

机械原理

主要参考书：

- 1 黄茂林，秦伟．机械原理．北京：机械工业出版社，2002
- 2 申永胜．机械原理教程．北京：清华大学出版社，1999
- 3 黄锡凯，郑文纬．机械原理（第六版）．北京：高等教育出版社，1993
- 4 孙桓，陈作模．机械原理（第五版）．北京：高等教育出版社，1996

绪 论

第一节 机器的功能结构及机构

机器的概念

机器 (Machine) 是人类通过长期生活及实践创造出来的技术装置，用以代替或减轻人的体力劳动与脑力劳动，完成某种特定的功能，实现某种工艺（工作）过程的机械化、自动化与智能化，有效地提高工作效率、工作精确性与可靠性，是人类改造自然强有力的工具，是社会生产力的重要组成部分。

机器的功能

实现**物料 (Materials)**、**能量 (Energy)**、**信息 (Information)** 的传递与变换。

机器的分类

工作（或工艺）机器、力能机器、信息机器。

机器的功能结构

现代机器一般都由**动力 (Power)** 子系统、**传动 (Transmission)** 子系统、**执行 (Execution)** 子系统及**测控 (Detection and control)** 子系统组成。

机器最根本的共性特征

通过机械运动实现物料、能量、信息的传递与变换。

机器最基本的功能结构

实现运动的传递与变换的系统——**机构 (Mechanism)**。

机器与机构统称为**机械 (Machinery)**。

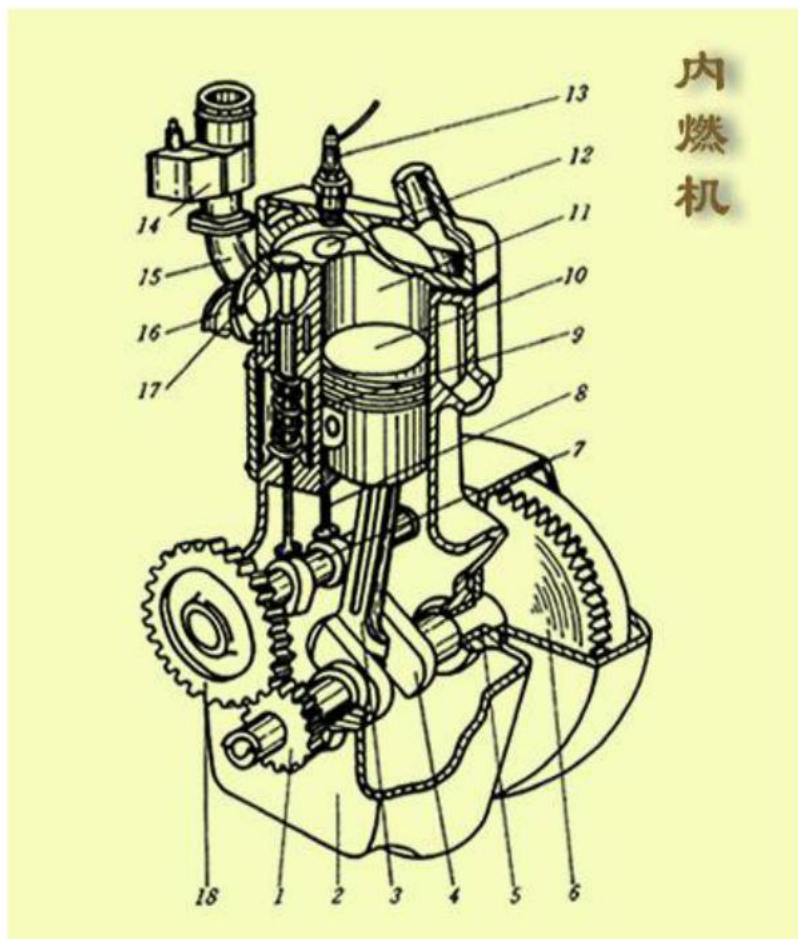
机械原理课程的主要研究内容

机械原理研究机器与机构，特别是机构的结构、运动学及动力学原理及其设计理论与方法。它从运动学、动力学等更加综合、系统的角度来认识、分析与设计机器的共性基本功能组成——机构及其组合系统。

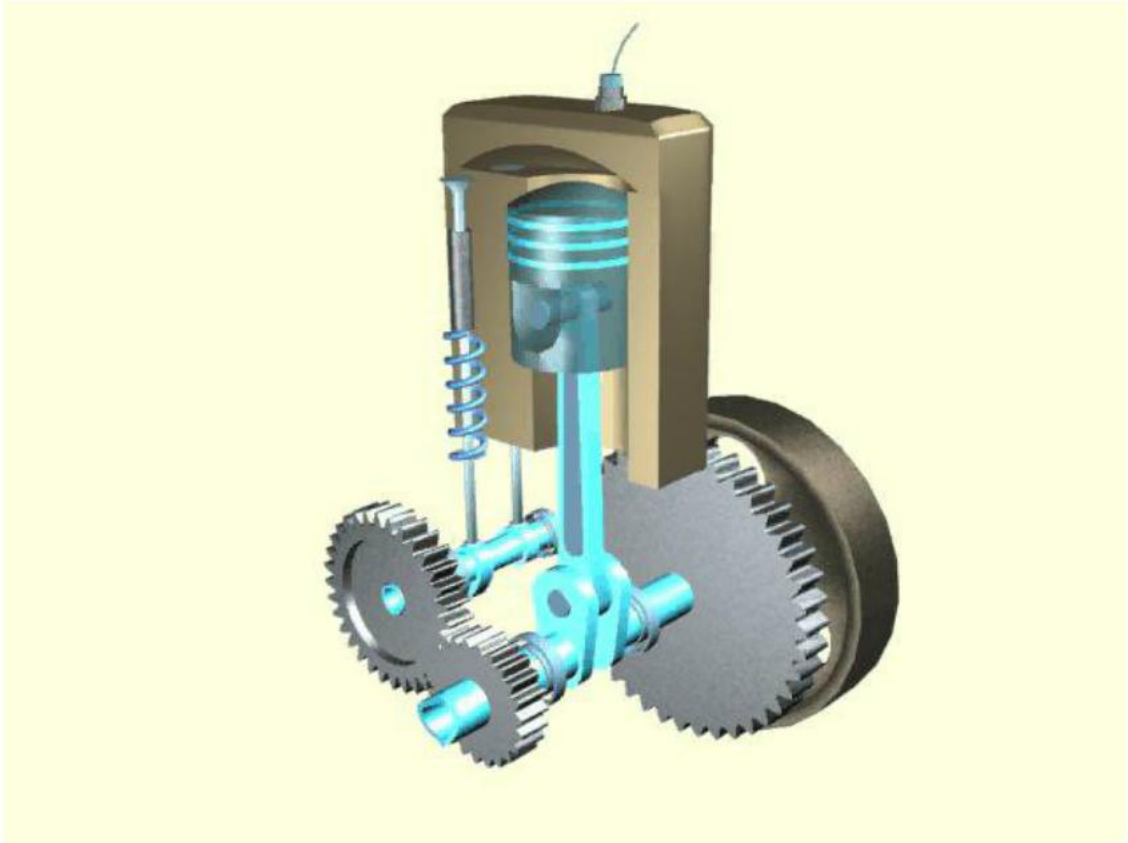
单缸四冲程内燃机

主要构成：

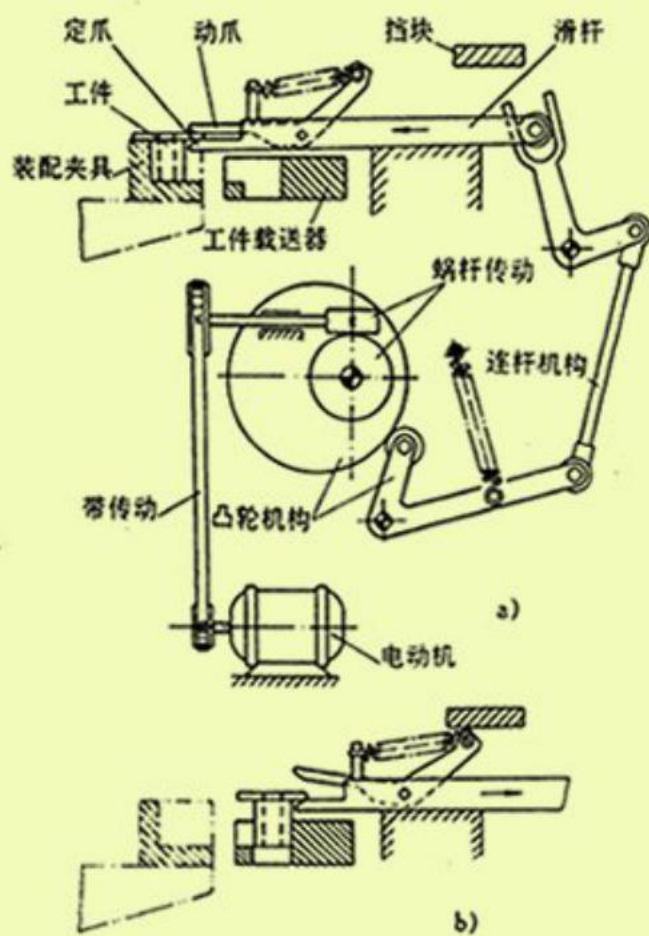
1-小齿轮、2-气缸体、3-连杆、4-曲轴、6-大齿轮、7-凸轮轴、8-气门挺杆、10-活塞、11-气缸、12-进气阀、13-火花塞、17-排气阀、18-大齿轮



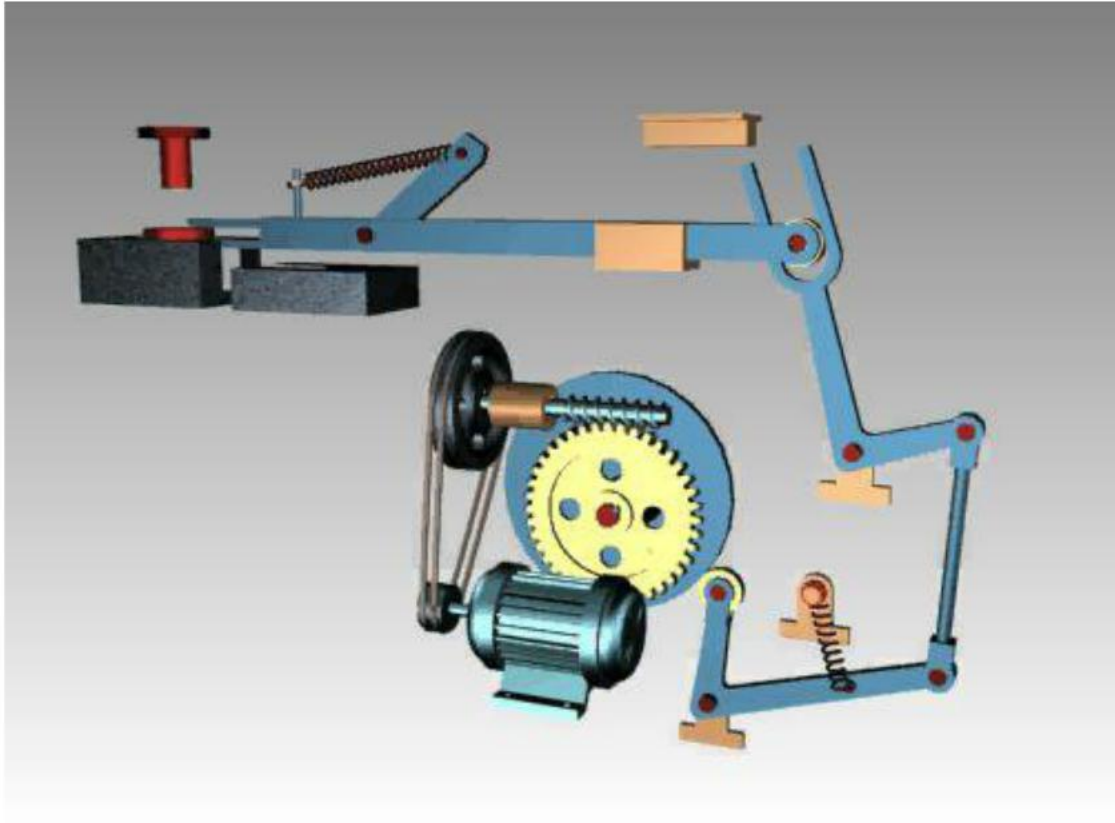
内燃机



工件自动装卸装置



工件自动装卸装置



工业机器人



机构的共性特征

由若干个实体之间以一定的几何形状表面相互接触形成可动联接，且各实体具有确定的相对运动规律所构成的多体系统。

这种多体系统称为机构。

组成机构，在运动时作为一个整体的结构实体称为**构件(Link)**。

实例：内燃机中的缸体、活塞、连杆、曲轴等。

一个构件，也可以是若干个彼此没有相对运动的实体联接而成。

实例：连杆，由连杆体、轴瓦、连杆盖、螺钉、定位套、连杆衬套等相互固联组成。

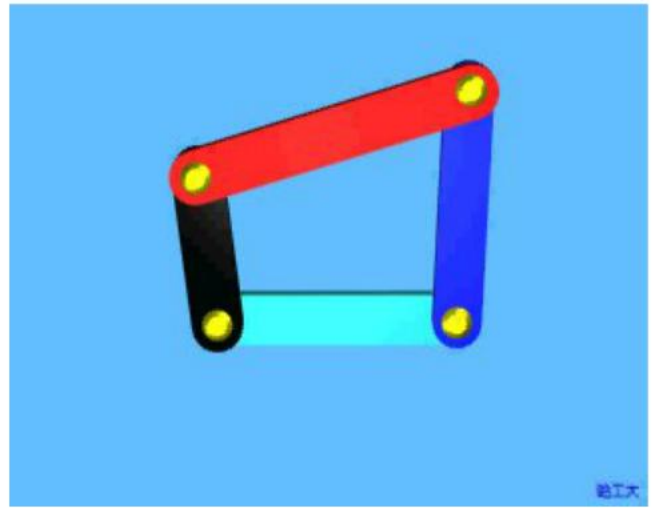
零件—机器的制造单元，构件—机器的运动单元。



机构的定义及功能

定义

机构，是两个以上的构件通过可动联接形成的构件系统。各构件之间具有确定的相对运动。

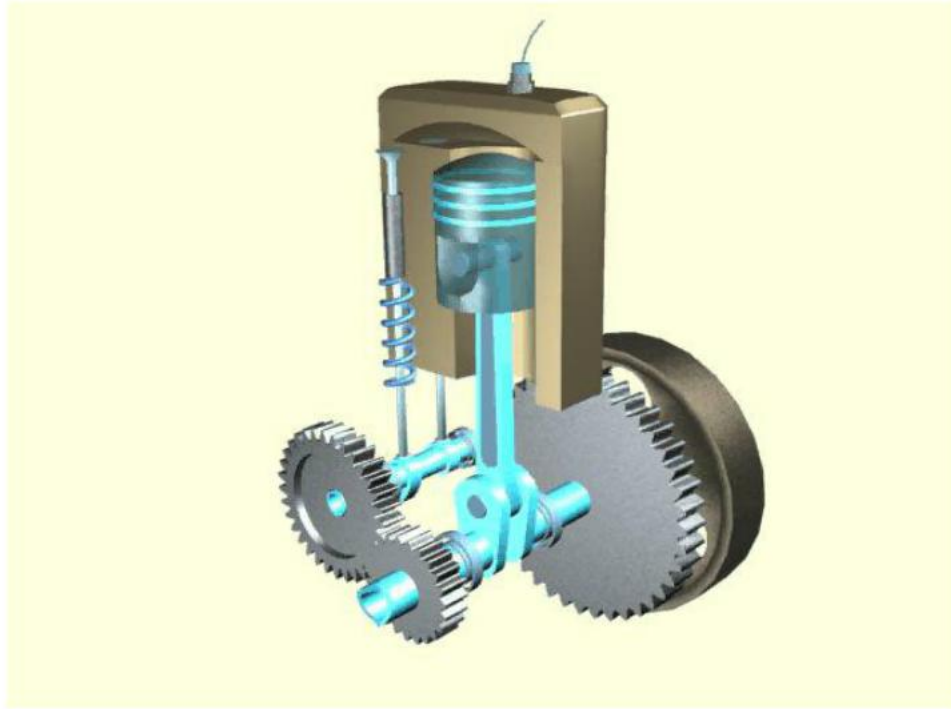


功能

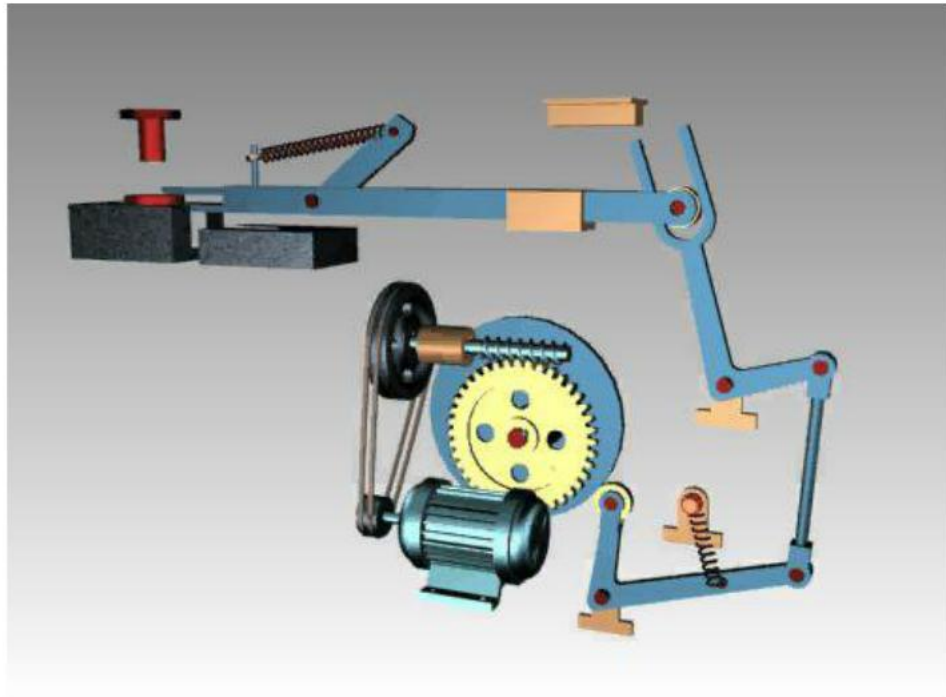
- 可按预期的规律实现运动和力的传递与变换。
- 能将一个或几个构件的给定运动，转变成其他构件所需的某一确定运动。

