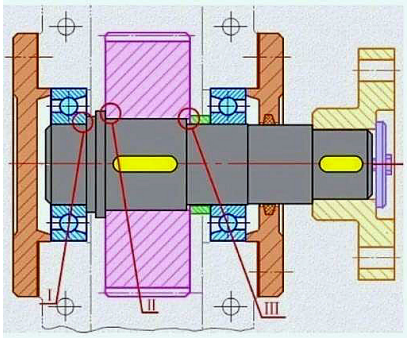
- 圆锥销在键连接、销连接中已讲过
- 兼顾轴向定位和周向定位

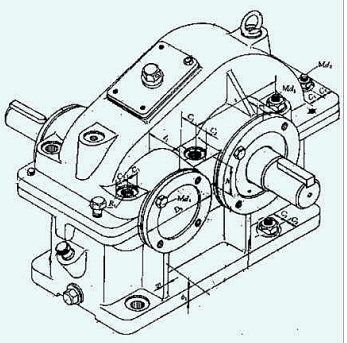
轴承端盖（轴端端盖）

● 轴承端盖

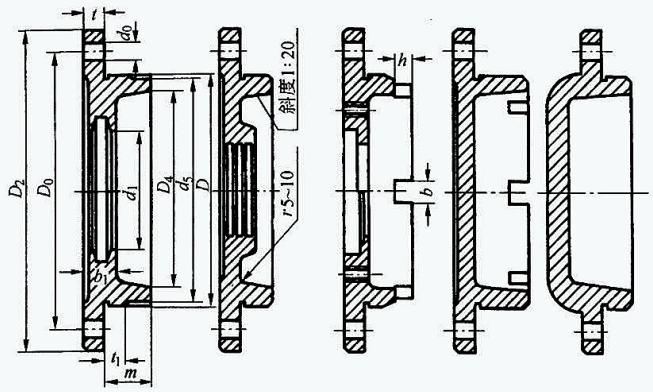
➢ 用螺钉或榫槽与箱体连接，而使滚动轴承的外圈得到轴向定位

➢ 在一般情况下，整根轴的轴向定位也常利用轴承端盖来实现





37



螺钉固定式（凸缘式）轴承盖 （课本P298）

38

- 轴承端盖用于固定滚动轴承外圈的轴向位置
- 一般情况下，整根轴的轴向固定也利用轴承端盖实现
- 轴承端盖较薄，有通孔，螺钉穿过通孔与箱体上的螺纹孔连接

注意

箱体较厚，加工的是螺纹孔，不能加工通孔；轴承端盖较薄，加工的是通孔。

例

阶梯轴两侧各装一个轴承端盖：右侧端盖阻止整根轴向右移动，左侧端盖阻止整根轴向左移动，从而实现整根轴的轴向固定。

透盖与闷盖



透盖



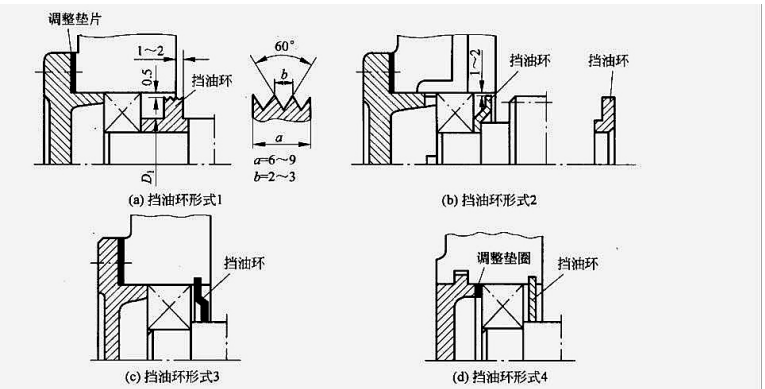
闷盖

凸缘式轴承盖

39

- 轴承端盖分为透盖和闷盖两种形式
- 透盖：轴需要穿出箱体，端盖上需加工孔供轴穿过
- 闷盖：轴不穿出箱体，端盖无孔
- 选择依据：取决于轴是否需要伸出箱体外部

挡油环结构



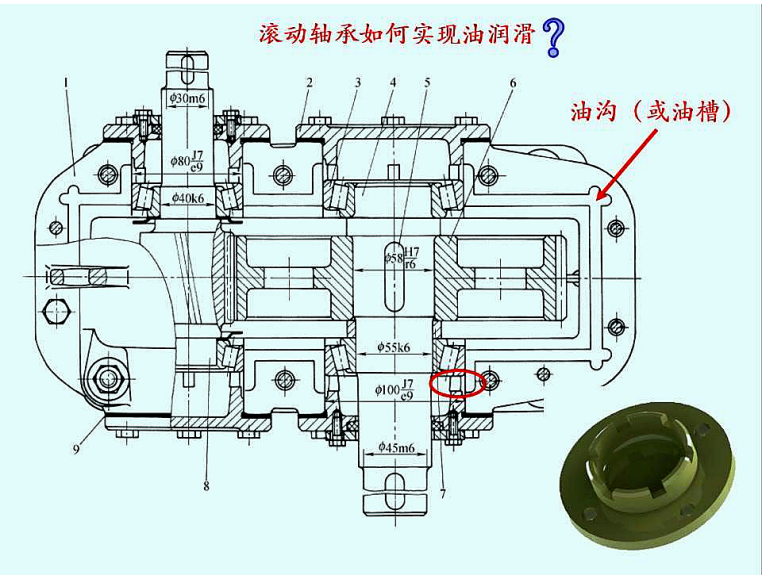
调整垫片和挡油环

- 滚动轴承采用脂润滑时，需防止润滑油进入轴承内部
- 挡油环的作用：将甩出的油甩回箱体，阻止油进入轴承
- 挡油环同时可对轴承内圈进行轴向定位

定义

挡油环：安装在轴上、位于轴承与齿轮之间的环状零件，利用旋转离心力将润滑油甩回箱体，防止油进入滚动轴承内部。

滚动轴承的油润滑与油沟

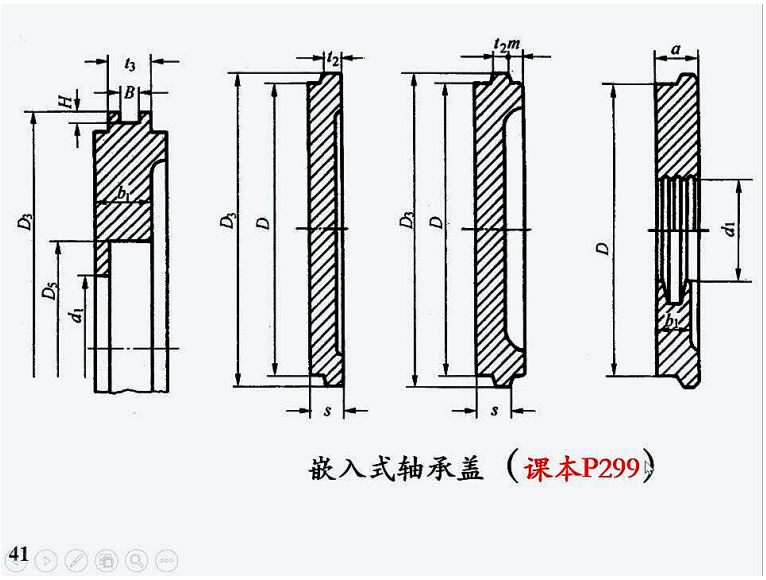


- 当线速度较高（>2 m/s）时，脂润滑润滑能力不足，需改用油润滑
- 油润滑的供油方式：在箱体上设计油沟，收集齿轮甩出的润滑油
- 油沟中的油通过轴承端盖上的缺口进入滚动轴承内部