机构中按给定运动规律运动的构件称为**原动件 (Driving link)** 或 **输入构件 (Input link)**，其余的可动构件具有预期的运动规律，对外完成某种工艺动作，称为**从动件 (Driven link, Follower)**、**输出构件 (Output link)** 或 **执行构件 (Executive link)**，固定不动的构件称为**机架 (Fixed link, Frame)**。

一台机器可能是由一种机构组成，也可能是由若干种机构组成，它们按一定的规律相互协调配合，通过有序的运动和动力的传递与变换来完成预期的功能。



内燃机的机构组成：**曲柄滑块机构 (Slider-crank mechanism)**、**凸轮机构 (Cam mechanism)** 和 **齿轮机构 (Gears)**。



工件自动装卸装置的机构组成：**带传动机构 (Belt drive)**、**蜗杆传动机构 (Worm drive)**、**凸轮机构**以及**连杆机构 (Linkages)**等。

单缸四冲程内燃机工作循环过程

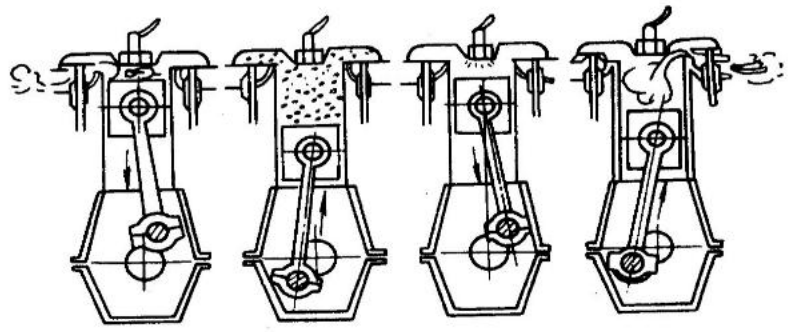
进气→压缩→作功→排气

主要工作机构 曲柄滑块机构，用于实现移动与转动之间的运动变换，完成作功、吸气、压缩、排气等工作过程所需的运动。

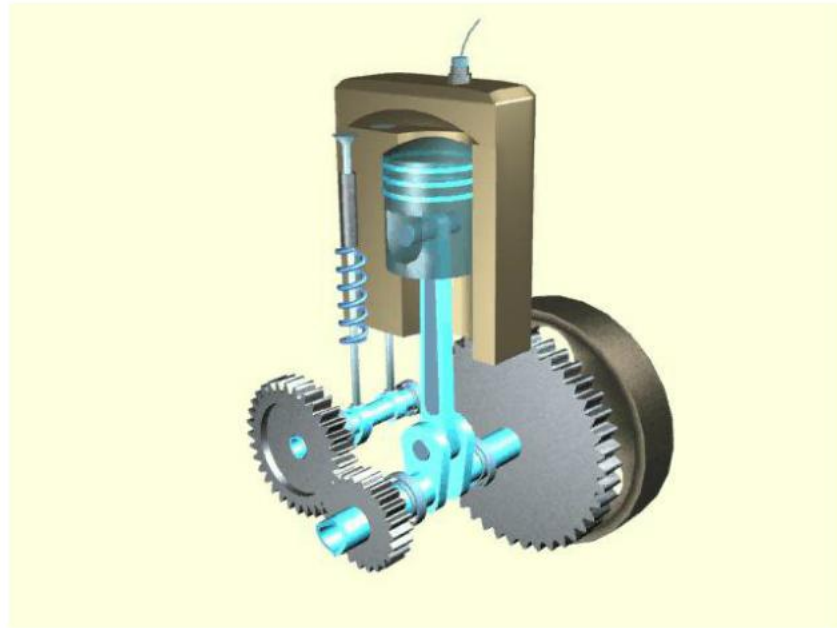
其他机构

凸轮机构，用于启闭进气阀、排气阀。

齿轮机构，用于保证进气阀、排气阀和活塞之间形成一定的运动规律。



单缸四冲程内燃机工作循环图



构件平面运动类型

定轴转动、直线移动、平面平行运动、一般平面运动。

构件运动方式

连续单向运动、间歇单向运动、连续往复运动、间歇往复运动等。

输入构件与输出构件之间的运动变换形式

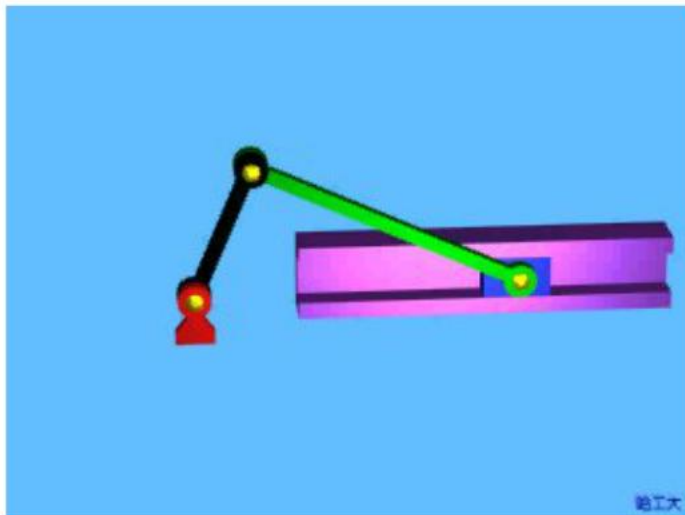
- 连续转动→单向直线移动
- 连续转动→往复直线移动
- 连续转动→带停歇往复直线移动
- 连续转动→单向间歇直线运动
- 连续转动→单向间歇转动
- 连续转动→双向摆动
- 连续转动→带停歇双向摆动
- 连续转动→连续转动
- 往复摆动→单向间歇转动
- 连续转动→实现预定轨迹等。

实现这些运动传递与变换的机构是有限的。

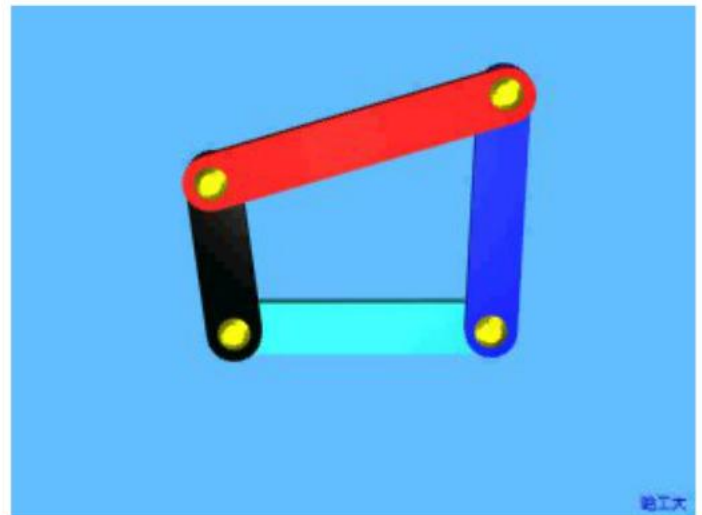
机构的种类可以根据其运动传递与转换的特征来进行区分。

例如：

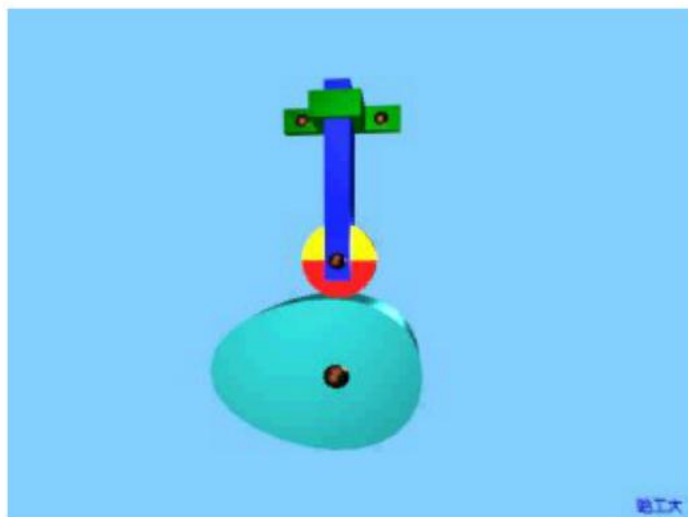
连续转动→往复直线移动



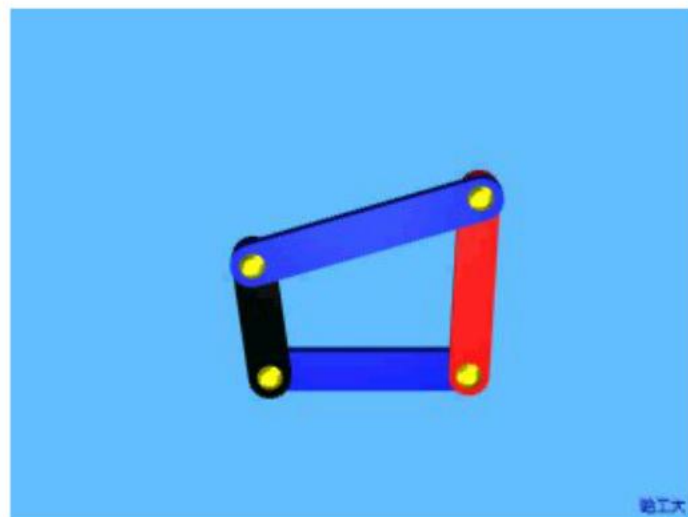
连续转动→双向摆动



连续转动→带停顿往复直线移动



连续转动→连续转动



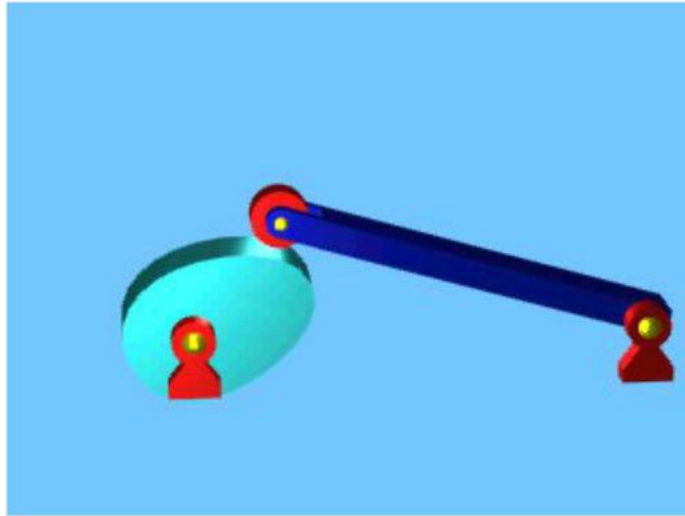
连续转动→单向直线移动



连续转动→单向间歇转动



连续转动→带停歇双向摆动



往复摆动→单向间歇转动



以上列举的是一些典型机构，其结构特点是：各构件通过一定接触形式的可动联接，构成了一个封闭的环路。

在这些机构中，当一个构件的运动规律确定后，其余各构件的运动即随之确定。这类机构称为单自由度机构。

在机械手和机器人中，还广泛应用开环、多自由度的机构。

机械手
Manipulator



机械手
Manipulator



在工程实际中，还大量使用分别以液体和气体作为传递运动和力的介质的**液动机构 (Hydraulic mechanism)**、**气动机构 (Pneumatic mechanism)**等。

从上面所述可以看出：

机构是所有机器的共性功能组成部分。凡需要实现某种运动传递与变换的地方，都可采用对应的某种机构。如曲柄滑块机构可以用于内燃机、压缩机、冲压机、剪切机、锯床、输送机等。这些机器都需要连续转动与往复直线移动的运动变换，以实现工作要求。

同一种机构，通过各构件的尺寸、形状等参数的变化，就可以获得运动形式相同，但运动范围、运动方向以及速度、加速度等运动参数不同的输出运动。

通过一些典型机构的不同组合以及改变机构的几何参数，可以实现各种各样的运动及动力要求，完成各种工作过程，创造出千差万别、各种功能的机器。

第二节 机械总体方案设计的内容及机械原理课程的定位与任务

1. 机械产品的总体方案设计(**Concept design**) 是在概念设计阶段通过需求分析、市场预测、可行性分析,提出了产品的设计要求(包括产品要实现的工艺过程要求、设计技术参数要求)及制约条件后,具体实现产品功能要求、品质要求及成本要求的关键性设计。方案设计主要包括三方面内容:

(1) **功能原理方案设计(Function and working principle scheme design)**。根据产品的工作要求,进行产品的功能原理构思,探寻能实现产品功能的物理、化学或生物学原理;进行功能分析,确定功能组成;进行功能原理方案的求解,最后得出产品的功能原理方案。

(2) **机械系统运动方案设计(Kinematic precept design)**。设计出能实现功能原理方案所需动作的机械系统结构及运动简图方案。

(3) **方案的评价与优选(Evaluation and optimal selection)**。实现同一工作要求可以有不同的功能原理,实现同一功能原理有可以有不同的机械结构方案,因此需要进行方案的评价和优选。

2. 机械运动方案设计 (**Movement scheme design**) 的主要内容及机械原理的定位与任务 机械运动方案是机械产品方案设计的最终体现, 它是机械产品设计中一个非常重要的环节, 设计结果以机械系统运动简图 (**Kinematic sketch**) 的形式表达, 也称为机械系统运动简图设计, 即根据机械产品功能原理方案所确定的工作过程和工作的运动学、动力学要求, 设计出由若干机构组成的机构系统运动学结构简图。其设计内容为:

(1) 机构及机械系统的选型与综合

机构及机械系统的选型与综合 (**Type selection and synthesis**) 即是根据工艺过程所需动作的要求, 确定机械产品输出运动 (或执行动作) 以及输入运动的形式和数量, 选择或创新出能实现所需运动传递与变换要求的机构 (包括传动机构与执行机构) 的结构形式; 根据从原动机 (**Prime mover**) 到各执行构件的运动传递与变换的要求和协调配合关系, 并考虑其它要求 (如效率、可靠性、稳定性、工艺性等), 将这些机构组合成一机械系统 (**Mechanical system**)。

(2) 机械系统运动学及动力学综合及分析

根据构件从原动机到执行构件的运动传动与变换的具体参数及规律，考虑各执行运动间的协调配合关系，进行各机构的**运动学尺度设计 (Dimensional synthesis)**及动力学初步设计，并根据综合的结果进行运动及动力性能的分析，对方案进行评价与优选，最后得到一个最佳方案，作为下一阶段详细设计的依据并为详细设计提供运动、受力及动力学方面的具体参数。

机械运动方案设计这两方面的内容，实际上都是并行、交叉进行的。要完成一个好的设计，往往需要反复进行分析和比较，这是综合应用多门学科知识、综合应用各种先进技术进行分析设计的过程，是进行**创造性构思 (Creative design)**和**创新设计 (Innovation)**的过程，是机械产品创新设计中极其重要的内容，是决定产品性能、质量

机械原理课程是研究机器的共性原理(特别是机器的运动学原理)和组成的课程,其研究内容的核心是机械运动方案设计。机械原理是面向机械方案设计的一门技术基础课。

在整个机械设计的内容与进程中,机械原理课程定位于学习解决机械系统中的执行机构及其系统运动方案设计的基本理论与方法。重点是解决机器的四个功能子系统中,执行机构及其系统的运动方案设计。

课程任务

为机械系统的运动方案设计奠定坚实的理论、方法与技能的基础。

具体要求

(1) 掌握机构及机械系统的运动学、动力学分析与设计的基本理论、基本知识和基本技能(包括各种现代分析与设计方法以及工程机械CAD的应用开发)。

(2) 具有综合应用已学过的基础理论和知识以及工程实践知识进行基本机构的分析与设计能力。

(3) 初步具有拟定机械系统运动方案的能力。

(4) 具有进行机械产品功能原理和结构方案创新意识与能力。

第三节 机械原理课程的主要内容、基本要求与学习方法

本课程属于设计性课程，课程内容以设计为主线，分析与设计有机结合与统一。

基本内容及基本要求如下：

● 机构的结构设计

机构的基本结构组成；运动链、机构的约束及自由度；运动链及机构的构型设计(型数综合)；机构的结构分析与分类。

要求掌握机构的组成要素、机构运动简图的绘制，能正确计算运动链及机构（包括平面机构及简单空间机构）的自由度。了解机构中的各种约束的性质与结构，掌握基本杆组的概念，了解按杆组的机构创新综合。能对平面机构进行分类。

● 常用机构的设计

1. 平面连杆机构及设计 研究平面连杆机构的基本结构与应用；平面连杆机构的运动特性分析及选用；平面连杆机构的力学分析与传力特性；平面连杆机构的运动学尺度综合。

2. 凸轮机构及设计 凸轮机构的结构类型及应用；凸轮机构的运动学及动力学参数及其确定的原则；凸轮机构从动件的常用运动规律与选择；凸轮轮廓曲线及凸轮机构基本尺寸设计。

3. 轮系 轮系的结构、分类与应用；轮系的传动比计算；行星轮系设计中应注意的基本问题(包括类型的选择、传动效率与齿数的确定等)。

4. 其他常用机构 间歇运动机构、螺旋机构等其他常用机构的主要类型与应用举例。

要求了解常用平面机构的基本结构、类型与应用；掌握机构运动分析、设计理论与方法，了解机构的运动及传力特性与选择原则；能对常用机构(平面四杆机构及平面凸轮机构)按基本运动要求进行尺寸设计。

● 机械动力学

主要研究机械系统动力学的基本内容及其分析、设计理论与方法。包括机构的动态静力分析；机械的平衡，刚性转子的平衡，机构惯性力的平衡；机器的运转及其真实运动规律，速率波动及其控制。

要求掌握平面机构动态静力分析的方法，了解连杆机构的动力学特性；了解刚体机械平衡的原理与方法；掌握单自由度系统的等效动力学模型及两类机械系统运动方程的建立与应用；了解运动方程的求解方法；了解周期性速率波动的调节原理及飞轮转动惯量的近似计算方法。

● 系统运动方案设计

介绍机械系统运动方案设计的内容、要求及基本步骤；功能原理的分解与方案的功能组成；机构的选型与机械系统的创新综合；系统的协调设计及系统的运动方案简图的制订；方案的评价与优选。

要求了解机械系统运动方案设计的内容与一般步骤；熟悉机构选型、机构组合方法、运动循环图拟定，以及机械创新设计的基本知识；能对简单机械系统进行运动方案的拟定与评价。

机械原理课程研究所有机械的共性(结构学、运动学、动力学)原理及其分析设计方法,具有较强的综合性、系统性及一般原理性等特点,是机械设计及理论学科的基本组成部分。学习本课程时应注意:

(1) 要有系统和全局的观点。要从机器人和机械系统的总体功能去认识与了解各种典型机构的应用特点、结构及设计要求。

(2) 注意掌握建立机构及机械系统的运动学、动力学模型的思路与方法。学习如何应用数学、力学、物理学等基础学科的理论与方法,针对机构这一工程对象,通过进行合理的抽象、简化及等效等手段,达到更有效地进行分析与设计,培养分析问题与进行技术创新的能力。

(3) 注意联系工程实际和结合机械的实际结构去认识与掌握机构的结构简图与运动简图。要注意应用强度、刚度、精度与误差、制造工艺、材料性能等方面的理论知识和工程知识,去正确理解与设计机构简图及机械系统运动方案简图。

(4) 注意掌握本课程中常用的一些基本概念和基本研究方法。如:绝对坐标与相对坐标、绝对运动与相对运动、静态与动态、运动链与机构、基本杆组与组合、机架转换与机构的演化、等效与等价。应用这些概念和方法,能灵活有效地加深理解、掌握实质,能更方便、容易地对机构及机械系统进行分析设计与创新。

机械原理的发展

作为机械及现代科学技术发展的共性基础学科，机械原理(又称“机构学”、“机械运动学与动力学”或“机构与机器理论”)一直受到重视。20世纪后期，随着科学技术的飞速发展，机械原理研究的领域、内容及方法等也有了很大的发展。

- 机械学科与电磁学、光学、计算机科学、信息学、生物学乃至管理科学等学科领域相互渗透融合。
- 研究领域向自动、智能化、微型精巧化方向发展，如机械电子学、机器人机构学、仿生机构学、微型机构学等。
- 研究对象由平面、闭链、单自由度机构，向空间机构、开链机构、多自由度(包括局部自由度、调整自由度及基本自由度等)机构发展。
- 机构的工作介质由刚性构件向多种工作介质(包括弹性构件，柔性构件，气、液介质，电、磁场、光、量子场等)方向发展。
- 分析与设计方法由静力分析向动力分析、由静态设计向动态设计方向发展。
- 研究方向朝系统动力学、弹性动力学、分析动力学、多体动力学等方面发展，振动、冲击噪声的分析、设计与控制等成为机械动力学的新的研究热点。
- 现代解析法、数值计算方法以及各种最优化方法(如遗传算法、模糊优化方法、神经网络等)已得到了十分广泛的应用。

基本要求

- 认识和了解机器及其基本功能结构—机构；了解机构的基本功能和结构特征；对机构、可动联接、构件、零件等有明确的概念和具体的认识。
- 了解本课程的研究对象、主要内容以及在机械设计和人才培养中的地位 and 作用；了解学习本课程的要求和方法

第一章 机构的结构设计

主要研究内容

- 构件间**可动联接 (Movable connector)** 的型式及其运动和传力特征。
- 构件与可动联接所构成的系统，应满足什么条件才能成为具有确定相对运动规律的机构。
- 获取满足一定自由度要求的机构的方法(即机构结构创新设计的途径与方法)。
- 机构的结构分析与分类。

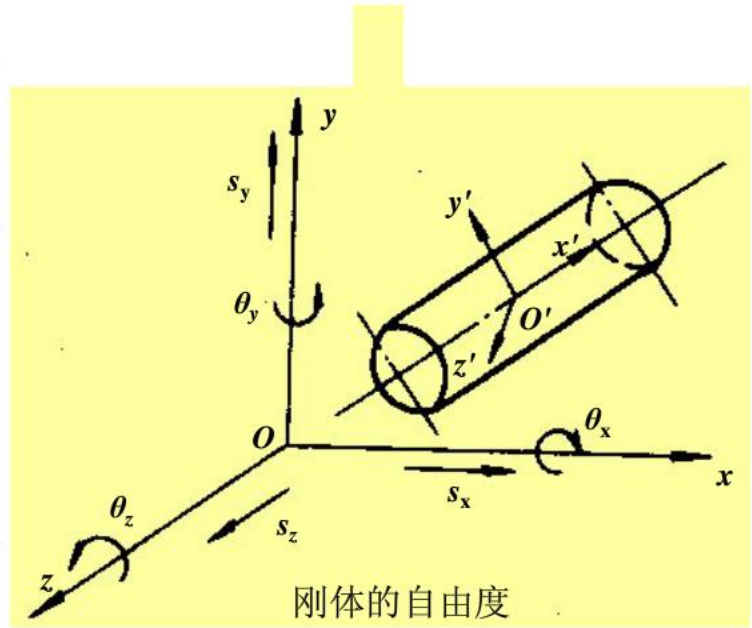
第一节 机构的基本结构及简图

一、构件与自由度

构件是机构结构的最基本元件，其功用是传递运动和力。凡是能传递运动和力，并且在运动时可视为一个整体的物理介质都可以称为构件。构件可以是刚体，也可以是挠性体(如带、链、绳等)和流体(液体、气体)。

在研究机构的组成原理时，为便于研究，将构件抽象为一般**刚体 (Rigid body)**。

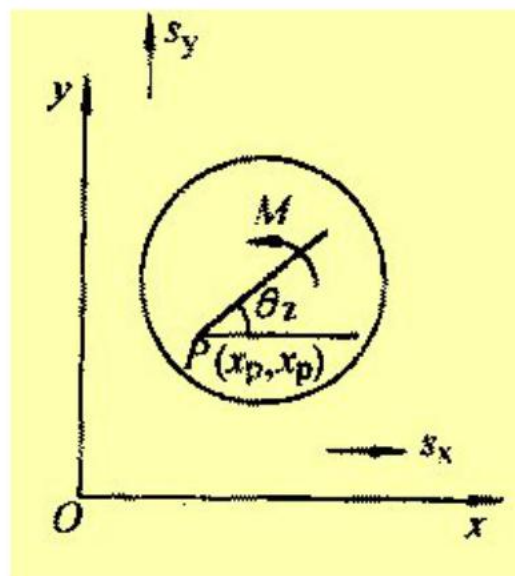
一个完全独立的刚体在空间直角坐标系中，具有沿三个坐标轴的移动(s_x, s_y, s_z)及绕三个坐标轴的转动($\theta_x, \theta_y, \theta_z$)共六个独立运动的可能，即具有六个自由度 (Degree of freedom, mobility)。刚体如何运动，取决于外部对刚体所施加的约束。为了描述构件的自由度特征，选取一个参照坐标系($O-xyz$)，并将其视为固定坐标系。在构件上固联一个动坐标系($O'-x'y'z'$)，则 O' 的 x 、 y 、 z 坐标以及 $O'x'$ 、 $O'y'$ 、 $O'z'$ 与 Ox 、 Oy 、 Oz 的夹角可以确定刚体的位置和姿态。



因此， $s_x, s_y, s_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ 也可以称为决定刚体位置与姿态的六个广义坐标。仅具有 s_x, s_y 及 θ_z 等三个自由度的运动称为平面运动，这类刚体称为平面运动刚体或平面运动构件。平面运动是刚体运动的基本型式，平面运动构件也是组成机构的基本构件型式。

由两个以上作平面运动的构件可动联接所组成的机构，称为**平面机构 (Planar mechanism)**，这是机构的基本型式，是本课程的主要研究对象。

根据平面运动刚体的特征，可以将刚体简化为一个平面模型，进一步还可以用运动平面上的一条直线 **PM** 作为“标线”来代表平面运动刚体，并以“基点” **P** 的 **s_x** 、 **s_y** 及标线绕 **P** 点转动的角运动参数 **θ_z** 来描述平面构件的**3**个自由度。



平面运动刚体的标线

二、运动副与约束

两个构件以一定几何形状和尺寸的表面相互接触所形成的可动联接，称为**运动副 (Kinematic pair)**。

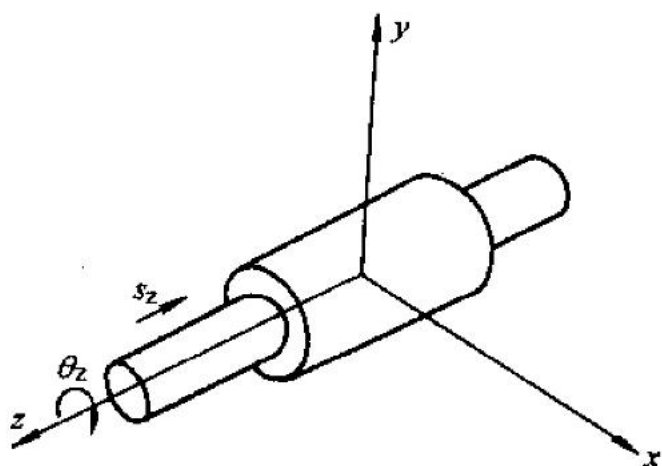
两个构件上相互接触的表面，称为**运动副元素 (Pair element)**。两个构件通过运动副元素的接触来传递运动和力。

依靠运动副元素的连续接触，限制了两构件之间某些相对运动自由度。运动副对构件间的相对运动自由度所施加的限制称为**约束 (Constraint)**。

通过运动副的联接，使得两构件之间实现了运动和力的传递，并具有确定的相对运动自由度。

不同的运动副元素，构成了不同的接触形式，提供了不同的约束和相对运动自由度。由于构件的相对运动自由度数最大为**6**，因此运动副的约束数最多为**5**，最少为**1**。以 **f** 和 **s** 分别代表运动副所具有的自由度和约束，则运动副的构成条件是 $1 \leq s \leq 5$ ，并且 $s + f = 6$ 。

观察图示两构件组成的**圆柱副 (Cylindric pair)**，运动副元素分别为内、外圆柱表面。两构件可以沿 z 轴方向相对移动(s_z)和绕 z 轴相对转动(θ_z)，即这种结构的运动副， $f = 2$ 。



圆柱副的自由度

运动副限制了两构件间的 s_x ， s_y ， θ_x 和 θ_y 这四个相对运动自由度，即这种结构的运动副， $s = 4$ 。

同时，两构件之间可以传递沿 x 轴和 y 轴方向的力 P_x 、 P_y 以及绕 x 和 y 轴的力矩 M_x 、 M_y 。

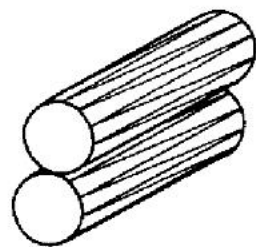
两个构件在这些方向上受到力和力矩的作用，正好与运动副引入的约束性质和数量相对应。在这些力和力矩的作用下，两构件处于平衡状态而不产生相对运动。因此可以认为，这些力和力矩的作用约束了对应的自由度，即几何形状的约束与力（力矩）的约束本质上是一致的，是可以相互替代的。

运动副的结构是多种多样的，但就其接触状况而言，不外是点、线和面的接触或是它们的某种组合接触。

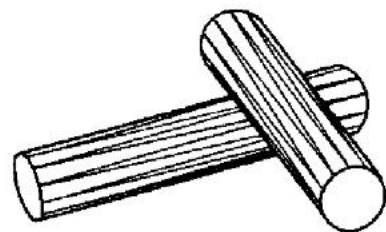
不同的接触状况及运动副元素的不同形状，构成了千姿百态的可以满足各种要求的运动副结构。

观察图示两圆柱的不同接触形式。

在设计运动副结构时，除了首先要考虑两构件之间要实现的相对运动要求外，还必须考虑它们的强度、刚度、效率及制造、装拆的难易程度等。一般地，**点接触 (Point contact)** 和 **线接触 (Line contact)** 的运动副具有较多的自由度，易于构件的自动调整，保持静定特性，但存在接触应力大，易变形、易磨损、承载能力低等缺点，常用于要求结构简单，运动精度要求较高，受力较小的场合。实现点、线接触的运动副元素一般为某种曲面，制造比较困难。



线接触, $f = 4, s = 2$



点接触, $f = 5, s = 1$

面接触 (Area contact) 相当于多点接触。面接触运动副的自由度一般较低，其接触状况对尺寸、形状及相对位置（如两运动副元素轴线的平行度和表面的垂直度等）的误差十分敏感，其实际接触及受力状况难以准确确定，在进行机构的受力分析时，常常需要假定其变形及应力分布状况等条件。为了保持良好的接触，需要较高的制造精度，增加了制造成本。因此应尽量选择易于精确制造的规则表面，如圆柱面、平面、球面、槽平面、螺旋面等作为运动副元素。

机构工作时，运动副元素之间多作相对滑动，常常会引起较大的磨损，特别是在载荷较大的面接触运动副中，不仅降低了机械效率，还会使运动副元素的尺寸形状发生变化，影响运动传递的精度，在相包容的面接触运动副中造成间隙，引起冲击和噪声等。为此，通常采取提高表面硬度增加其耐磨性。正确选用材料，加润滑剂以减小摩擦系数以及在两运动副元素之间加入中间体（如滚动轴承、滚动导轨等）以将滑动摩擦改为滚动摩擦，也是经常采用的有效措施。

运动副的分类

- 按运动副引入的约束数分类

引入**1**个约束的运动副称为 **I 级副 (Class I kinematic pair)**，引入**2**个约束的运动副称为 **II 级副**，依次类推，还有**III级副**、**IV级副**、**V级副**。

- 按运动副的接触形式分类

面与面接触的运动副，称为**低副 (Lower pair)**，点、线接触的运动副，称为**高副 (Higher pair)**。

- 按两构件相对运动的形式分类

构成运动副的两构件作相对平面运动的运动副，称为**平面运动副 (Planar kinematic pair)**，作相对空间运动的，则称为**空间运动副 (Spatial kinematic pair)**。