注意

滚动轴承线速度小于 2 m/s 时，应采用脂润滑，此时不需要设计油沟。是否使用油沟的关键判断依据是线速度是否小于 2 m/s。课设中若采用脂润滑，油沟结构应省略。

轴承端盖与箱体的连接方式





- 轴承端盖与箱体可用螺钉连接，也可用榫槽连接
- 榫槽连接：端盖与箱体通过榫和槽配合，无需螺钉
- 榫槽连接对应轴承盖的另一种形式——嵌入式轴承盖

例

嵌入式轴承盖：端盖边缘做成榫，箱体轴承座处加工出对应的槽，两者嵌合实现定位与固定。课设中既可选用螺钉式，也可选用嵌入式轴承盖。

注意

嵌入式轴承盖中，箱体轴承座上的槽要做得稍大一些，轴承盖嵌入其中。图中该处应画两条线（槽的上下边界），改错题中常在此处设置错误。

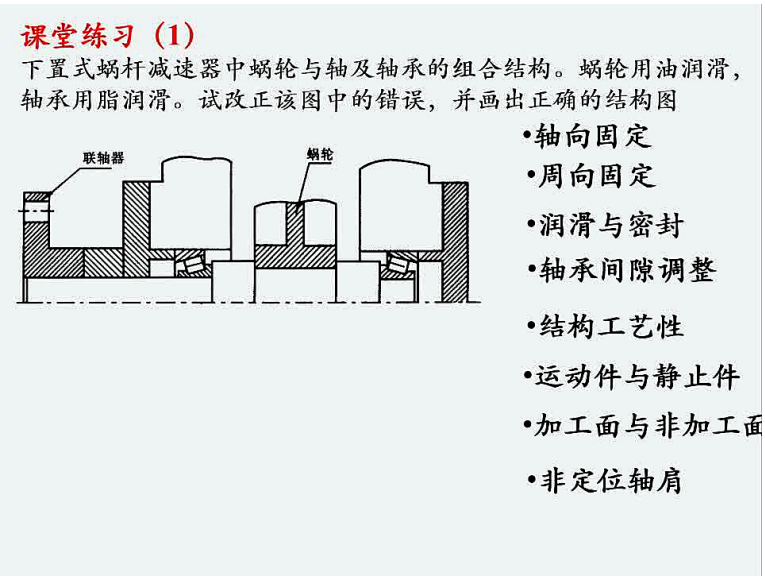
键连接的设计要点

- 轴与轮毂（齿轮、联轴器等）相连时，轴向需设置键连接
- 键槽不能突出轮毂之外，键的长度应小于轮毂长度
- 键连接应完全位于轮毂内部

注意

键槽应设计在轴的同一条母线上。若两个键槽不在同一母线上，需先加工一个键槽，再转动轴（90° 或其他角度）加工另一个，增加装夹和加工次数。设计在同一母线上可一次装夹同时加工两个键槽。

轴系结构改错题的分析要点



- 改错题需从以下几方面系统分析：
  - 轴向固定
  - 周向固定
  - 润滑与密封
  - 轴承间隙调整
  - 结构工艺性
  - 运动件与静止件的关系
  - 加工面与非加工面

例

典型改错题（如涡轮轴系）：涡轮用油润滑、轴承用脂润滑，要求指出图中错误并改正。此类题目与教材 228 页三个图（13 章 ABC 图）类似，可找出约 8 个错误，若细分键槽位置等细节可达十几个。

轴向固定常见错误

- 涡轮两侧都用轴肩固定是错误的——涡轮无法装入
- 正确做法：一侧用轴肩或套环，另一侧用套筒
- 滚动轴承内圈定位的轴肩高度不能超过内圈高度，否则轴承无法转动
- 联轴器处轴向定位：不能用套筒直接与轴承端盖接触（轴承端盖固定不动，与轴接触会干涉）

注意

轴承端盖与轴不能直接接触。轴承端盖与箱体用螺钉连接，是固定不动的；轴是旋转件，两者接触会磨损或卡死。联轴器处应设计轴肩进行轴向定位。

定义

轴承内圈定位尺寸（小 d_a）：滚动轴承标准中给出的、用于对轴承内圈进行轴向定位的轴肩高度尺寸。轴肩高度超过该尺寸会导致轴承内圈无法正常转动。

周向固定

- 涡轮的周向固定：采用键连接
- 联轴器的周向固定：采用键连接
- 键连接时键槽不能超出轮毂，且应位于同一条母线上

润滑与密封

- 密封主要指轴承的密封
- 轴承密封两种基本形式：接触式密封和非接触式密封
- 改错题中常见的是接触式密封，采用毛毡圈密封

定义

接触式密封：密封件与轴（或轴承）直接接触实现密封，如毛毡圈密封，适用于线速度较低的场合。

轴承间隙的调整

- 轴承间隙通过调整垫片来调整
- 在轴承端盖与箱体之间设置调整垫片，通过增减垫片厚度调整轴承游隙

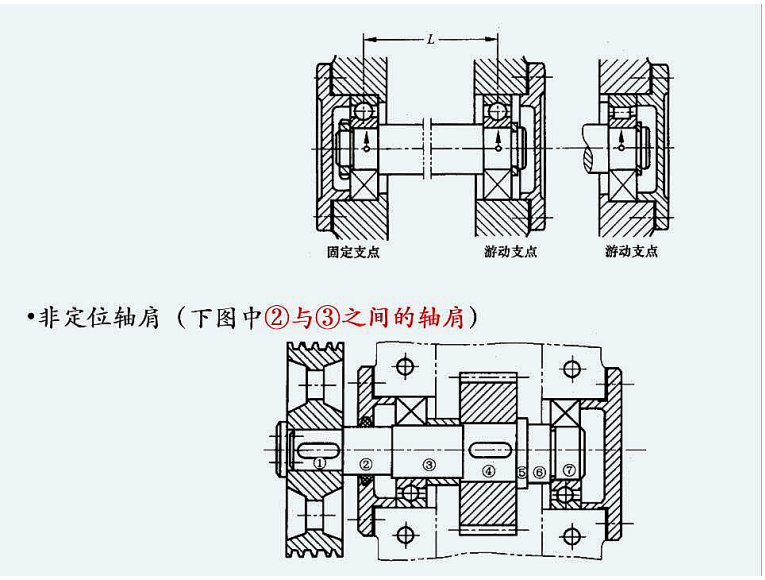
结构工艺性

- 与涡轮配合的轴段长度应比轮毂宽度短 1~2 mm
- 原因：该处需用挡油环对涡轮进行轴向固定，若轴段超出轮毂，挡油环无法准确压紧定位

注意

轮毂宽度应比配合轴段长 1~2 mm（有的教材为 2~3 mm）。若轴段超出轮毂端面，挡油环（或套筒）无法与轮毂端面贴合，轴向定位失效。

非定位轴肩



- 与轴承端盖配合的轴段直径，应与和滚动轴承配合的轴段之间设计一个非定位轴肩
- 作用：区分加工面与非加工面，便于加工和装配，避免轴肩过高影响轴承端盖安装

加工面与非加工面

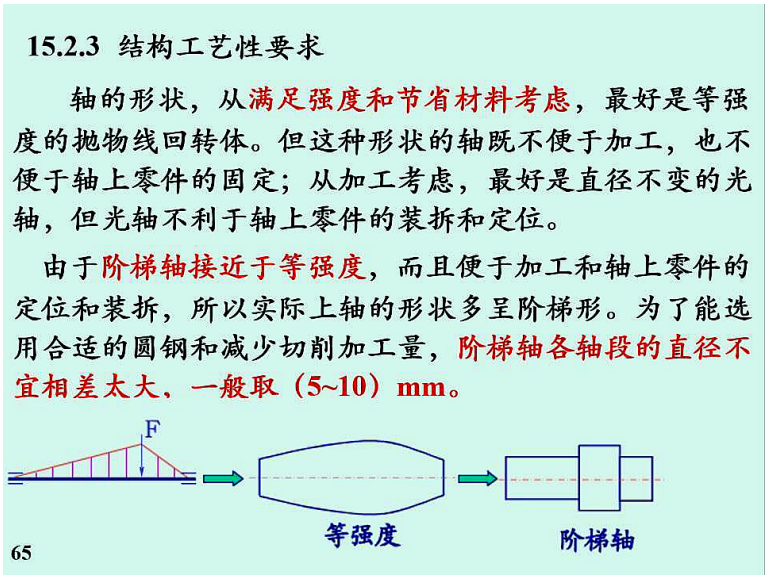
- 箱体上：与轴承端盖配合的面为加工面，其余为非加工面，两者不在同一平面上
- 轴承端盖上：与螺钉连接处为加工面，其余为非加工面
- 螺钉沿圆周布置，与螺钉紧连接的面只是一个环，其余部分无需加工

> **注意**
>
> 加工面与非加工面应分开，不能设计在同一平面上。轴承端盖与螺钉连接处是加工面，其余为非加工面，两者应通过台阶或凹槽区分。

加工面与非加工面的设计

- 加工面与非加工面可以凸出也可以凹进，取决于设计意图
- 课本例图中轴承盖的非加工面是凹进去的，凹进量取决于螺钉连接位置
- 箱体中螺钉连接处为加工面，需区分加工面与非加工面

阶梯轴的设计



- 轴一般选用阶梯轴，兼顾强度要求与节省材料
- 理想方案是等强度曲线，但加工困难，实际常转化为阶梯轴
- 相邻轴径的直径差异一般在 5~10 mm 范围内

轴间过渡圆角与轴上零件圆角的关系

为了保证轴上零件紧靠定位面（轴肩），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(图10-15)。

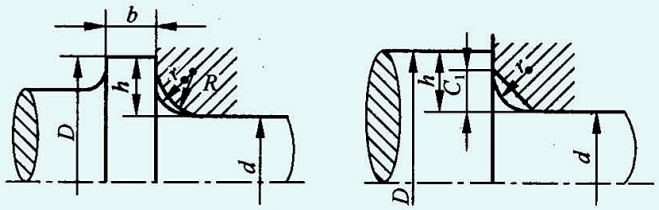


图15-15 轴肩的圆角和倒角

定位轴肩高度：h=(0.07~0.1)d，d为与零件相配处轴径尺寸

非定位轴肩高度：1~2mm

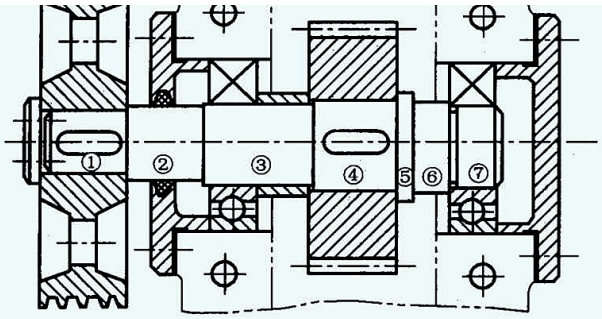
66

- 小 r 指轴上的过渡圆角，大 r 指轴上零件的圆角
- 小 r 应小于大 r，否则轴肩/轴环无法对轴上零件准确定位

注意

小 r（轴过渡圆角）必须比大 r（轴上零件圆角）小，否则定位不可靠。

轴段长度与轮毂宽度的关系



采用套筒、螺母、轴端挡圈作轴向定位时，应使装轮毂零件的轴段长度比轮毂宽度短（2~3）mm，以保证轴向定位可靠。

68

- 当轴上零件用套筒、螺母或游动轴端挡圈进行轴向定位时，轴段长度 l 应比轮毂宽度 b 短
- l 比 b 短 2~3 mm（按课本取值），才能保证定位可靠

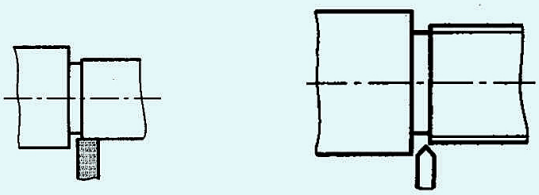
注意

轴段长度 l 应比轮毂宽度 b 短 2~3 mm，否则轴向定位不可靠。

退刀槽与越程槽

需要磨削的轴段，应留有**砂轮越程槽**（图15-17a），以便磨削时砂轮可以磨到轴肩的端部。

需切削螺纹的轴段，应留有**退刀槽**，以保证螺纹牙均能达到预期的高度（图15-17b）。



a越程槽　　b退刀槽

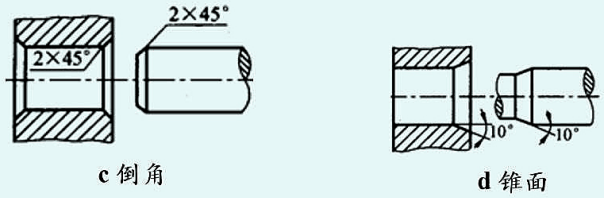
退刀槽 video (0.5min)

70

为了便于加工和检验，轴的直径应取圆整值；与滚动轴承相配合的轴颈直径应符合滚动轴承内径标准；有螺纹的轴段直径应符合螺纹标准直径。

为了便于装配，**轴端应加工出倒角**（一般为45°），以免装配时把轴上零件的孔壁擦伤（图15-17c）；

过盈配合零件装入端常加工出**导向锥面**（图15-17d），以使零件能较顺利地压入。



c 倒角　　d 锥面

图15-17 越程槽、退刀槽、倒角和锥面

73

- 一根轴上若有多个需要轴向固定的位置，为便于切削加工，圆角应尽量统一，并设置退刀槽
- 磨削轴段（如与滚动轴承配合处）需设越程槽，保证砂轮越过磨削位置
- 加工内螺纹、外螺纹处均需留退刀槽
- 磨削内孔处需留越程槽，并设置导向锥面