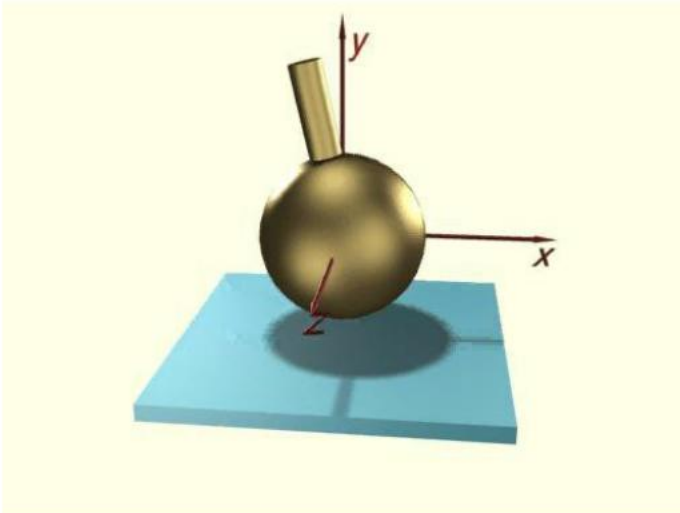
- 按接触部分的几何形状分类

根据组成运动副的两构件在接触部分的几何形状，可分为圆柱副、球面副、螺旋副、球面-平面副、平面-平面副、球面-圆柱副、圆柱-平面副等等。

运动副举例

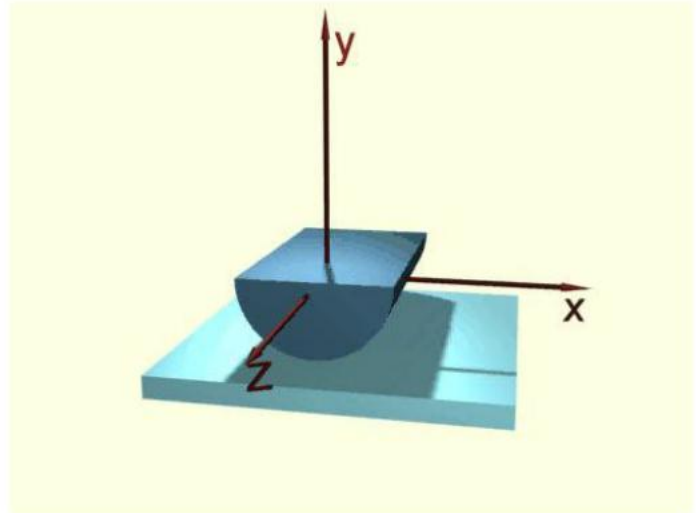
球面-平面副
Sphere-plane pair

空间 I 级高副



圆柱-平面副
Cylinder-plane pair

空间 II 级高副



球面副
Spherical pair

空间III级低副



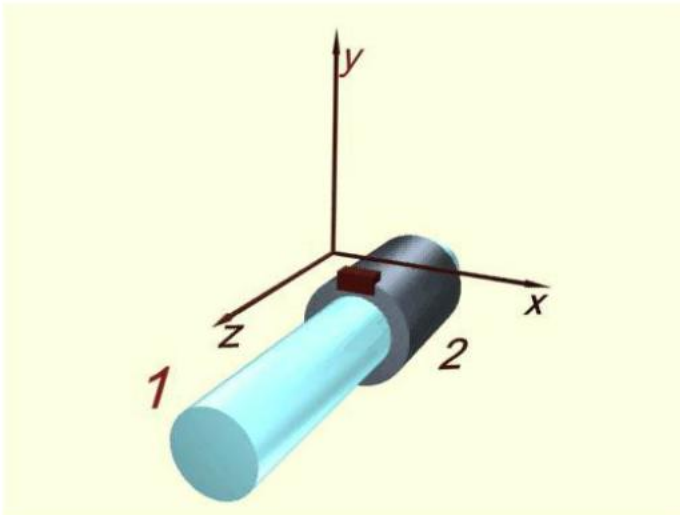
球销副
Sphere-pin pair

空间IV级低副



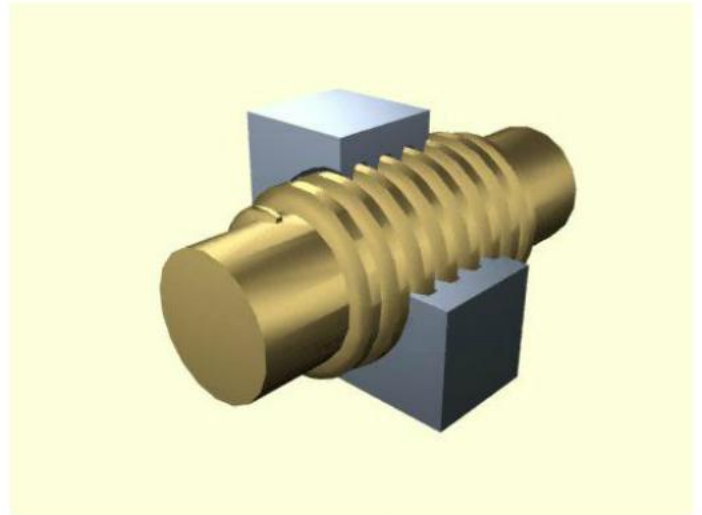
圆柱副
Cylindric pair

空间IV级低副



螺旋副
Helical pair

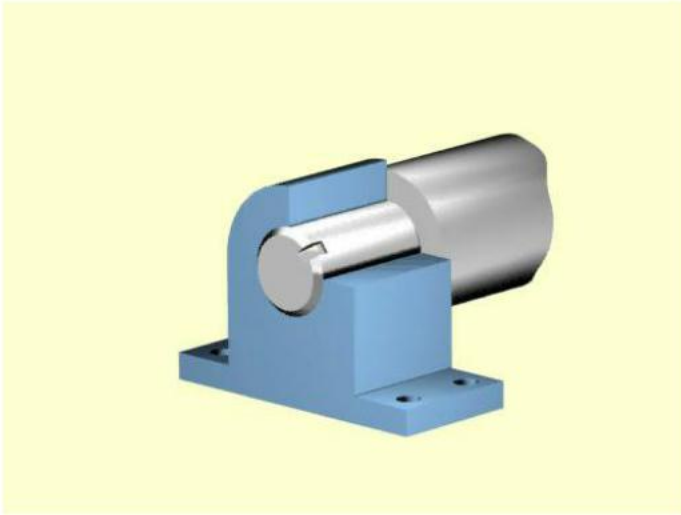
空间V级低副



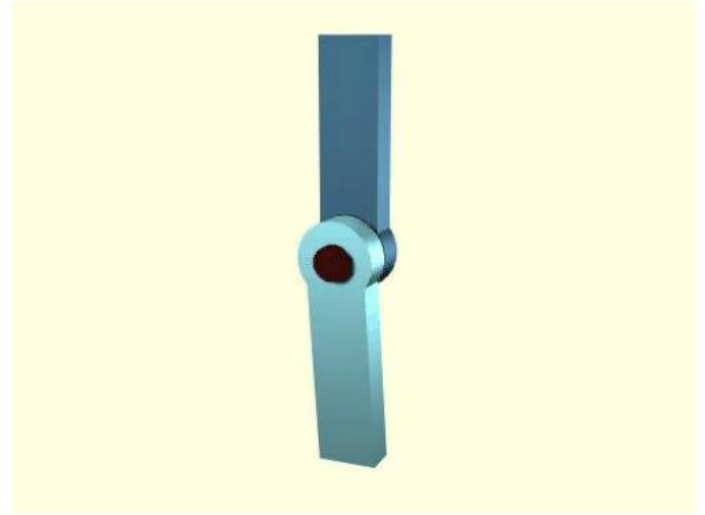
转动副
Revolute pair

平面 V 级低副

轴承
Bearing

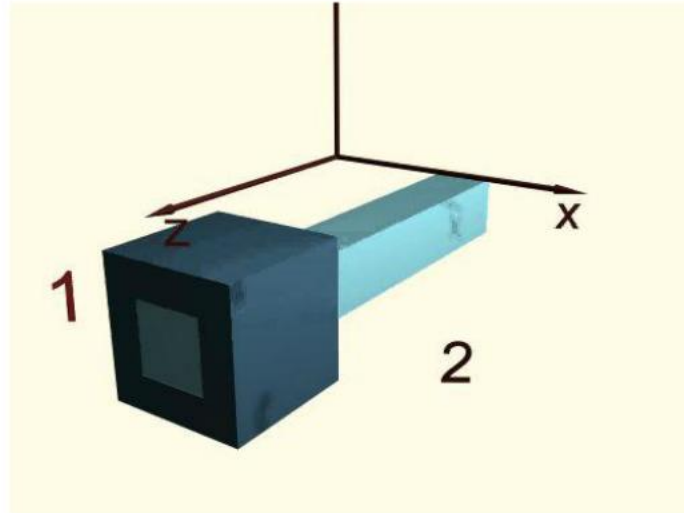


铰链
Hinged joint

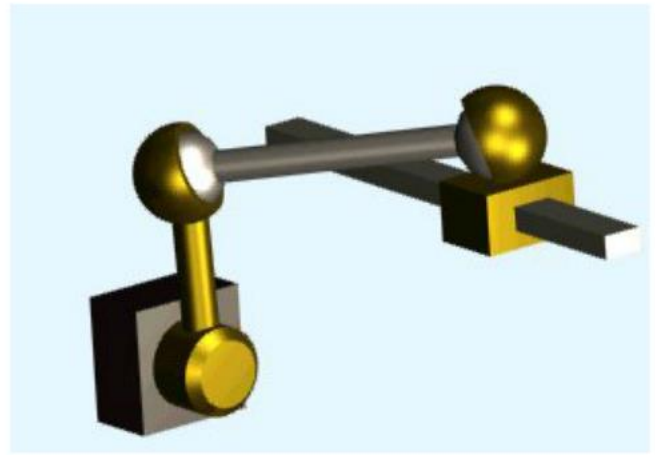


移动副
Prismatic pair, Sliding pair

平面V级低副

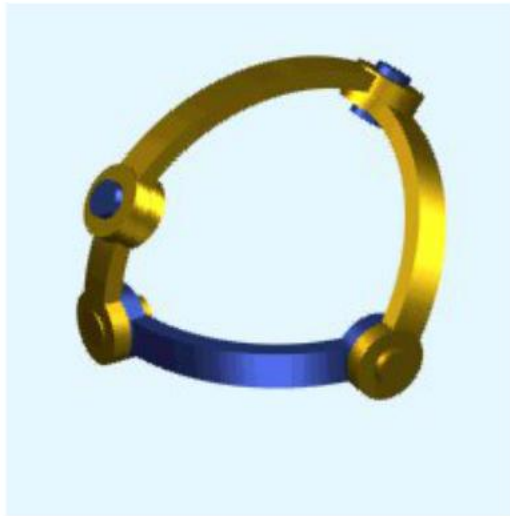


空间RSSP机构



从一般空间运动的角度研究运动副的约束和自由度具有普遍意义，这时可将具有这些运动副的机构称为空间机构(Spatial mechanism)。

球面4R机构



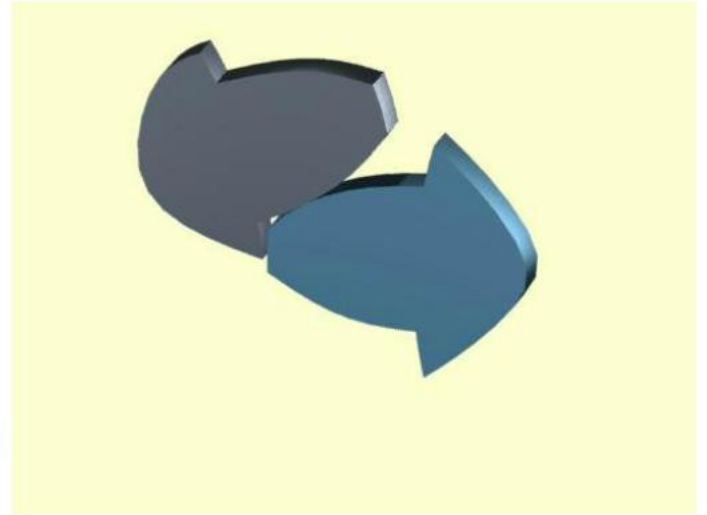
空间RSRC机构



平面机构是应用最广泛的机构。在平面机构中，不存在两构件的空间相对运动，也可以认为机构中所有构件都受到相同的对非平面自由度的约束，这种约束称为**公共约束 (Common constraint)**。如果设 xOy 平面为机构的运动平面，则 s_x 、 s_y 和 θ_z 为平面自由度，非平面自由度 θ_x 、 θ_y 和 s_z 根据假设人为地限制掉了。

由于作平面相对运动构件的最大自由度数为**3**，不考虑公共约束，可以认为平面运动副的约束数必然应该满足 **$1 \leq s \leq 2$** 。

为便于与平面运动的最大自由度相对应，将空间运动副中的IV级副和V级副分别降低三级，称为I级副和II级副。将点、线接触的I级副称为平面高副(简称高副)，面接触的II级副称为平面低副(简称低副)。平面低副有转动副和移动副，平面高副常见的有**凸轮副 (Cam pair)**、**齿轮副 (Gear pair)**等。

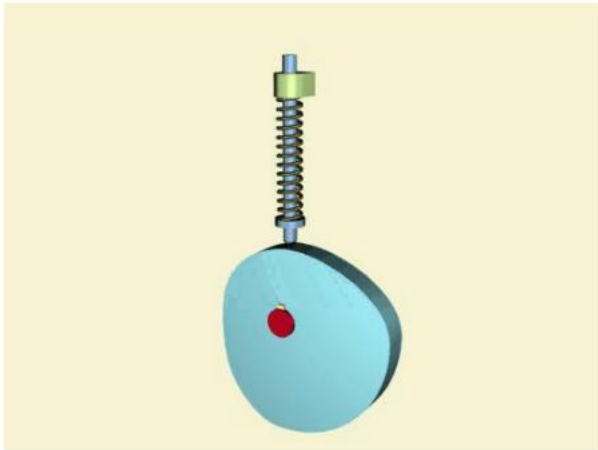


三、运动副的封闭

保持运动副元素之间的接触称为运动副的封闭。

- **几何封闭 (Geometric closure)** 两构件上组成运动副的元素，依靠形状、尺寸相同的几何表面包容形成的封闭。
- **力封闭 (Forced closure)** 依靠重力、弹性力、摩擦力、惯性力等来实现的封闭。

弹簧力封闭



重力封闭



运动副的结构，决定了组成运动副的二构件间的相对运动自由度的数量和性质，决定了其传力特性、承载能力，效率和寿命，也直接决定了其制造、安装、拆卸的难易程度和对环境、工作条件的自适应能力。

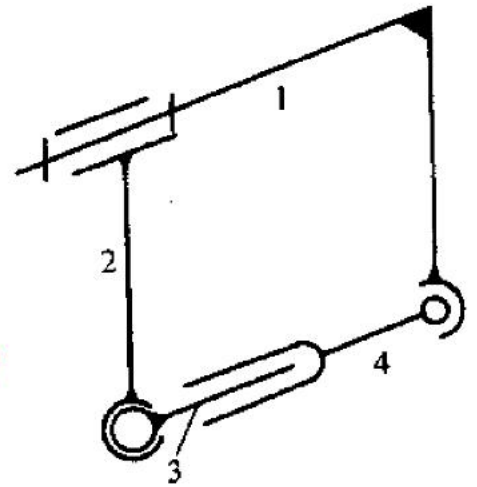
四、运动链、机构及简图

● 运动链与结构简图

两个以上构件用运动副联接的构件系统称为**运动链(Kinematic chain)**。运动链是机构的一般初始结构，运动链的结构设计可以说是机构的方案设计。运动链的生成是创造、获取新机构的重要手段。

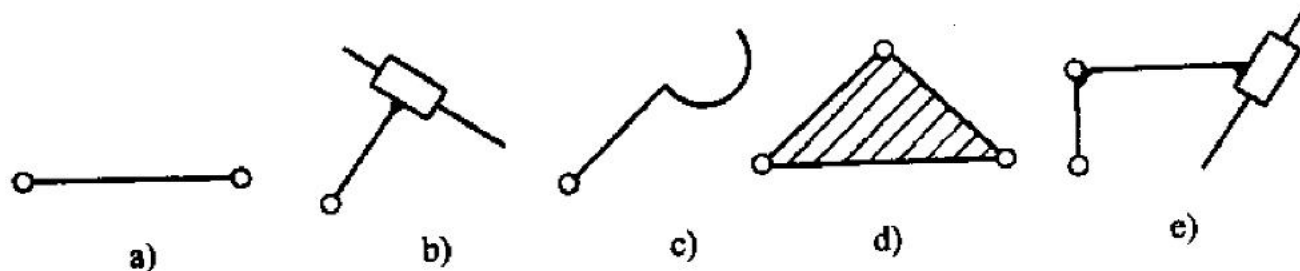
运动链的设计只关注构件数和联接这些构件的运动副的数量和类型，所以又称为机构的**型数综合(Type and number synthesis)**。

在进行运动链和机构的结构设计时，关心的主要是与自由度和运动性质有关的形状和尺寸，没有必要详细的表达其实际结构，而仅用简单的图形和符号来表明运动链的构件数和运动副的数量和类型，这种图形称为**结构简图(Structural sketch)**。



飞机起落架运动链的结构简图

常用平面机构构件结构简图



图a表示有两个转动副元素的构件，直线表示两转动副元素中心的距离。

图b表示有一个转动副元素和一个移动副元素的构件。

图c表示有一个转动副元素和一个高副元素的构件。

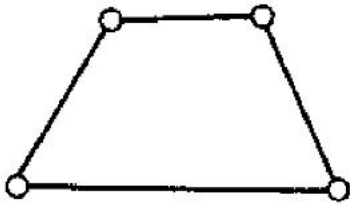
图d表示有三个转动副元素的构件。

图e表示有两个转动副元素和一个移动副元素的构件。

具有两个运动副元素的构件称为**二副构件 (Bilateral link)**；具有三个运动副元素的构件称为**三副构件 (Ternary link)**。

如果组成运动链的各构件构成首末封闭的系统，则称为**闭式运动链 (Closed kinematic chain)**，简称闭链。只有一个封闭回路的称为**单闭链 (Simple-closed chain)**；具有一个以上回路的运动链称为**多封闭回路运动链 (Compound-closed chain)**。

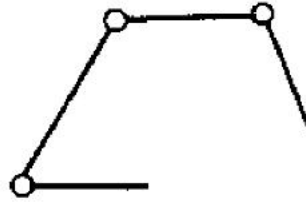
如果组成运动链的各构件未构成首末封闭的系统，则称为**开式运动链 (Open kinematic chain)**，简称开链。



单闭链

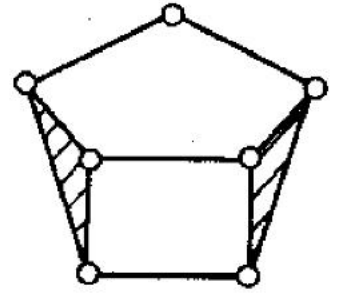
$$p = N$$

(p 为运动副数， N 为构件数)



单开链

$$N = p + 1$$



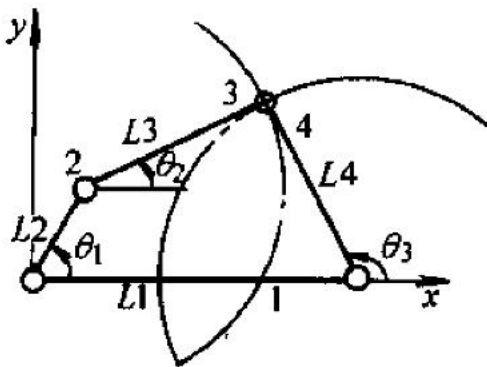
多封闭回路运动闭链

$$k = p - N + 1$$

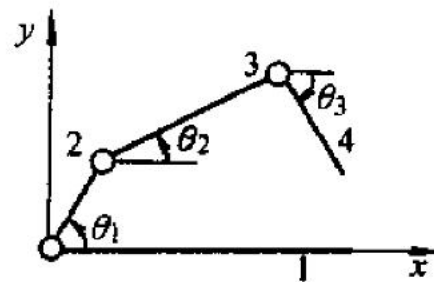
(k 为回路数)

相同构件数的闭链与开链比较，闭链系统显然具有更多的约束，构件之间的相对运动具有更高的强制性，构件运动范围较小，运动形式与运动规律比较简单，确定各构件之间的相对位置所需独立变量数较少，其驱动与控制也比较简单，系统的结构刚度和运动确定性较高，是应用最广泛的运动链。

开链的每两个构件之间都可作独立的相对运动，其运动范围大，运动形式与运动规律复杂，特别是末端执行构件。因此，广泛地应用在机械手、机器人机构中。



四杆单闭链, $f = 1$



四杆单开链, $f = 3$

运动链的自由度

● 机构及机构运动简图

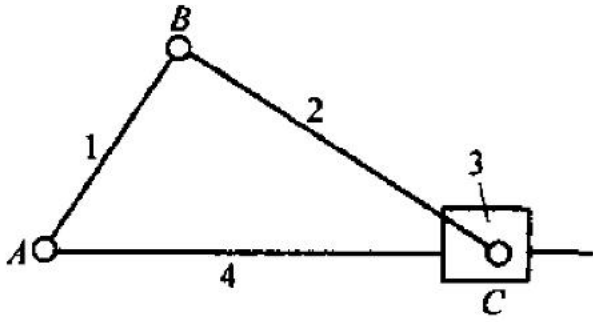
机构要按一定的要求实现运动的传递与变换，各构件要具有确定的运动规律。

将运动链的一个构件指定为机架，并在一定数量的构件上加上已知运动作为原动件，使各构件具有确定的运动规律，实现了已知运动的预期传递与变换，即得到机构。机构除了可以分为平面机构和空间机构之外，还可以根据机构中的运动副进行分类。只含有面接触运动副的机构称为低副机构；含有点、线接触运动副的机构称为高副机构。

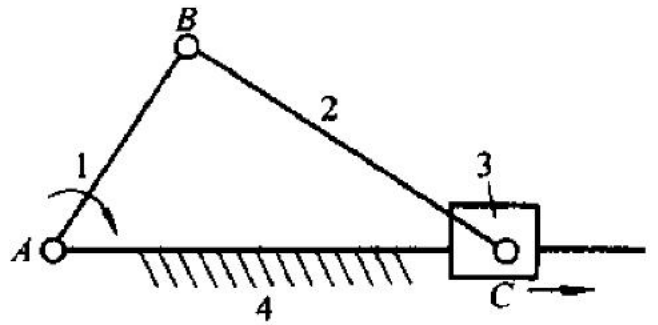
同一运动链(构件尺寸不变)，取不同构件为机架和原动件，不改变各构件的相对运动规律，但可以得到不同运动传递规律和用途的机构。

机构运动简图与运动链结构简图不同之处就在于要指明机架、原动件和输出构件，准确地表达出各运动副的类型、方位及构件尺寸(按比例)。机架要画上剖面线，原动件及输出构件要标上转向(移动方向)的箭头，构件及运动副一般都要编号及注上代码等。

运动链与机构

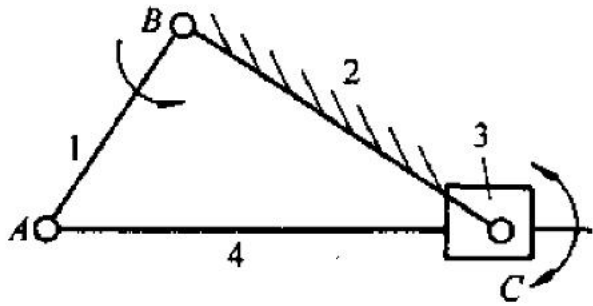


运动链



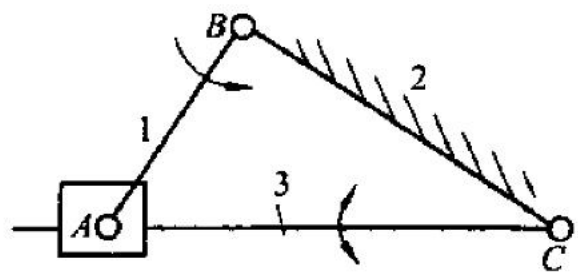
曲柄滑块机构

转动→往复移动



曲柄摇块机构

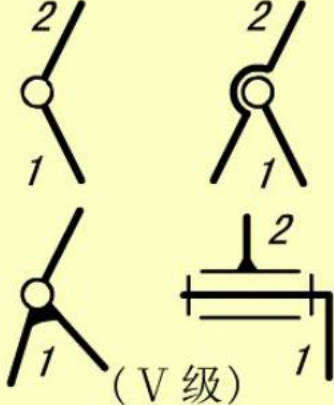
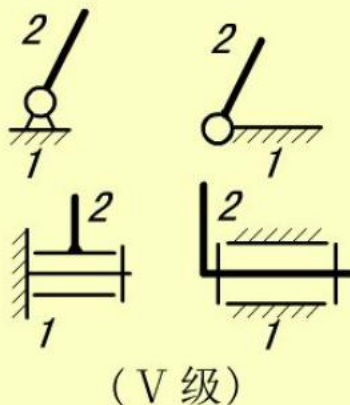
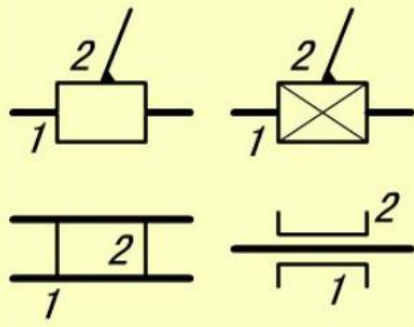
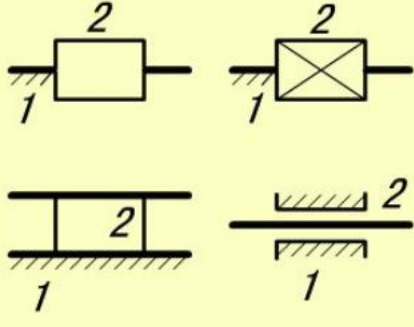
转动→往复摆动



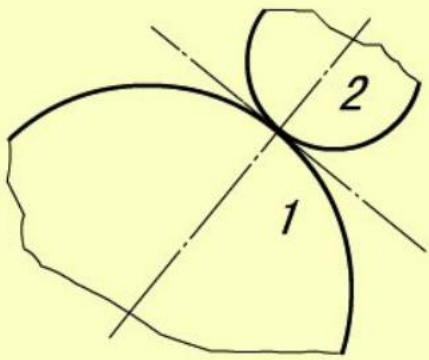
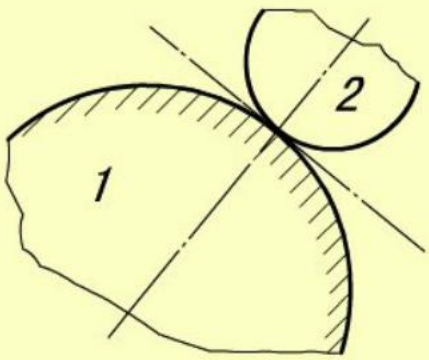
曲柄导杆机构

转动→往复摆动


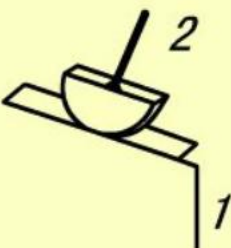

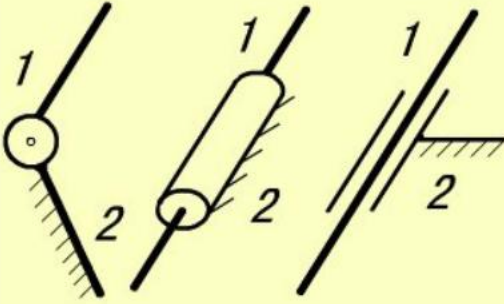
常用运动副符号

运动副名称		运动副符号	
		两运动构件构成的运动副	两构件之一为固定时的运动副
平面运动副	转动副	 <p>(V级)</p>	 <p>(V级)</p>
	移动副	 <p>(V级)</p>	 <p>(V级)</p>

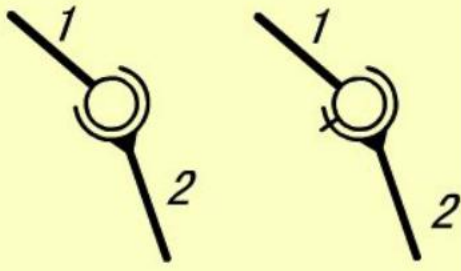
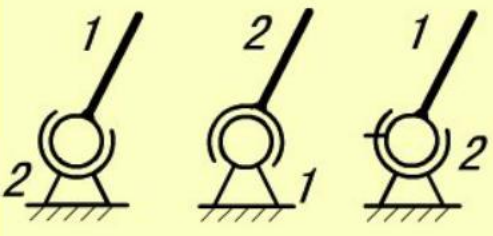
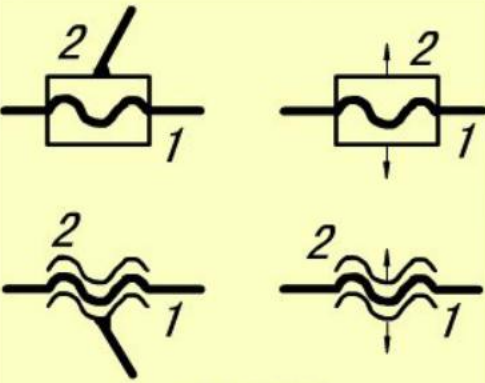
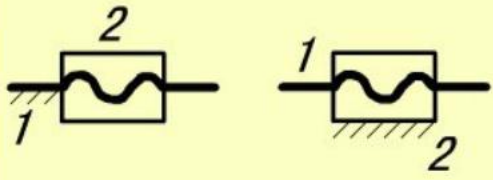
常用运动副符号(续)

运动副名称		运动副符号	
		两运动构件构成的运动副	两构件之一为固定时的运动副
平面运动副	平面高副	 <p>(IV级)</p>	 <p>(IV级)</p>

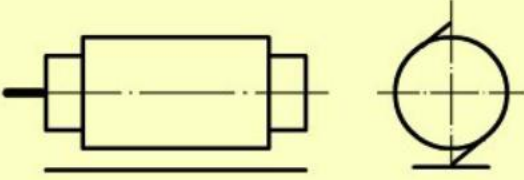
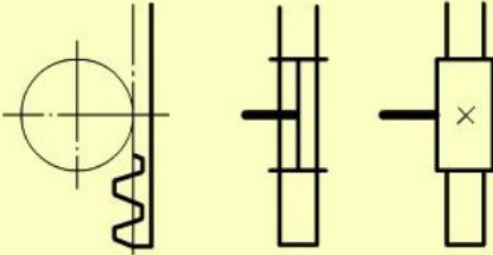
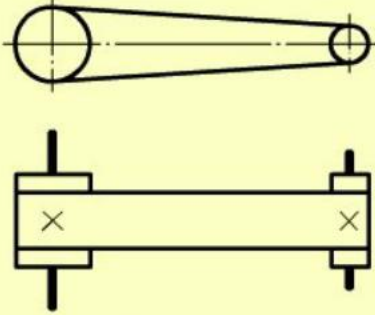
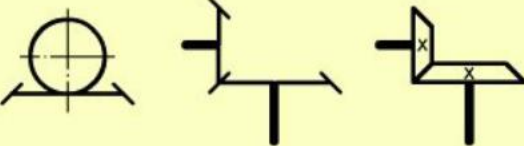
常用运动副符号(续)

运动副名称		运动副符号	
		两运动构件构成的运动副	两构件之一为固定时的运动副
空间运动副	点接触高副与线	 (I 级)	 (II 级)
	圆柱副	 (IV 级)	 (IV 级)

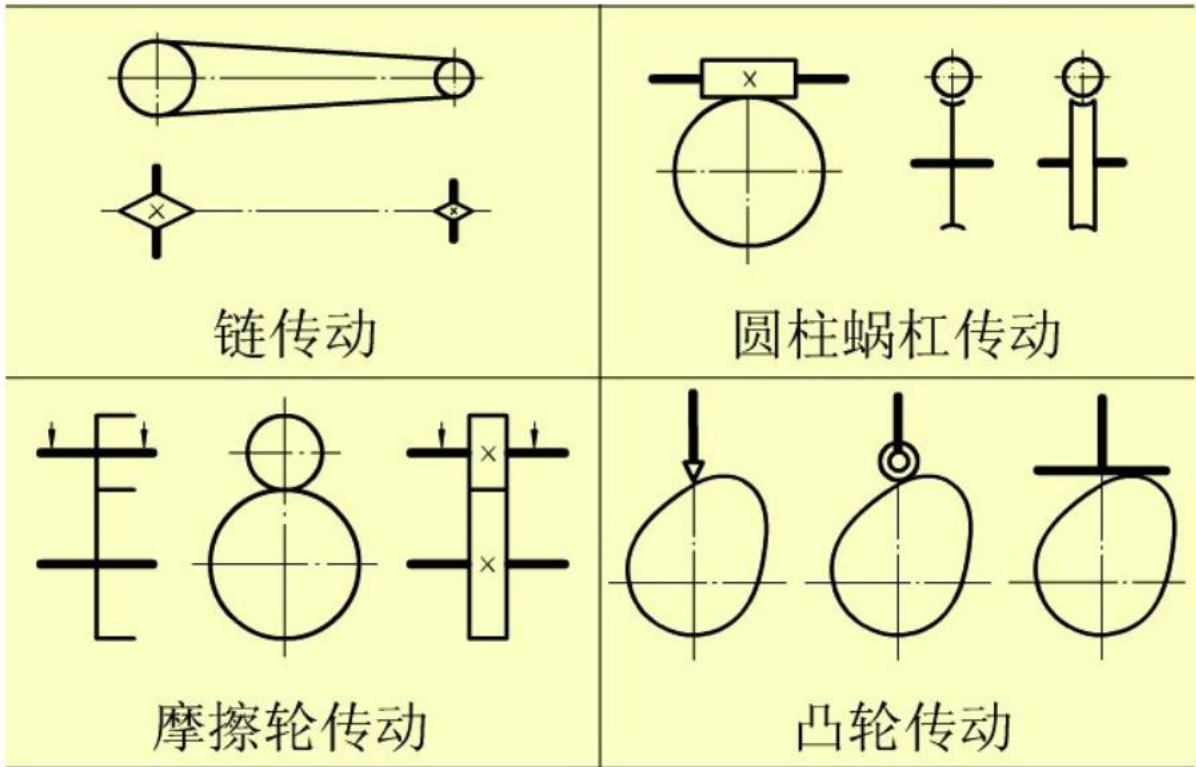
常用运动副符号(续)

运动副名称		运动副符号	
		两运动构件构成的运动副	两构件之一为固定时的运动副
空间运动副	球面副及球销副	 (III级) (IV级)	 (III级) (IV级)
	螺旋副	 (V级)	 (V级)

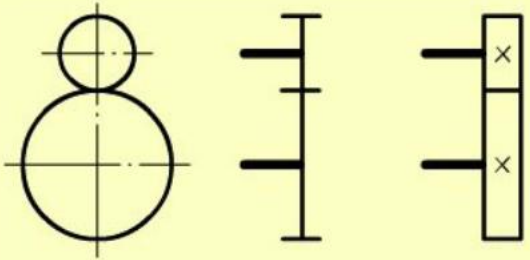
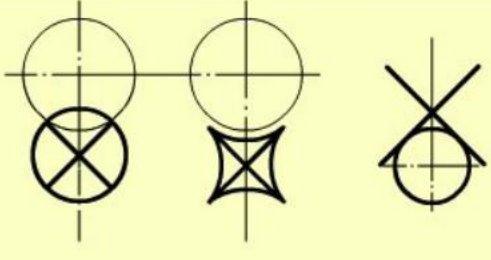
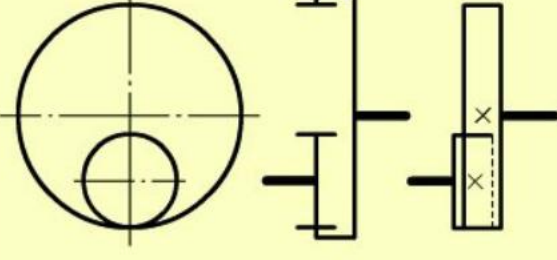

常用机构运动简图符号

 <p>在支架上的电机</p>	 <p>齿轮齿条传动</p>
 <p>带传动</p>	 <p>圆锥齿轮传动</p>


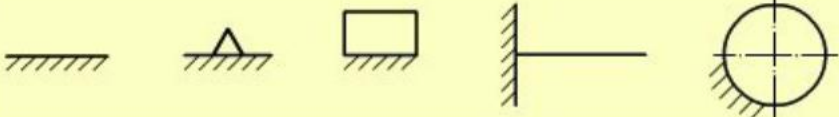
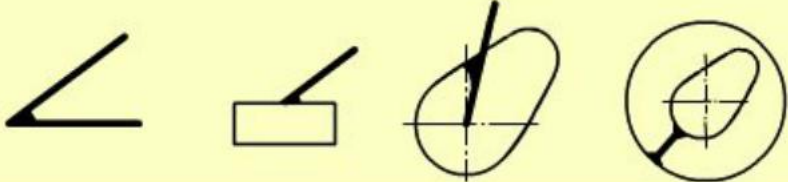
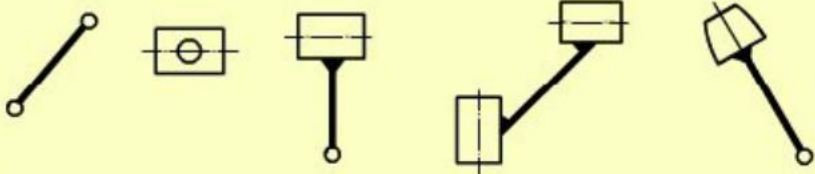
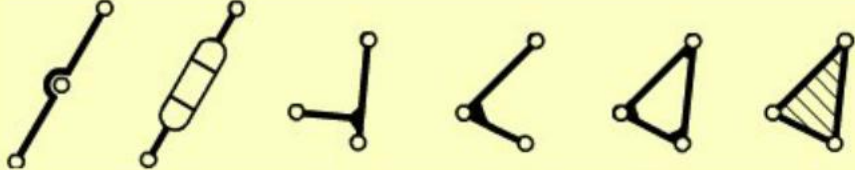
常用机构运动简图符号(续)