例

图 15-17 中，轴段需磨削并与滚动轴承配合，砂轮必须越过该位置才能完成磨削，因此需设越程槽。

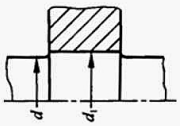
减小应力集中的措施

15.2.4 强度要求

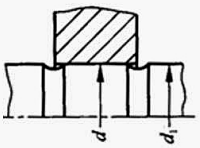
在零件截面发生变化处会产生应力集中现象，从而消弱材料的强度。因此，进行结构设计时，应尽量减小应力集中。特别是合金钢材料对应力集中比较敏感，应当特别注意。在阶梯轴的截面尺寸变化处应采用圆角过渡，且圆角半径不宜过小。另外，设计时尽量不要在轴上开横孔、切口或凹槽，必须开横孔须将边倒圆。

74

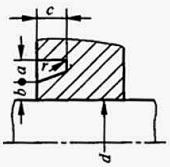
当轴上零件与轴过盈配合时，可采用如图10-19所示的各种结构，以减轻轴在零件配合处的应力集中。



(a) 增大配合处轴径



b) 在配合边缘开卸载槽



(c) 在轮毂上开卸载槽

图15-19 几种轴与轮毂的过盈配合方法

76

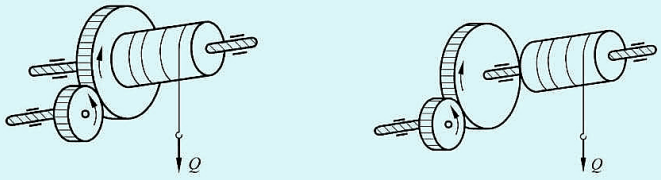
- 轴截面变化处会产生应力集中，可采取以下措施：
  - 增大过渡圆角
  - 设置卸载槽（减小过盈配合处的局部应力）

大齿轮与卷筒做成一体时的轴受力

图a的结构是大齿轮和卷筒连成一体，转矩经大齿轮直接传给卷筒,卷筒轴只受弯矩而不传递转矩

图b的结构是大齿轮将转矩通过轴传给卷筒，卷筒轴既受弯矩又受转矩，

起重同样载荷Q时，图a中轴的直径显然小于图b中轴的直径



方案 a　　方案b

77

图15-20 起重机卷筒

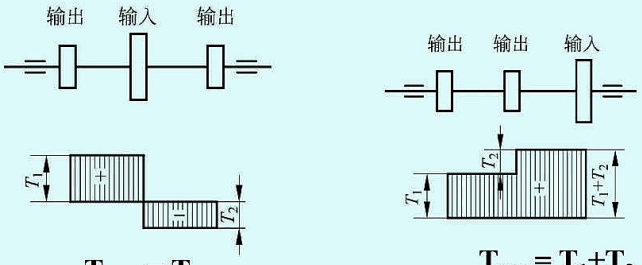
- 大齿轮与卷筒做成一体时，转矩经大齿轮直接传给卷筒
- 该轴只受转矩，不受弯矩，因此可选用较小直径

例

方案 a 中，小齿轮带动大齿轮，大齿轮与卷筒一体，卷筒轴只承受转矩，故直径可减小。

输入位置对轴受力的影响

当动力需从两个轮输出时，为了减小轴上的载荷，尽量将输入轮置在中间。



$T_{max} = T_1$　　$T_{max} = T_1+T_2$

（a）合理　　（b）不合理

图15-21 轴上零件的两种布置方案

78

- 输入放在中间与放在端部时，轴所受转矩情况不同
- 输入在中间、两端输出时，整个轴所受的力载荷会有所减小（图 15-22）

车轮轴配合面分段

如图15-22所示的车轮轴，如把轴毂配合面分为两段（图15-22 b），可以减小轴的弯矩，从而提高其强度和刚度

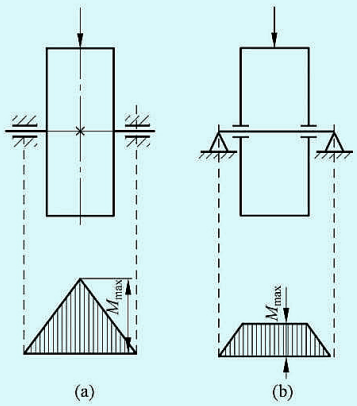


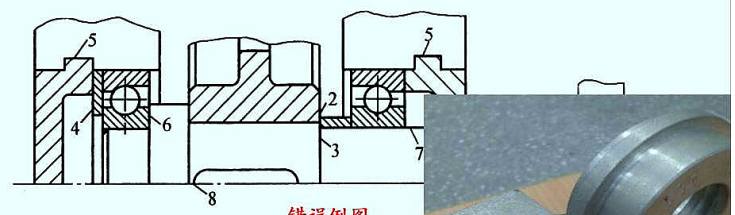
图15-22 轴上零件的两种布置方案

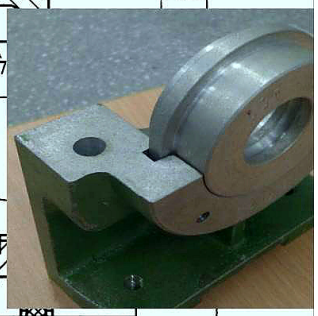
79

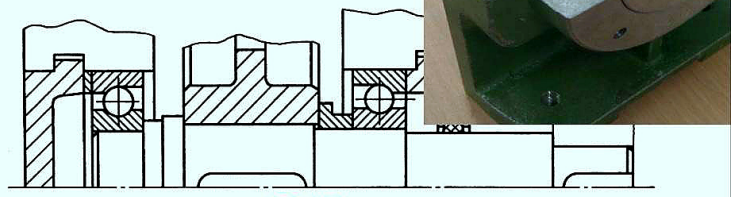
- 将轴的配合面分成两段，可使弯矩分布改善，弯矩下降
- 从而提高轴的强度和刚度

轴向定位方法（9 种典型方法）

结构改错（P319 表18.23）







轴肩或轴环定位法

- 简单可靠，不需附加零件，能承受较大轴向力
- 广泛应用于齿轮、带轮、链轮、联轴器、轴承等的轴向定位

键连接定位法

- 通过键连接实现轴向固定
- 会使轴径增大，阶梯处形成应力集中，阶梯过多不利于加工

弹性挡圈定位法

- 挡圈与轴通过螺纹连接，可承受剧烈震动和冲击载荷
- 仅适用于轴端定位，螺纹连接需采用止动垫圈等防松措施

锥面定位法

- 能消除与轮毂间的径向间隙，耐冲击性强
- 常与轴端挡圈（轴端挡板）配合使用
- 锥面加工难度较大，成本较高

圆螺母定位法

- 一般选用在轴端，因轴上螺纹会产生应力集中
- 为减小削弱作用，螺纹副一般采用细牙螺纹
- 需采用止动垫圈或双螺母进行防松
- 常用于轴上零件间距较大、不宜采用套筒定位法处及轴端定位