常用机构运动简图符号(续)

 <p>外啮合圆柱齿轮传动</p>	 <p>外啮合 内啮合</p> <p>槽轮机构</p>
 <p>内啮合圆柱齿轮传动</p>	 <p>外啮合 内啮合</p> <p>棘轮机构</p>

一般构件的表示方法

杆, 轴类 构件	
固定 构件	
同一 构件	
两副 构件	
三副 构件	

第二节 运动链及机构的自由度计算和机构运动简图的绘制

一、运动链的自由度计算及平面机构

运动链的自由度，是指要确定运动链中各构件在 k 维空间内的相对位置所必须给定的独立位置坐标数，也即是该运动链所具有的独立运动的数目。运动链自由度是判断运动链的运动学特征的重要参数。设运动链共由 N 个构件组成，则计算自由度时的可动构件数 $n=N-1$ 。

一个完全独立的活动构件在3维空间内由6个自由度。若以 p_i 代表 i ($i=1\sim 5$)级运动副数，运动链中一个 i 级副，约束 i 个相对运动自由度。对于有 n 个可动构件， p_i 个 i 级副的运动链，其自由度 F 的计算式为

$$F = 6n - (p_1 + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5)$$

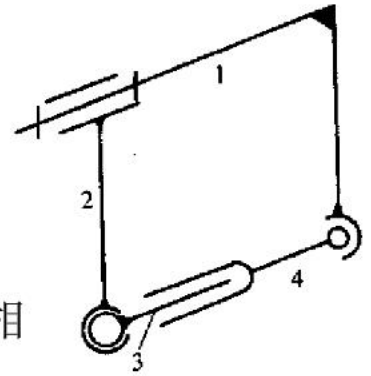
运动链自由度计算举例

例 1 飞机起落架运动链自由度计算

分析: $n = 3, p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 2$

计算: $F = 6 \times 3 - (3 \times 2 + 4 \times 1 + 5 \times 1) = 3$

说明只要给定3个独立位置参数, 各构件间的相对位置关系就确定了。



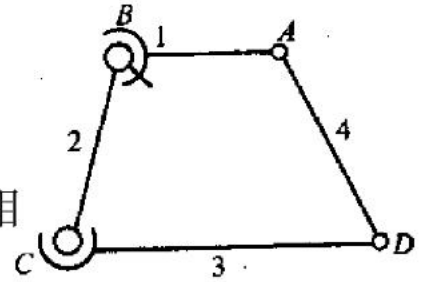
飞机起落架运动链

例 2 缝纫机脚踏板运动链自由度计算

分析: $n = 3, p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1$

计算: $F = 6 \times 3 - (3 \times 1 + 4 \times 1 + 5 \times 2) = 1$

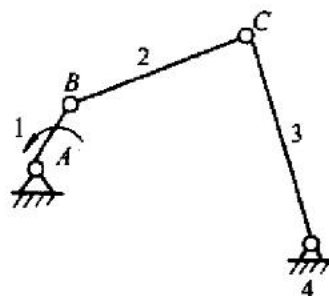
说明只要给定1个独立位置参数, 各构件间的相对位置关系就确定了。



缝纫机脚踏板运动链

上述两例中, 若根据工作要求, 指定运动链中某构件为机架, 并指定与自由度数相等的某些构件为原动件, 就得到了各构件之间具有确定运动规律的机构。所以运动链自由度计算公式也就是机构自由度计算公式。

前述运动链和机构自由度计算一般公式，适用于所有运动链和机构的自由度计算，但在应用时需要注意机构中的一些特殊结构，否则会得出错误结果。



铰链四杆机构

例 3 铰链四杆机构自由度计算

分析： $n = 3$ ， $p_5 = 4$

计算： $F = 6 \times 3 - 5 \times 4 = -2$ 自由度小于零，说明是一个超静定桁架。但是实际上由于机构中所有转动副的轴线相互平行，各构件都是在与转动副轴线垂直的平面内运动。由于这种运动副的特殊配置，约束每个构件作平面运动，这种机构为平面机构。因此如前所述，V级转动副的约束数为2。正确的计算结果为 $F = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$ 。机构的自由度为1，需要1个原动件。

为与前式相区别，将低副数 p_2 用 p_L 表示，高副数 p_1 用 p_H 表示，则平面运动链和机构的自由度计算公式为

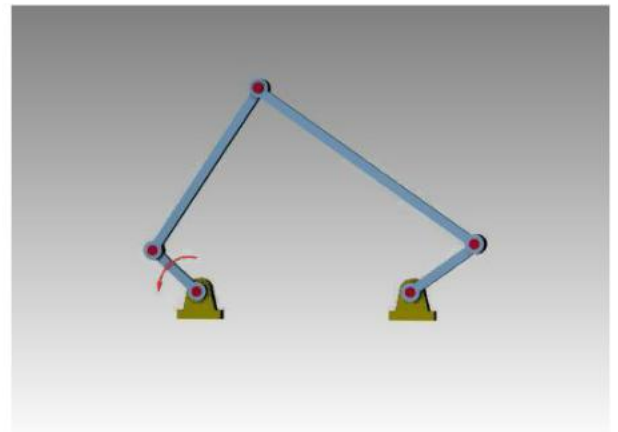
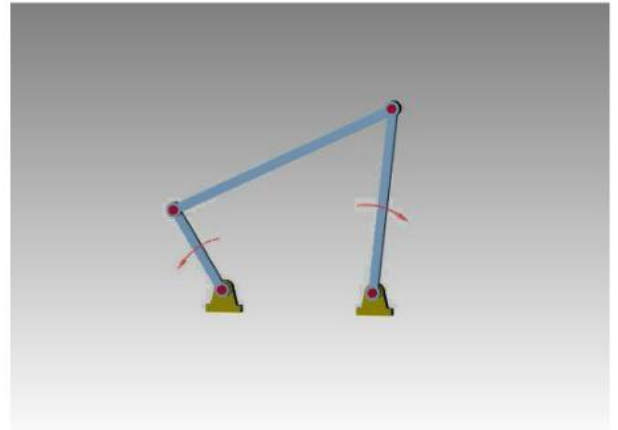
$$F = 3n - 2p_L - p_H$$

运动链成为机构的条件

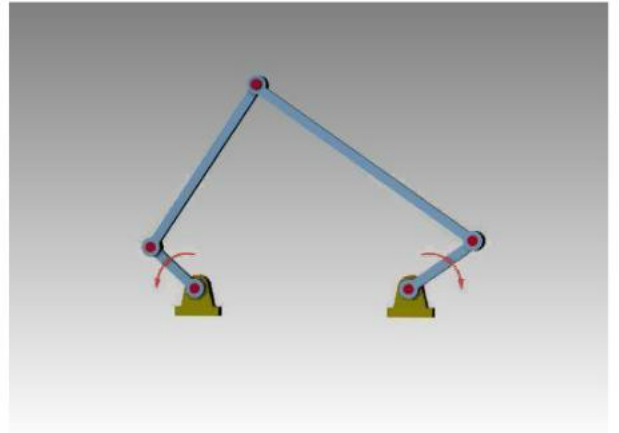
当运动链的自由度小于零时，表明运动链由于约束过多，成为了超静定桁架，不能成为机构。

当运动链的自由度大于零时，如果原动件数大于运动链自由度数，则运动链的运动关系将发生矛盾，其中最薄弱的构件将会损坏。

当运动链的自由度大于零时，如果原动件数小于运动链自由度数，则其余活动构件的运动将不能确定，只能作无规则的运动。



只有当原动件的数目等于运动链的自由度数时，各构件之间才能具有确定的相对运动。



综上所述，运动链成为机构的条件是：取运动链中一个构件相对固定作为机架，运动链相对于机架的自由度必须大于零，且原动件的数目等于运动链的自由度数。

二、平面机构运动简图的绘制

机构运动简图，是设计与分析机构的常用基本图形，必须掌握其绘制方法。绘制运动简图时，主要应注意：

(1) 根据机械的功能，仔细观察机构的工作原理。首先找到原动件、机架和从动件。

(2) 从原动件开始，按照运动的传递过程，分析各构件之间的相对运动性质，确定活动构件的数目、运动副的类型和数目。

(3) 选择与机械多数构件的运动平面平行的平面，作为机构运动简图的视图平面。

(4) 选择适当的机构运动瞬时位置和比例尺 μ_l (m/mm)，定出各运动副之间的相对位置，用规定的符号将各运动副表示出来，用直线和曲线将同一构件上各运动副元素连接起来。

(5) 从原动件开始，按运动传递顺序标出各构件的编号和运动副代号。在原动件上标出箭头以表示其运动的方向。

平面机构运动简图绘制举例

颚式破碎机

内燃机

三、平面机构的虚约束、复合铰链和局部自由度结构

● 虚约束

在平面机构中，根据工作和实际结构需要，例如为了增加结构刚度、提高运动可靠性和工作的稳定性、分担载荷或平衡惯性力等目的，经常在满足自由度和运动传递要求的机构的基本结构中，采用约束性质完全相同的重复结构，由此引入了重复约束。这种不起独立限制作用的重复约束称为**虚约束 (Redundant constraint, Passive constraint)**。

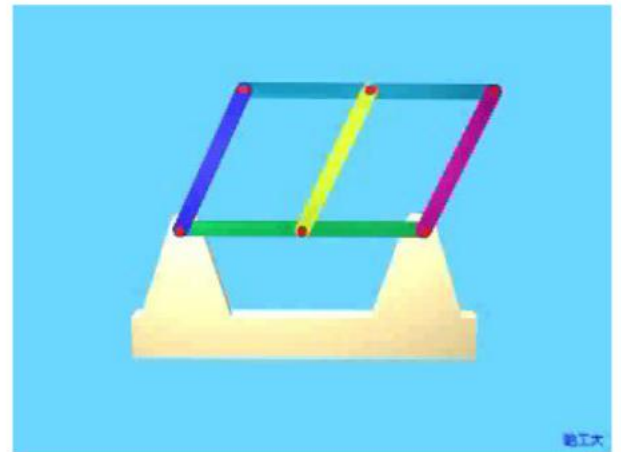
计算具有虚约束的机构的自由度时，应先将机构中引入虚约束的运动副或运动链部分除去。

未考虑虚约束时的机构自由度计算

$$F=3n-2p_L-p_H=3\times 4-2\times 6=0$$

考虑虚约束（去掉1个构件、2个低副）时的机构自由度计算

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2p_L - p_H \\ &= 3\times 3 - 2\times 4 = 1 \end{aligned}$$

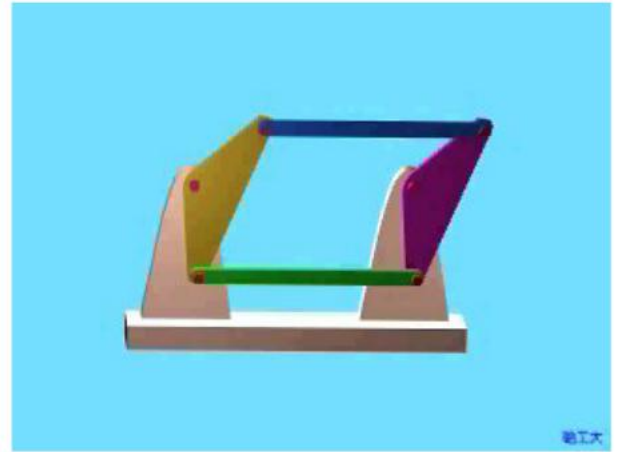


未考虑虚约束时的机构自由度计算

$$F=3n-2p_L-p_H=3 \times 4 - 2 \times 6 = 0$$

考虑虚约束 (去掉1个构件、2个低副) 时的机构自由度计算

$$F=3n-2p_L-p_H \\ =3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$$

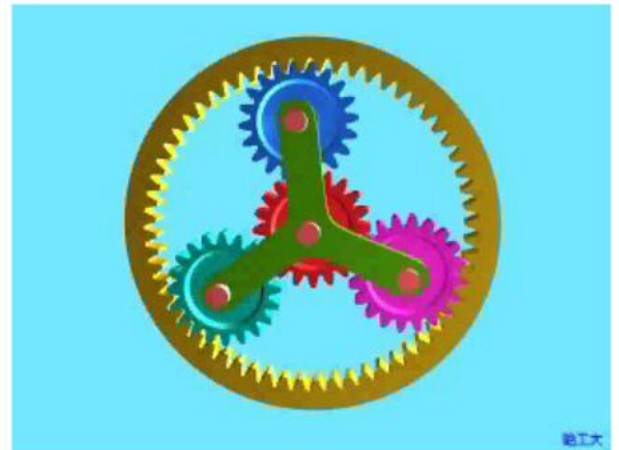


未考虑虚约束时的机构自由度计算

$$F=3n-2p_L-p_H=3 \times 5 - 2 \times 5 - 1 \times 6 = -1$$

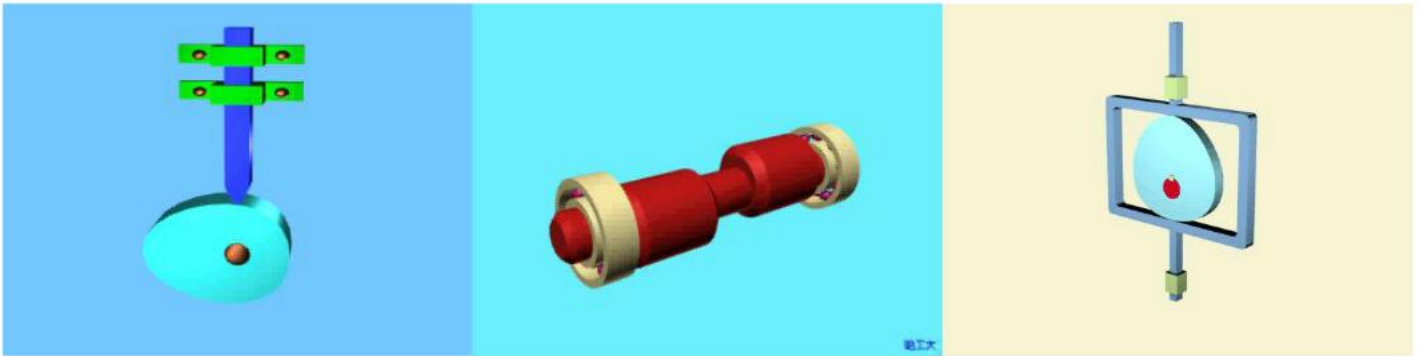
考虑虚约束 (去掉2个齿轮、2个低副和4个高副) 时的机构自由度计算

$$F=3n-2p_L-p_H \\ =3 \times 3 - 2 \times 3 - 2 = 1$$

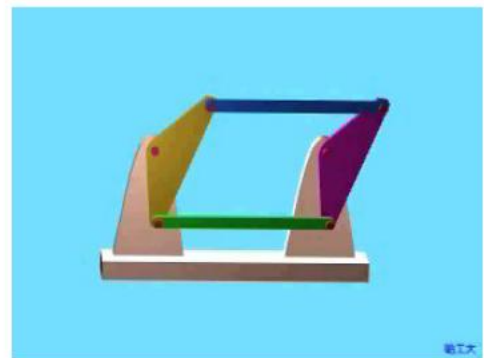
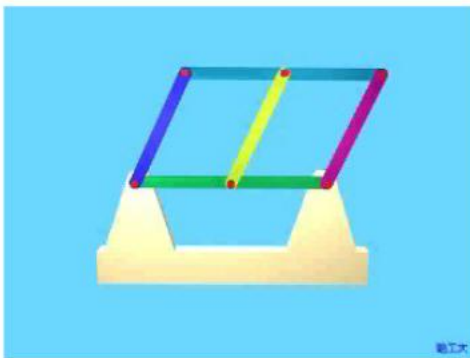