紧定螺钉定位法

- 结构简单，但仅能承受很小的载荷
- 可同时实现轴向定位和周向定位，且轴上无键槽，保证轴的强度
- 适用于转矩不大的轴向或周向定位场合

周向定位方法（9 种典型方法）

渐开线花键定位法

- 靠花键齿廓与渐开线齿槽的挤压实现定位
- 加工工艺与渐开线齿轮基本相同，可实现高精度和互换性
- 承受载荷时键齿产生径向力，能实现自动定心，各齿受力均匀
- 适用于轴毂尺寸大、定心精度高和重载荷工况

圆柱销定位法

- 靠圆柱销柱面与销孔的挤压和剪切实现定位
- 销与孔配合一般为过盈，拆装后对定位精度影响不大
- 可同时实现轴向定位和周向定位
- 轴上钻孔对轴削弱较大，不适用于重载工况

过盈配合定位法

- 不需要额外附件，结构简单，对中性承载能力强，耐冲击性好
- 可同时实现轴向和周向定位
- 加工精度高，对过盈量敏感，拆装工艺复杂，不宜用于经常拆装的场合

> **注意**
>
> 齿轮一般不能用过盈配合定位，过盈配合定位主要用于轴承中。

成型面定位法

- 利用成型面实现周向定位

键槽位置设计

- 键槽离端部太近不行，一般应留 2~3 mm 的距离

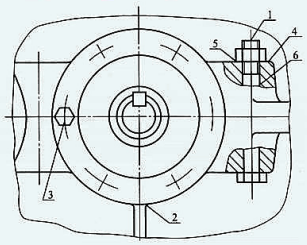
> **注意**
>
> 键槽离轴端太近会削弱轴端强度，一般应留 2~3 mm。

联轴器处的键连接

- 联轴器处应设计键连接，需选用 C 型键

箱体结构设计要点

结构改错（P316 表18.19）



1.连接螺栓距轴承座中心较远，不利于提高连接刚度

2.轴承座及加强肋设计未考虑拔模斜度

3.轴承盖螺钉不能设计在剖分面上

4.螺母支承面处应设加工凸台或鱼眼坑（凹坑）

5.螺栓连接应考虑防松

6.普通螺栓连接时应留有间隙

- 轴承盖为整体，需打通孔；上下箱体需加工螺纹孔
- 若将螺纹连接设计在箱体分界处，上下箱体需分别加工半个螺纹孔，工作量大且易错位，不合理

> **注意**
>
> 箱体是铸造件，需设计拔模斜度，便于拔模。

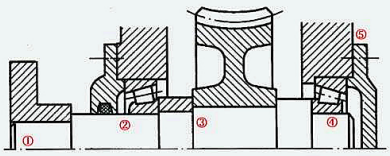
拔模斜度

- 铸造件需设计拔模斜度，便于从模具中拔出
- 加强筋（如 m 处）也需考虑拔模斜度

螺栓连接设计要点

课堂练习（2）

根据图中结构回答以下问题

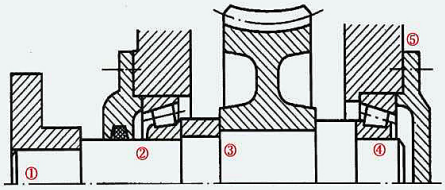


1.关于部位①，陈述正确的是（ ）。
A. 该处只能设计A型平键连接　B. 该处只能设计B型平键连接
C. 该处不能设计C型平键连接　D. 该处可以设计A型平键或C型平键连接
2.关于部位②，陈述正确的是（ ）。
A. 该处轴段应该设计成直径不等的两个轴段
B. 滚动轴承内圈和轴应该采用键连接
C.毛毡密封圈和轴之间必须有间隙
D.该处滚动轴承内圈与轴应采用间隙配合
3.关于部位③，陈述正确的是（ ）。
A.该处应该采用C型平键连接蜗轮轮毂与轴
B. 该处轴段长度应该比蜗轮轮毂宽度短2~3mm
C. 该处蜗轮轮毂与轴应采用间隙配合
D. 套筒和蜗轮轮毂左端面之间应该有少量间隙

- 有螺钉连接处需区分加工面与非加工面，要么凸起要么下沉
- 螺栓连接应考虑防松，需加垫片
- 注意垫片的倾斜方向（一般右边高）

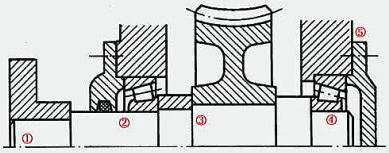
轴承与齿轮的润滑设计

课堂练习（2-续）
根据图中结构回答以下问题



4.关于部位④，陈述正确的是（ ）。
A. 该处需要A型平键连接轴承内圈与轴
B. 该处应该设计轴承密封件
C. 该处轴肩高度必须低于轴承内圈高度
D. 该处轴承外圈需要双向固定
5.关于部位⑤，陈述错误的是（ ）。
A. 该处需要安装垫片
B. 该处箱体轴承座与轴承端盖凸缘相接触位置要设计凸台
C. 该处轴承端盖和箱体之间采用普通螺栓连接
D. 轴承间隙可以通过加减垫片来调整

课堂练习（2-续）
根据图中结构回答以下问题



6.关于部位③，陈述正确的是（ ）。
A.该处轴段长度应该大于蜗轮轮毂长度，且蜗轮轮毂与轴之间缺少键连接
B. 该处蜗轮左端面轴向固定可靠，且蜗轮不需要周向定位
C. 该处蜗轮左端面轴向固定不可靠，且蜗轮缺少周向定位
D.该处轴段长度应该小于齿轮轮毂长度，且蜗轮不需要周向定位
7.关于部位④，陈述正确的是（ ）。
A. 轴承不能正常安装　　B. 轴承不能正常拆卸
C. 轴承可以通过外圈拆卸　　D.轴承可以通过内圈拆卸
8.如果齿轮用油润滑、轴承用脂润滑，那么在齿轮与轴承之间缺少（）。
A.防尘垫　　B. 挡油环　　C.油槽　　D.密封圈

- 涡轮用油润滑，轴承用脂润滑时，需在设计中考虑润滑方式的区分与隔离

11 月 20 日

轴的类型（按承受载荷分类）

- 转轴：既受转矩又受弯矩
- 传动轴：只受转矩
- 心轴：只受弯矩

> **注意**
>
> 三种轴按载荷分类是高频考点，务必区分清楚：转轴同时承受两种载荷，传动轴只受转矩，心轴只受弯矩。

扭转强度初估最小轴径

- 强度条件：剪切应力 $\tau = T / W_T$，其中 W_T 为抗扭截面系数
- 圆截面轴的抗扭截面系数：$W_T = \pi d^3/16$
- 基于强度条件反推设计公式：$d \geqslant C \cdot (P/n)^{(1/3)}$（开三次方）

- 系数 C 与轴的材料及承载情况有关，可查表 15.2 获得

定义

扭转强度初估最小轴径：在轴尚未设计出具体结构、无法计算弯矩时，仅根据轴传递的转矩，用扭转强度条件反推出轴的最小直径。

注意

轴未设计出来之前弯矩无法计算，因此课设中先**用扭转强度初估最小轴径**，设计好轴的结构后，**再用弯扭组合强度校核**。这是整个轴设计的基本思路。

课程设计中轴设计的整体思路

- 已知工作机参数（拉力 F、线速度 v、卷筒直径 d）
- 由 F×v 得工作机功率，由 v 和 d 得工作机转速
- 反推电动机所需功率 P_d = P_ 工作机 / 总效率（考虑各种效率损失）
- 选电动机时保证额定功率 P_ed > 所需功率 P_d
- 由电动机功率和转速算出输出转矩，经带传动、齿轮传动逐级传递
- 每根轴传递的转矩已知后，即可用扭转强度初估最小轴径

例

课设中已知工作机拉力 F、线速度 v、卷筒直径 d，先算出工作机功率和转速，再反推电动机所需功率并选电动机，最后得到各轴传递的转矩，用于初估最小轴径。

高速轴最小轴径的位置

- 高速轴在传动系统左侧，与电动机相连
- 高速轴的最小轴径 Φ30 位于**与大带轮相配合**的轴段
- 传动路径：电动机轴 → 小带轮 → 大带轮 → 高速轴 → 小齿轮 → 大齿轮

注意

高速轴最小轴径 Φ30 是与大带轮配合的位置，不是与齿轮配合的位置。齿轮所在轴段直径更大。

低速轴最小轴径的位置

- 低速轴最小轴径 Φ45 位于**与联轴器半联轴器相配合**的轴段
- 联轴器为两个半联轴器：一边与低速轴配合，另一边与卷筒轴配合
- 凸缘联轴器用螺钉连接两个半联轴器

注意

联轴器是标准件，其孔直径有规定。确定 Φ45 时，既要基于扭转强度初估的计算值，又要根据所选联轴器型号的孔径规定来确定。

轴段直径与长度的确定

- 阶梯轴各段直径逐段变化，如 Φ30→Φ35→Φ40→Φ55→Φ58
- 各段直径与轴上所装零件配合，如滚动轴承、齿轮、带轮、联轴器
- 各段长度与所装零件的尺寸有关：
  - 装带轮的轴段长度与带轮宽度有关
  - 装滚动轴承的轴段长度与轴承宽度有关
  - 装齿轮的轴段长度与齿轮轮毂宽度有关

注意

与齿轮配合的轴段长度比轮毂宽度短 2~3 mm（轮毂比轴段长 2~3 mm），课设和考试中常考此细节。

例

高速轴：Φ30 装大带轮（长度由带轮宽度定）→ Φ35 → Φ40 装滚动轴承（长度由轴承宽度定）→ 小齿轮段。低速轴：Φ45 装联轴器 → Φ55 装滚动轴承 → Φ58 装大齿轮（长度由齿轮轮毂宽度定）。

弯扭组合强度校核

- 轴结构确定后，滚动轴承位置即支点位置
- 外载荷来源：齿轮传动产生的载荷、带轮产生的压轴力
- 由支点和外载荷算出支反力，进而计算整根轴的弯矩
- 轴同时受弯矩和转矩，用第三强度理论校核
- 计算弯曲应力与剪切应力，合成当量应力，要求当量应力 ⩽ 许用值

定义

当量应力：将弯曲应力与扭转剪切应力按第三强度理论合成后的等效应力，用于判断轴是否满足强度要求。

应力校正系数 α

- 基本公式（15.4）：直接用弯矩 M 和转矩 T 计算当量应力
- 修正公式（15.5）：引入校正系数 α（应力校正系数）

注意

15.4 与 15.5 的区别在于是否引入校正系数 α。课设中应使用 15.5 式。

定义

应力校正系数 α：由于转轴的弯曲应力为对称循环变应力，而扭转剪切应力的循环特性与弯曲应力不同（随时间变化规律不同），需引入 α 对转矩项进行修正。

例

弯曲应力随时间对称循环变化，而扭转剪切应力的循环特性与之不同，两者变化规律不一致，因此计算当量应力时需用 α 校正转矩项。

- 弯曲应力与扭转切应力的循环特性不同，计算当量应力时需引入应力校正系数 α
- 作用：以弯曲应力（σb）为基准，将扭转切应力转换成与 σb 循环特性相同的数值后再计算
- 校正系数 α 的取值取决于转矩（扭转切应力）的循环特性

例

α 的取值：

- 转矩恒定不变（扭转切应力为静应力）→ $\alpha = 0.3$
- 转矩脉动变化（扭转切应力为脉动循环）→ $\alpha = 0.6$
- 扭转切应力为对称循环 → $\alpha = 1$

注意

弯曲应力默认按对称循环处理（由大量实验得到），扭转切应力一般按脉动循环处理，因此无特殊说明时 α 取 0.6。

对称循环应力与脉动循环应力

- 对称循环应力：最大应力与最小应力大小相等、方向相反，对称于时间轴（t 轴）
- 脉动循环应力：最大应力与最小应力中一个为 0，相当于把时间轴向下平移，应力在 0 与最大值之间规律变化
- 转轴的弯曲应力一般为对称循环变应力，扭转切应力一般为脉动循环

定义

对称循环应力：应力随时间变化，最大应力与最小应力大小相等、方向相反，对称于时间轴。脉动循环应力：应力随时间变化，最大应力与最小应力中一个为 0，相当于时间轴下移后的循环。

当量弯矩

- 引入校正系数 α 后，将弯矩 M 与转矩 T 组合，得到当量弯矩
- 当量弯矩用于弯扭组合强度校核，计算当量应力

弯扭组合强度校核（第三强度理论）

- 校核转轴强度一般用第三强度理论
- 当量应力由弯曲应力与剪切应力（扭转切应力）组合计算，应小于等于许用值
- 可用弯矩 M 和转矩 T 直接计算（对应 15.4 式，工程力学中的式子）
- 课本中进一步引入校正系数 α 的式子为 15.5 式，用于处理两种应力循环特性不同的问题

定义

当量应力：在弯扭组合强度校核中，将弯曲应力与扭转切应力按第三强度理论组合，并引入应力校正系数 α 后得到的等效应力，须满足 $\leqslant$ 许用应力。

轴的许用弯曲应力与轴径计算

- 15.3 表给出轴的许用弯曲应力，与材料有关
- 15.6 式：在弯扭组合强度基础上反推轴的直径

键槽对轴强度的影响

- 轴上装齿轮、带轮等零件传递转矩时，需设计键连接，轴上要加工键槽
- 键槽切削掉部分材料，且加工过程可能产生应力集中，削弱轴的强度
- 有键槽的位置，轴径应在设计值基础上增加约 4%（有教材写 3%），即轴径需比原设计值增大

注意

键槽削弱轴强度，装齿轮或带轮等有键槽的轴段，轴径要在原设计基础上增加约 4%（或 3%），不能按原设计值直接取。

高速轴设计（例题 15.1）思路

- 已知高速轴传递功率 P1、转速 n1，可从前面选择电动机的章节（第一章例子）中获取
- 齿轮分度圆直径、齿轮宽度：参照斜齿轮例子计算（后续布置）

- 带轮宽度：与带轮配合的轴段长度相关（后续布置）
- 用扭转强度初步估算轴径：取系数 C = 110（与轴材料有关），计算值保留两位小数，本例为 22.16
- 最小轴径处（与带轮配合）有键槽，在 22.16 基础上增加 4%，最终取整