虚约束常发生在以下场合：

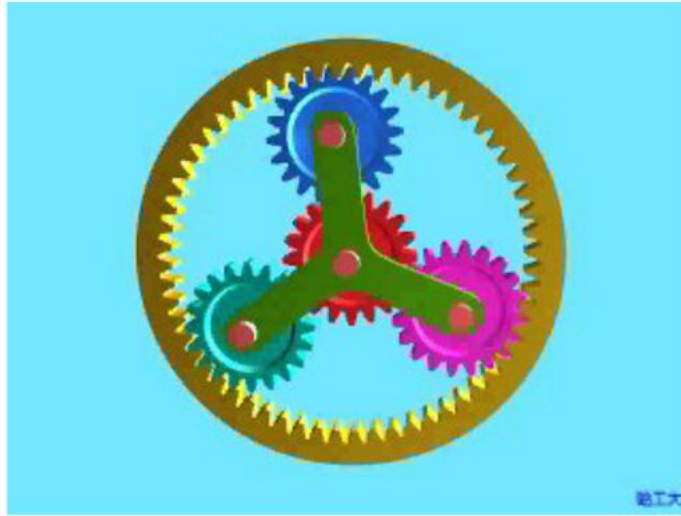
(1) 两构件间构成多个运动副



(2) 两构件上某两点间的距离在移动过程中保持不变



(3) 机构中对运动起重复限制作用的对称部分



需要特别指出，机构中的虚约束都是在一定的几何条件下出现的，如果这些几何条件不满足，则虚约束将变成实际有效的约束，从而使机构不能运动。

- 复合铰链

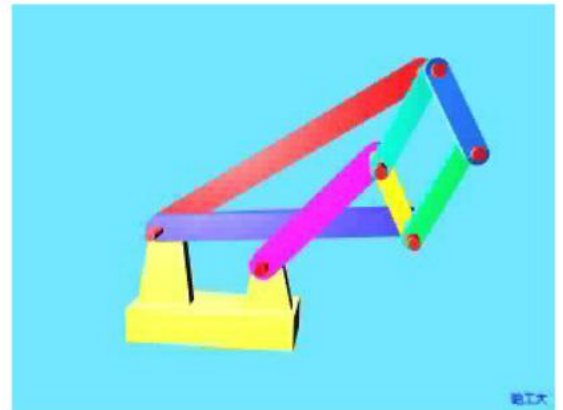
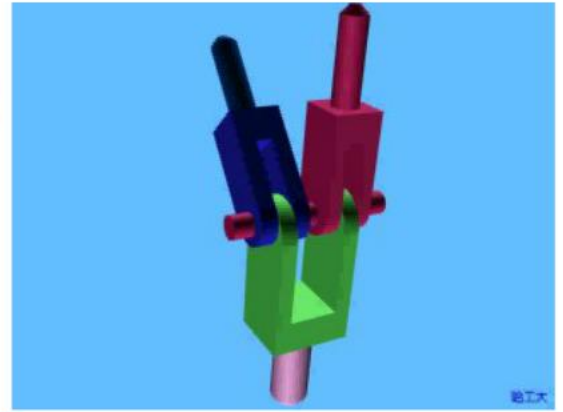
两个以上的构件在同一处以转动副联接，所构成的运动副称为**复合铰链 (Compound hinges)**。若有 **k** 个构件在同一处组成复合铰链，则其构成的转动副数目应为 **$(k-1)$** 个。

在计算机构的自由度时，应注意是否存在复合铰链，以免把运动副的数目搞错。

例 4 具有复合铰链的机构自由度计算

分析： $n = 7$ ， $p_L = 10$ ， $p_H = 0$

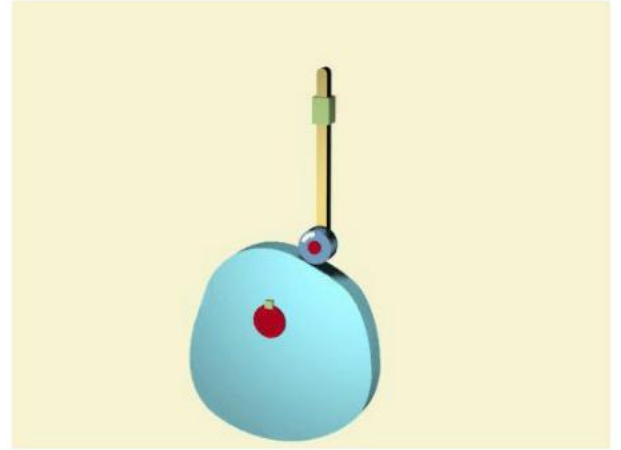
计算： $F = 3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$



● 局部自由度

若机构中某些构件所具有的自由度仅与其自身的局部运动有关，并不影响其它构件的运动，则称这种自由度为**局部自由度 (Passive degree of freedom)**。

在计算机构自由度时，应将局部自由度除去不计。



未考虑局部自由度时的机构自由度计算

$$F=3n-2p_L-p_H=3\times 3-2\times 3-1=2$$

分析：滚子转动自由度为局部自由度，为去掉局部自由度，设想将滚子与从动件焊成一体，或者在计算时减去局部自由度。

考虑局部自由度时的机构自由度计算

$$F=3\times 2-2\times 2-1=1 \quad \text{或} \quad F=3\times 3-2\times 3-1-1(\text{局部自由度})=1$$

前述飞机起落架的自由度计算 $F=3$ ，但具有2个局部自由度，整个机构只需要一个原动件。

第三节 平面运动链与机构的结构设计

一、平面运动链的自由度与结构设计

具有必需的自由度是运动链和机构设计的基本要求。机构的构件数、运动副数目与自由度数之间存在着一定的关系，根据这些关系，在满足一定自由度要求的前提下，求出运动链的所有结构形式，从而获得能满足各种工作要求的机构，称为运动链的结构设计，或机构的型数综合。这是机构**创新设计 (Creative design)**的基本途径。

在讨论机构的结构设计时，一般均假定所有运动副为单一转动副。于是平面机构自由度计算公式简化为

$$F=3n-2p_L=3(N-1)-2p$$

上式包含构件了构件数、运动副数和自由度三个参数，其中自由度 **F** 为综合目标。结构设计就是按自由度要求求出可能的构件数和所需的运动副数，以及由这些构件和运动副所联接成的独立的运动链。

机构自由度的选定是根据机器的工作要求确定的。采用闭链机构时，大多数情况下要求机构的自由度数为**1**。下面讨论自由度为**1**的平面闭链的结构设计方法。

二、运动链结构公式推导法

将前述公式改写为便于设计的结构公式

$$p = \frac{3}{2}N - \frac{(F+3)}{2}$$

由于***p***，***N***均应为正整数，因此

- 当***F***为奇数时，构件***N***必为偶数；反之，当***F***为偶数时，构件数***N***必为奇数。
- 当***F=1***时，***N***必须大于**2**。

从而可见，对于平面闭链机构，当自由度***F=1***时，构件数***N***必为**4, 6, 8, 10, ...**等，对应的运动副数***p***为**4, 7, 10, 13, ...**等。

由式 **$k=p - N+1$** 可知，对于**4~10**杆运动链，对应的封闭回路数为**1, 2, 3, 4,**。

经过公式推导，可以求出在满足自由度要求条件下平面闭链机构的各类构件数和运动副数。

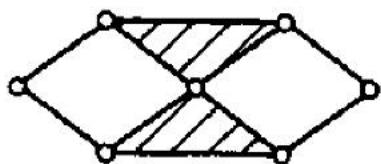
对于 $F=1$ 的运动链，有

$$N_3 + 2N_4 + 5N_5 = N - 4$$

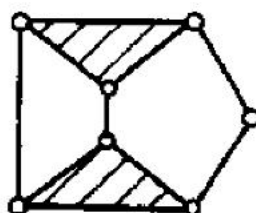
$$N = N_2 + N_3 + N_4 + N_5$$

式中， N_k 表示 k 副杆的数目。

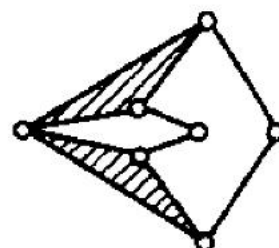
4~8杆运动链的基本构成列于表1-2中。自由度 $F=1$ 的6杆运动链的可能结构型如下图所示。



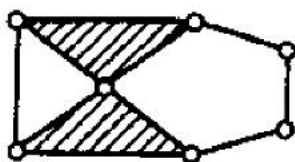
$N_3=2, N_2=4$
Watt链



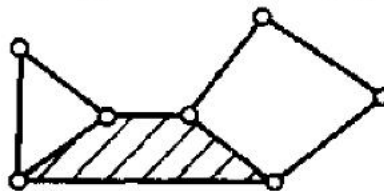
$N_3=2, N_2=4$
Stephenson链



$N_3=2, N_2=4$
与Watt链同构



$N_3=2, N_2=4$
等同于4杆链



$N_4=1, N_2=5$
等同于4杆链

第四节 按基本杆组的机构结构综合与结构分析

机构结构综合的基本杆组法

● 基本思路

任何机构中都包含原动件、机架和从动件系统三个部分。由于机构的原动件数等于机构的自由度，因此可以将一定自由度的机构看成是由自由度等于机构自由度的**驱动杆组 (Driving groups)** 和不可再分的自由度为零的**基本杆组 (Basic groups)** 所组成，基本杆组又称为**阿苏尔杆组 (Assur groups)**。机构结构综合的基本杆组法的核心就是如何获得各种 **$F=0$** 的基本杆组。

驱动杆组包含原动件和机架。因为平面闭链机构的自由度一般不大于**2**，而且原动件一般都选为与机架相连的构件，所以其结构形式很简单。

一、基本杆组

基本杆组的构成条件应该满足：

- 必须有和原动件及机架相联接的运动副，这类运动副引入的约束数应计算在基本杆组中。

- 自由度 $F=0$ 。

基本杆组中与原动件和机架相联接的运动副，称为基本杆组的外接运动副，简称**外副 (Outer pairs)**；联接杆组内构件的运动副，称为基本杆组的内接运动副，简称**内副 (Inner pairs)**。

设杆组的全部运动副都是低副，则基本杆组的结构公式为

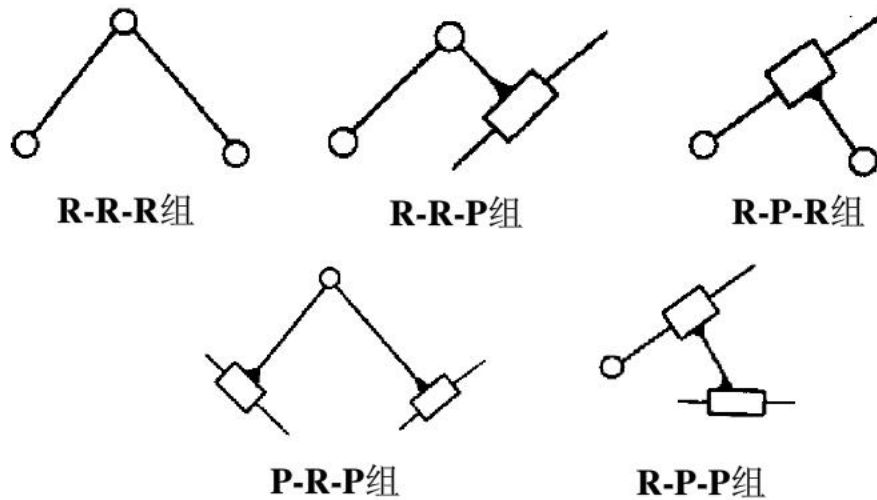
$$F=3n-2p_L=0 \text{ 或 } n = (2/3)p_L$$

因为 n 、 p_L 都必须为正整数，因此 n 只能取为 **2, 4, 6, ...** 等偶数， p_L 只能取为 **3, 6, 9, ...** 等奇数。

杆组常见的基本结构有以下几种：

(1) $n=2$, $p_L=3$ 的双杆组

双杆组是最简单，也是应用最多的基本杆组，根据三个运动副的不同情况，通常有图示的五种形式。双杆组又称为II级组。

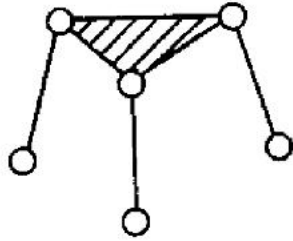


图示的II级组又分别称为第一类II级组、第二类II级组、第三类II级组、第四类II级组和第五类II级组。

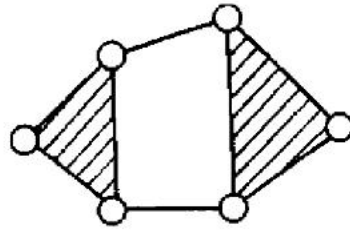
(2) $n=4$, $p_L=6$ 的多杆组

多杆组中最常见的为Ⅲ级组，其特征是具有一个三副构件，而每个内副所联接的分支构件是双副构件。

较Ⅲ级组级别更高的基本杆组有Ⅳ级组等。Ⅳ级组的特征是具有两个三副构件，其四个内副形成四边形。



Ⅲ级组

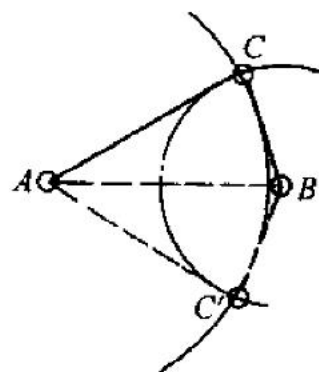


Ⅳ级组

不同级别的杆组，不仅是构件数和运动副数不同，而且更重要的是其构形的难度和位置解的数量都很不相同，从而决定了由它们所构成的机构可能实现的运动规律，以及它们的运动与受力分析的难易程度都不相同。这是十分重要的本质特征。

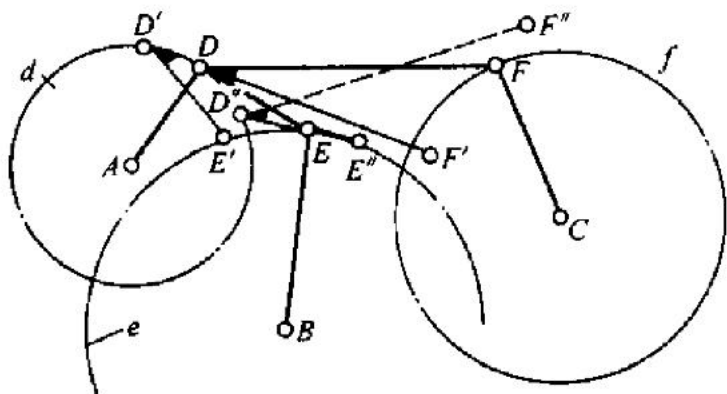
杆组的构形解

如图所示，对于II级组，当两个外副的位置和两构件杆长已知时，容易确定其构形解（即各构件的相对位置解）为 ABC 或 ABC' 。杆组不同的构形解又称为杆组的**装配模式 (Assemble modes)**。II级组有两种装配模式。



II级组的构形解

如图所示，对于III级组，若三个外副的位置和各杆长度（其中三副构件为三角形的几何参数，即三个边长或两个边长及其夹角等）已知时，要使三个内副 D 、 E 、 F 同时处于分别以三个外副 A 、 B 、 C 为圆心， d 、 e 、 f 为半径的圆上，还得仔细地试凑才能确定（在计算上要采用迭代逼近的方法求解），其装配模式有六种，较II级组的构形解要复杂、困难得多。



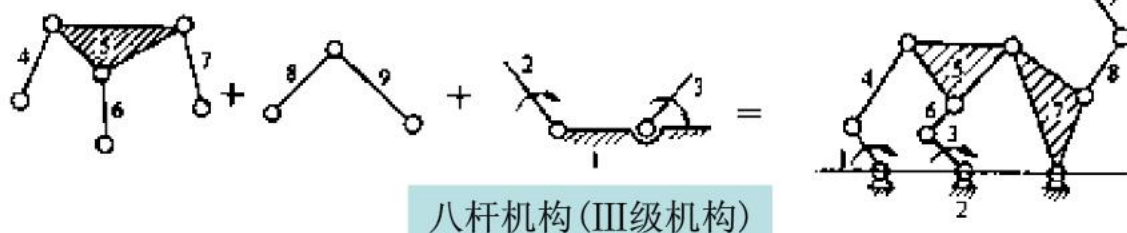
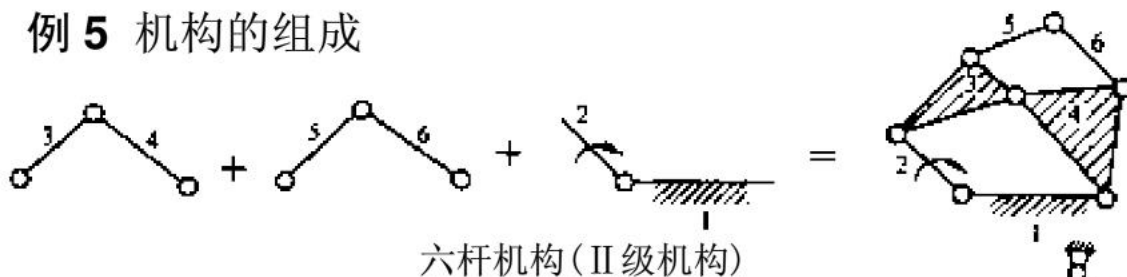
III级组的构形解

由不同级别的基本杆组组成的机构，其分析设计的复杂程度是不一样的。为此，常根据机构中的杆组级别来确定机构的类别。

二、机构的组成原理

把若干自由度为零的基本杆组依次联接到驱动杆组上，就可组成一个新的机构，其自由度与原动件数目相等。这就是机构的组成原理。

例 5 机构的组成



根据机构的组成原理，在进行新机械方案设计时，就可以按设计要求由杆组组成机构，进行创新设计。但设计中必需遵循一个原则，即在满足相同工作要求的前提下，机构的结构越简单、杆组的级别越低、构件数和运动副数越少越好。

三、机构的结构分析

为了对已有的机构或已设计完毕的机构进行运动分析和力分析，通常需要对机构进行结构分析，即将机构分解为基本杆组和驱动杆组。结构分析的过程与由杆组组成机构的过程正好相反，因此通常也称为拆杆组。