例

本例最小轴径计算：$22.16 \times (1 + 4\%) \approx 23.05$，最终取 28（或 30）。书上例图取 30，本课程图取 28。

轴段直径的确定（与毛毡圈、轴承配合）

- 与毛毡圈配合的轴径：毛毡圈是机械标准件，附录 A（附录 I.4，约 378 页）给出标准，配合轴径一般为 5 的倍数（30、35、40、45）
- 书上 38 不合适，因毛毡圈标准中无 38 这一轴径，应改为 35
- 与轴承盖、毛毡圈配合的轴段取 35 较合适

注意

与毛毡圈配合的轴径必须是 5 的倍数（30、35、40、45 等），书上取 38 不符合毛毡圈标准，应改为 35。

定位轴肩高度

- 阶梯轴轴肩起定位作用，此处为定位大带轮的定位轴肩
- 定位轴肩高度要求约为 0.07~0.1 倍 d（取 0.1d 计算）
- 若轴径取 30，轴肩高度 $0.1 \times 30 = 3$，两侧各加 3 共 6，则相邻轴段直径需相应调整
- 因此与大带轮配合的轴段取 28 更合适（保证定位轴肩高度足够）

例

轴径 30 时，定位轴肩高度 $0.1 \times 30 = 3$，两侧共增加 6，相邻轴段直径需 $\geqslant 30+6 = 36$；若取 28，则轴肩高度 $0.1 \times 28 = 2.8$，两侧共 5.6，相邻轴段取 35 即可满足。故取 28 更合理。

高速轴各轴段直径与长度

- 与带轮配合轴段：取 28（宽度等于带轮宽度，本例带轮宽 65）
- 与毛毡圈、轴承盖配合（密封处）轴段：取 35
- 装滚动轴承轴段：取 40（轴承型号 7308，内径 40）
- 小齿轮处轴段及轴环：轴环处取 47
- 各轴段长度：带轮段长度 = 带轮宽度；密封处长度按轴承盖与毛毡圈配合确定；其余按书上表格计算

注意

带轮宽度由学生自己计算，不是所有同学都是 65，计算出多少就是多少。各轴段长度需按书上表格逐段确定，不能照抄。

轴的受力分析与强度校核思路

- 滚动轴承位置即轴的支点位置
- 外载荷来源：齿轮传动产生的外载荷、带轮对轴的压轴力
- 已知支点位置与外载荷 → 求支反力 → 计算整根轴的弯矩
- 轴同时承受弯矩与转矩 → 用弯扭组合强度校核

- 高速轴、低速轴均按此思路设计，书上例子对高速轴讲得较详细，低速轴在设计方法篇中讲述

高速轴最小轴径的初步估算

- 通过扭转强度初步估算轴径，公式中系数 C 取 110，与轴的材料有关
- 计算值保留小数点后两位，本例为 22.16 mm
- 最小轴径位于与大带轮配合的位置，因该处有键槽传递转矩，需在计算值基础上增加约 4%
- 增加 4% 后，最终取最小轴径为 28 mm（书上例图取 30 mm，两者均可）

注意

最小轴径处有键槽，会削弱轴的强度，因此必须在扭转强度计算值基础上适当增大（一般增加 4%），不能直接取计算值。

轴段直径的确定与毛毡圈标准

- 与大带轮配合的轴段直径取 28 mm，轴段长度等于大带轮宽度（本例为 65 mm，具体按各自设计计算）
- 与轴承盖、毛毡圈配合的轴段直径取 35 mm
- 毛毡圈是机械标准件，与其配合的轴径一般为 5 的倍数（30、35、40、45），因此书上取 38 mm 不合适，应改为 35 mm

注意

与毛毡圈配合的轴径没有 38 这一档，标准轴径都是 5 的倍数。课本上该处取 38 mm 是不合理的，设计时应取 35 mm。

定位轴肩的高度要求

- 阶梯轴在带轮处设有定位轴肩，用于轴向定位大带轮
- 定位轴肩高度一般为 0.07~0.1 倍 d
- 若该处轴径取 30 mm，轴肩高度约 3 mm，两侧共增加 6 mm，会使相邻轴段直径偏大，故取 28 mm 更合适

定义

定位轴肩：用于对轴上零件进行轴向定位的轴肩，其高度需满足一定要求（一般为 0.07~0.1 倍轴径），以保证定位可靠。

高速轴各轴段直径与长度的确定

- 各轴段直径：与大带轮配合处 28 mm，与毛毡圈/轴承盖配合处 35 mm，装轴承处 40 mm（轴承型号 7308，内径 40 mm），小齿轮处及轴环处 47 mm，另一端装滚动轴承处 40 mm
- 各轴段长度：带轮段长度等于带轮宽度；密封处（轴承盖 + 毛毡圈）长度按书上表格确定；其余各段长度按书上表格计算确定
- 每段直径和长度都要依据自己的设计数据确定，不同同学计算结果不同

注意

轴段长度（如带轮段宽度）与各自设计计算有关，不是所有同学都是 65 mm，应依据自己的数据确定。

轴的强度校核基础

- 基于弯扭组合强度校核轴，因为轴既受弯矩又受扭矩
- 轴设计好、支点位置确定后，即可进行校核
- 轴的转矩与功率、转速有关；由转矩和小齿轮分度圆直径可计算圆周力、径向力、轴向力

轴的受力简图分析

- 受力简图（15.25 图 a）中 A、B 为滚动轴承所在位置（支点），C 为小齿轮所在位置，D 为大带轮配合位置
- 小齿轮处分解出三个分力：圆周力、径向力、轴向力
- 大带轮对轴有压轴力 Q 作用
- 支点位置：角接触球轴承和圆锥滚子轴承的支点位置与正装/反装有关，并非严格取轴承宽度一半；深沟球轴承可简化取一半

> **注意**
>
> 支点位置（A、B）及图中各尺寸（如 97、66、31、32）是依据本例设计确定的，不同同学设计结果不同，应使用自己的数据。

空间力系的分解与弯矩计算

- 空间力系分解为水平面和垂直面两个平面分别计算
- 水平面：圆周力 Ft 作用，计算水平面支反力和水平弯矩
- 垂直面：径向力、轴向力、带轮压轴力作用，计算垂直面支反力和垂直弯矩

附加弯矩的产生

- 垂直面弯矩图在齿轮位置（C 处）有突变，原因是齿轮轴向力 Fa 作用在分度圆上
- 轴向力对轴心线产生附加弯矩，大小为 $Fa \times (d_1 /2)$

> **例**
>
> 齿轮轴向力 Fa 作用在分度圆上，分度圆半径 $d_1 /2$，因此对轴心产生附加弯矩 $M = Fa \times d_1 /2$，导致弯矩图在该位置出现突变。

合成弯矩与扭矩图

- 在水平弯矩和垂直弯矩基础上合成得到合成弯矩
- 扭矩从带轮位置传递到小齿轮位置，小齿轮将扭矩传给大齿轮
- 小齿轮与 B 轴承之间的轴段没有扭矩，扭矩图不应画到该段

> **注意**
>
> 画扭矩图时不要全段都画上。扭矩只存在于带轮到小齿轮之间，小齿轮到 B 轴承之间无扭矩。

轴的强度校核位置

- 计算弯矩时考虑系数 α，一般取 0.6
- 一般校核计算弯矩最大的位置（本例为 A 位置）
- 但弯矩小的位置（如 D 位置，与大带轮配合处）直径最小，应力也可能较大，因此需同时校核

注意

校核轴强度时不能只看弯矩最大的位置。弯矩小但直径最小的位置（如与大带轮配合处）应力也可能很大，需一并校核。

轴的刚度计算

- 若需刚度计算，主要校核挠度、偏转角、扭转角
- 相关内容在工程力学中已详细讲解，直接应用即可

轴强度计算要点总结

- 轴强度计算把握两点：
  1. 用扭转强度初估最小轴径
  2. 用弯扭组合强度校核轴

轴系结构改错题要点

- 此类题目在考试中一般 8~10 分，出题形式有两种：网上系统改错、选择题
- 改错依据 8 个方面考虑，具体如下：

润滑与密封

- 齿轮/蜗轮用油润滑、轴承用脂润滑时，需设计挡油环结构
- 挡油环是非标准件，既起挡油作用，又对齿轮右侧和轴承内圈起轴向定位作用
- 轴承盖处设计密封，一般用毛毡圈
- 轴承盖与轴不能直接接触（静止件与运动件不能直接接触）

轴向固定

- 联轴器处用轴肩进行轴向固定
- 齿轮处用挡油环进行轴向固定
- 齿轮和联轴器处都要有键连接，且键槽要开在同一条母线上

轴承间隙调整

- 轴承盖与箱体之间要有调整垫片

结构工艺性

- 轮毂长度比轴段长 2~3 mm
- 装轴承位置与轴承盖位置之间设计非定位轴肩

其他

- 运动件与静止件不能直接接触
- 加工面与非加工面要区分（箱体与轴承盖配合处）

定义

挡油环：用于油润滑齿轮与脂润滑轴承之间的挡油结构，为非标准件，同时可对齿轮和轴承内圈起轴向定位作用。

注意

键槽要开到同一条母线上，这是轴系结构设计中容易遗漏的要点。

箱体与轴承盖的加工面与非加工面

- 箱体与调整垫片接触处应为一个面（加工面），不能是一条线
- 非加工面可适当缩进，使加工面与非加工面明显分开
- 轴承盖有凸出和凹入两种结构形式，凸出处为加工面，其余为非加工面
- 定位组件的位置与结构需按图纸要求正确布置

> **注意**
>
> 轴承处不能设置键连接。轴承是通过过盈配合固定的，若在轴承位置加键连接属于结构错误，考试改错题中常作为考点。

考试安排

- 时间：1 月 5 日 9:00~11:00
- 地点：34 号楼 303（以教务系统为准）
- 考试形式：闭卷，占平均成绩 70%
- 平时成绩占 30%，着重考察参与程度
- 需携带：2B 铅笔、计算工具、学生证件

考试题型

- 选择题（含计算题形式的选择题）
- 结构改错题（可能要求改错，也可能要求自己画图，常见为 ABCD 选项形式）
- 判断题（a 对 b 错）也属于选择题的一种

计算题选择题的答题策略

- 计算题以选择题形式出现时，必须先把整个题目完整计算一遍，再选择与计算结果最接近的选项
- 题目中各小题的提问顺序可能与计算顺序不同（如先问寿命，但轴向力、当量动载荷在后面的小题才出现）
- 计算结果可能与选项有出入，选最接近的那个
- 不要把已选答案再代入后续计算，应独立完成全部计算

> **注意**
>
> 不要将选择题中选出的答案带入后续小题的计算，否则会连锁出错。务必先完整算完整个题目再作答。

考前复习安排

- 考试前 2~3 周，在雨课堂发布综合测试（融合全部内容），限时 2 小时内提交
- 截止日期早于考试日期，截止后公布答案
- 综合测试成绩计入平时成绩
- 11 月 30 日之后发布所有重要题目的参考答案（网上作业系统 + 雨课堂）

网上作业系统与雨课堂截止时间

- 网上作业系统：11 月 19 日开放，一周内自动关闭，截止 11 月 26 日
- 雨课堂作业：截止 11 月 30 日（如斜齿轮相关作业）
- 逾期不再开放，之后进入复习阶段

答疑安排

- 非集中答疑，有问题可随时到办公室
- 办公室：30 号楼 436
- 复习期间有问题可随时前往

考试范围（不考内容）

- 第五章：机械调速（未讲）
- 第十二章：滑动轴承（未讲）

- 联轴器（学时少，不考）
- 第十六章：弹簧（未讲）

注意

不考内容很少，其余章节均需掌握。重点在基础理论篇（1~15 章）与设计方法篇的结构分析部分。

计算题可能出现的章节

- 第二章：自由度计算
- 平面机构：四杆机构（如极位夹角计算）
- 轮系：传动比计算
- 齿轮：与轮系结合（如转臂直径、半径计算）；受力强度公式不需记忆，但需理解模数、齿数的影响
- 滚动轴承：必考，重点掌握正装/反装、内部轴向力计算

例

滚动轴承寿命公式中，P 的 ε 次方乘以 L 为常数，ε 为寿命指数（球轴承 ε=3，滚子轴承 ε=10/3）。这是需要记忆的核心公式之一。

课程设计前期安排

- 任务：电动机选择、传动比分配、带传动与齿轮传动相关计算
- 提交时间：12 月 6 日之前
- 提交方式：手写计算过程（A4 纸，不用电子版），拍照上传至课程设计前期安排文档
- 同时需提交 Excel 数据表（填写电动机选择、传动比、带传动、齿轮传动等关键数据）

注意

1. 不要提交电子版计算过程，必须手写。
2. Excel 表不要更改格式。
3. 所有计算结果保留小数点后两位。

电动机选择

- 计算电动机所需功率与额定功率
- 电动机有同步转速与满载转速之分
- 一般选择 1000~1500 r/min，不要选 3000 r/min（传动比过大）

传动比分配

- 总传动比 = 电动机满载转速 ÷ 工作机转速
- 总传动比 = 带传动传动比 × 齿轮传动传动比
- 带传动传动比一般取 2~4（参考教材第 16 页推荐值）
- 齿轮传动传动比 = 总传动比 ÷ 带传动传动比

注意

必须保证带传动传动比 × 齿轮传动传动比 = 总传动比。不能各自随意取值（如齿轮传动直接取书上例子的 5），否则两者乘积不等于总传动比。

例

若总传动比算出为 11.5，带传动取 2.3，则齿轮传动传动比 = 11.5 ÷ 2.3 = 5。若齿轮传动取 5，则带传动 = 11.5 ÷ 5 = 2.3。

带传动与齿轮传动设计计算

- 带传动：计算带的宽度、带轮宽度、带的根数、压轴力等参数
- 齿轮传动：计算齿数、模数、中心距、分度圆直径等参数
- 齿轮传动必须选择斜齿轮，不要选直齿轮

课程设计后续安排

- 最后两周进行课程设计绘图（A1 图纸，地点在博学楼，由教务员统一申请安排）
- 前期计算也是复习过程，通过计算加深对带传动与齿轮传动设计的理解
- 19、20 周继续上课，复习期间有问题可随时到办公室（30 号楼）询问