机构结构分析的步骤为：

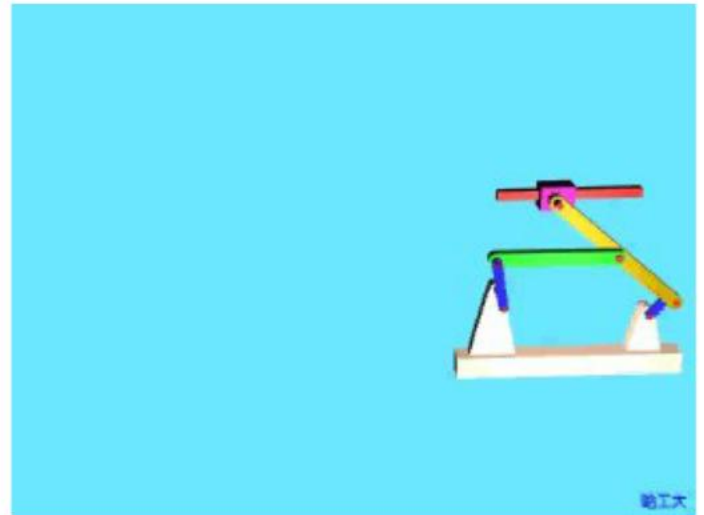
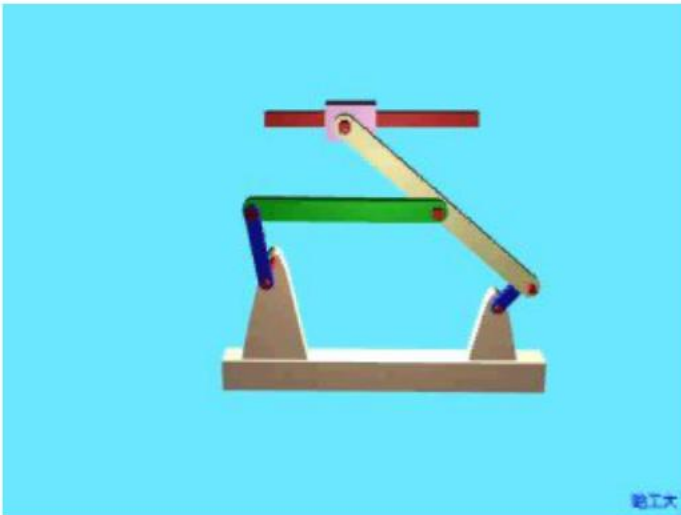
(1) 正确计算机构的自由度，以确定原动件数、机架和输出构件，并将产生虚约束和局部自由度的构件和运动副去掉。

(2) 如果机构中有高副，应将高副用低副替代。

(3) 从离原动件最远的输出构件开始，依次进行试拆。每拆除一个杆组后，机构的剩余部分仍应是一个完整机构。试拆时，先按Ⅱ级组试拆，若无法拆除，再试拆高一级别的杆组。

(4) 按所有基本杆组中的最高级别杆组确定该机构的类别，作为对机构进行运动分析和受力分析时选择相应方法的依据。

例6 机构的结构分析



机构包含了两个II级组，此机构为II级机构。

例7 颚式破碎机的结构分析

颚式破碎机

由分析可知，同一个运动链，当改变原动件时，机构的级别有可能改变。

四、平面机构的高副低代

平面机构高副低代的动画演示

基本要求

- 从功能与结构设计的角度认识 and 了解运动副与运动副元素。
- 熟练掌握机构运动简图的绘制方法。能够将实际机构或机构的结构简图绘制成机构运动简图；能看懂各种复杂机构的运动简图；能用机构运动简图表达自己的设计构思。
- 了解运动链和机构的结构以及机构结构设计的理论和方法，掌握运动链成为机构的条件。
- 熟练掌握机构自由度的计算方法，从结构和功能设计的角度了解局部自由度及虚约束，能准确识别出机构中存在的复合铰链、局部自由度和虚约束，并作出正确处理；
- 掌握机构的组成原理和结构分析方法。了解高副低代的方法；会判断杆组、杆组的级别和机构的级别；学会将II级、III级机构分解为机架、原动件和若干基本杆组的方法。

第二章 平面连杆机构及其分析与设计

第一节 概述

全部由低副(转动副、移动副、球面副、球销副或螺旋副等)将若干刚性构件联接组成的机构称为低副机构，工程中也把这类机构称为**连杆机构(Linkages)**。

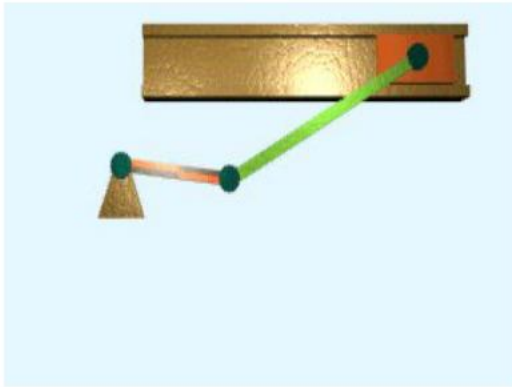
在工程实际中，连杆机构应用十分广泛。连杆机构具有以下传动特点：

连杆机构的传动特点

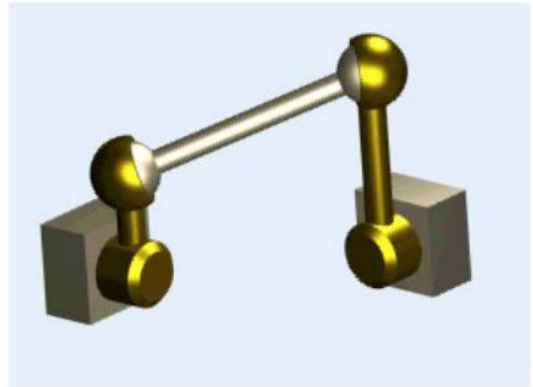
连杆机构的分类

- 按构件之间的相对运动关系分

平面连杆机构 (**Planar linkage**)

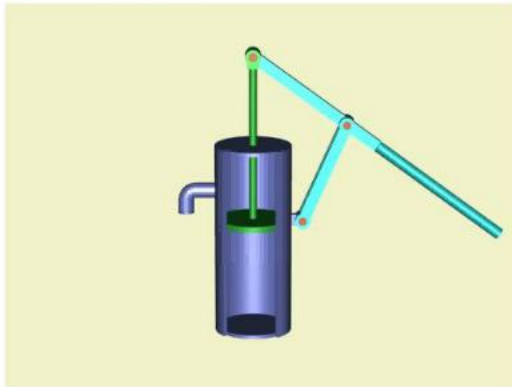


空间连杆机构 (**Spatial linkage**)



- 按机构中是否含有单副构件分

闭链型连杆机构 (**Closed chain linkage**)



开链型连杆机构 (**Open chain linkage**)



本章讨论重点:

- 平面连杆机构的基本结构和类型选择

对平面连杆机构进行结构和类型的选择，也称机构的**型综合 (Type synthesis)**或机构的**选型 (Type selection)**。要解决的主要问题是：根据设计对运动学和动力学以及应用功能方面的要求，选择合适的机构；通过分析比较，最终筛选出最能符合设计要求的机构类型。

- 平面连杆机构的基本特性及其分析方法

这些分析包括：**结构分析 (Structural analysis)**、**运动分析 (Kinematic analysis)**和**力分析 (Force analysis)**。

结构分析主要讨论连杆机构的结构组成、分类以及机构结构对其运动学和动力学性质的影响。运动学分析和力分析主要讨论机构运动和受力的定量计算方法。

- 平面连杆机构的尺度综合。

根据设计要求提出的综合参数，采用相应的综合方法，最终得出能满足设计要求的**机构运动简图参数 (Parameters of kinematic sketch)**。

一、平面连杆机构的基本结构

由 N 个构件组成的平面连杆机构称为平面 N 杆机构，例如，平面四杆机构、平面六杆机构等等。通常把四杆以上的平面连杆机构称为平面多杆机构。本章讨论重点是闭链型的平面连杆机构。

闭链结构中，当确定某一构件为机架后，会形成两类运动性质不同的构件。

一类是用低副与机架相联接的构件，称为**连架杆 (Side link)**。

另一类是不与机架联接的构件，称为**连杆 (Coupler)**。

在连架杆中相对机架能作整周回转的称为**曲柄 (Crank)**。

联接机架与曲柄的转动副称为**整转副 (Fully rotating pair)**。

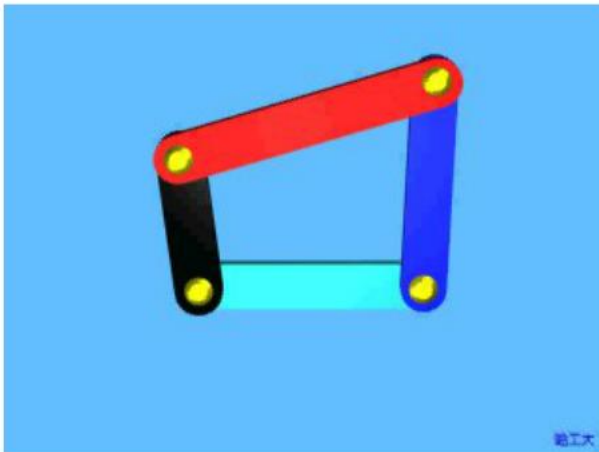
相对于机架不能作整周回转的连架杆机称为**摇杆 (Rocker)**。

联接机架与摇杆的转动副称为**摇转副 (Partially rotating pair)**。

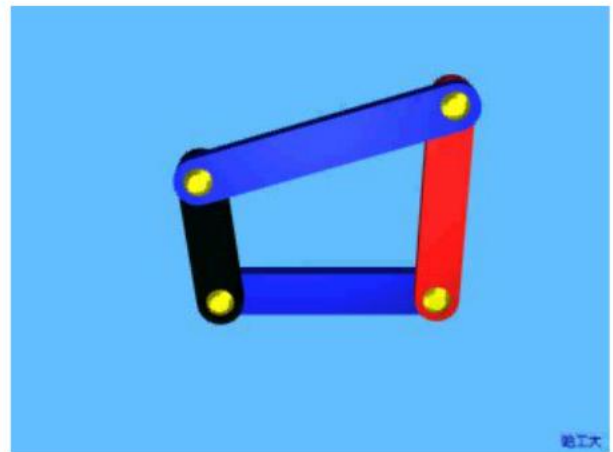
当两构件用移动副联接时，其中一个构件称为**滑块 (Slider)**，约束引导滑块运动方向的另一个构件称为**导杆 (Guide bar)**。导杆可以是机架，常称为**导轨 (Guider)**，这时滑块为连架杆；导杆也可以是转动或摆动的连架杆，这时滑块为连杆。

平面连杆机构中的连架杆常作为运动和动力的输入构件与输出构件。输入运动的构件又称为机构的主动件，输出运动的构件又称为从动件。机构主动件与从动件的运动学性质在很大程度上决定了机构的性质与用途，因此，平面连杆机构常以连架杆尤其是从动件的运动特征来定义机构的名称。

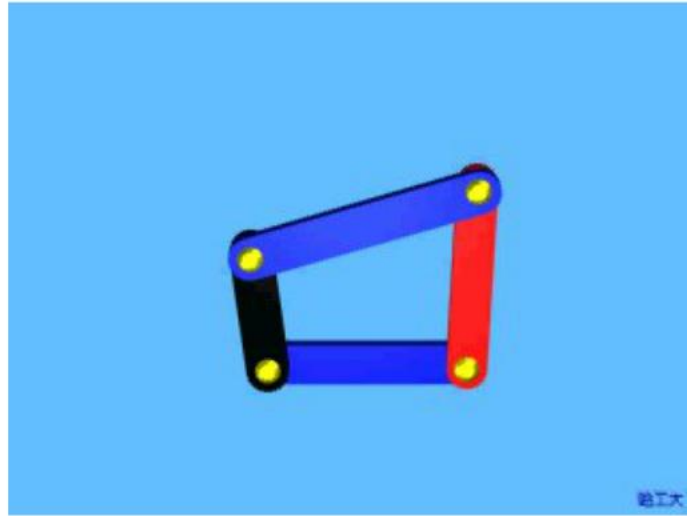
曲柄摇杆机构
(Crank-rocker mechanism)



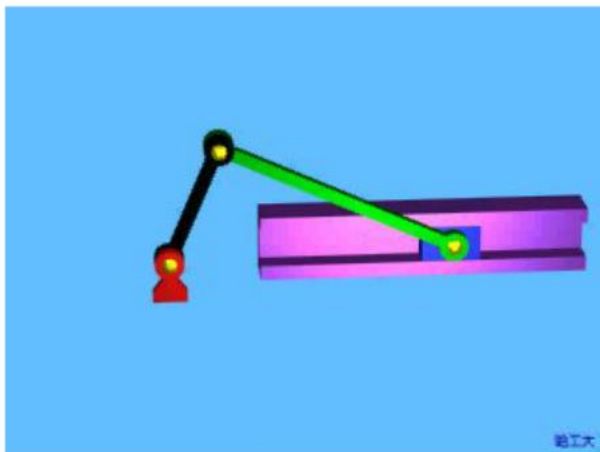
双摇杆机构
(Double-rocker mechanism)



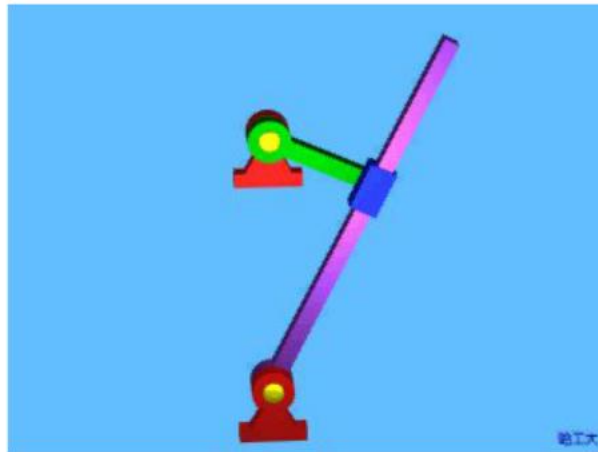
双曲柄机构
(Double-crank mechanism)



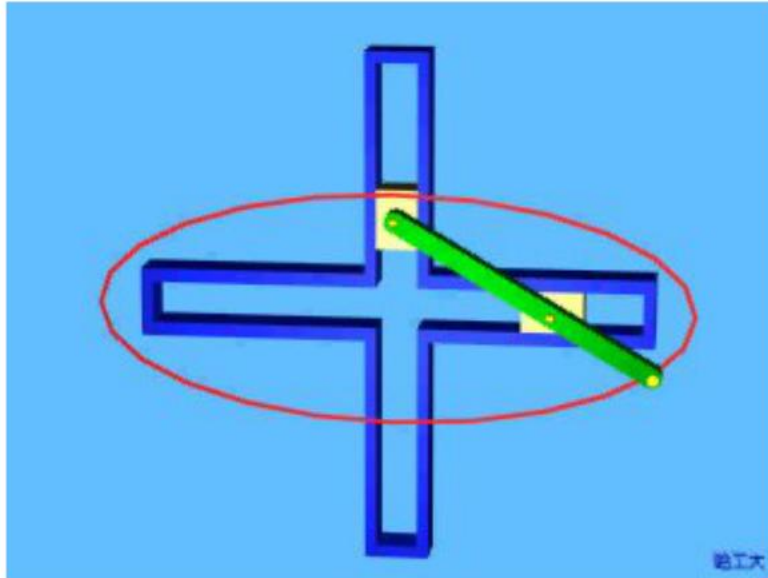
曲柄滑块机构
(Slider-crank mechanism)



曲柄摆动导杆机构
(Crank-and-oscillating guide-bar mechanism)



双滑块机构
(Double-slider mechanism)



平面连杆机构中的连杆通常作复杂的平面运动，连杆上不同位置的点的运动轨迹是形状各异的复杂曲线，称为**连杆曲线 (Coupler-curve)**。连杆曲线极富应用价值。

和多杆机构相比较，平面四杆机构是实现各种运动形式转换的最简单的连杆机构。这类机构由于运动副数和构件数较少，能够获得较高的传动效率和传动精度，设计制造容易。其中四个运动副都是转动副的四杆机构又称为**铰链四杆机构 (Revolute four-bar mechanism)**，是平面四杆机构最基本的结构型式。

在铰链四杆机构中，按连架杆能否作整周转动，可将四杆机构分为三种基本型式，即

曲柄摇杆机构

双曲柄机构

双摇杆机构

二、 铰链四杆机构具有整转副和曲柄存在的条件

机构中有没有曲柄，有多少曲柄，这是一个十分重要的问题，与机构的性质和机构的类型有直接的关系。只有具有曲柄的机构才能采用应用最广泛的电动机等输出转动的原动机来直接驱动。

影响平面铰链四杆机构中曲柄的因素：

- 构成四杆运动链的各构件长度；
- 运动链中选取的机架与其它构件的相对位置。

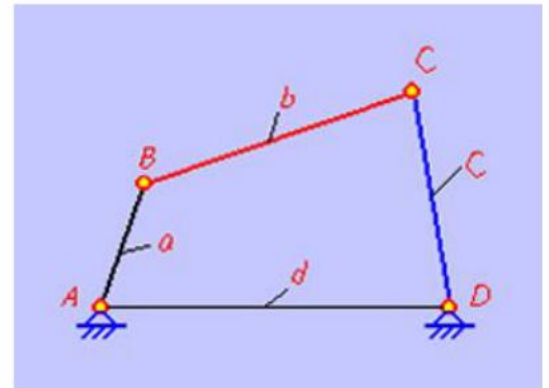
铰链四杆机构具有整转副和曲柄存在条件的讨论

当改变已知杆长机构中的某一杆长，将影响机构中最短杆与机架的相对位置，机构中整转副与机架的相对位置也将相应发生改变，甚至会出现无整转副的情况，从而导致机构类型的改变。

例1 已知铰链四杆机构 $ABCD$ ，其中 $AB=20\text{mm}$ ， $BC=50\text{mm}$ ， $CD=40\text{mm}$ ， AD 为机架。改变 AD 杆长，分析机构的类型变化。

(1) 当 AD 为最短杆 ($0 < AD < 20$)，根据机构有整转副的条件： $AD+50 \leq 20+40$ ，即 $AD \leq 10\text{mm}$ 时，两整转副在最短杆 AD 上，由于 AD 是机架，故此时的机构为双曲柄机构。

(2) 当 AD 杆长介于最短杆与最长杆之间，即 $20 < AD < 50$ ，如果机构有整转副，则 $20+50 \leq AD+40$ ，即 $AD \geq 30\text{mm}$ ，两整转副在最短杆 AB 杆上，此时机构为曲柄摇杆机构。



(3) 当 AD 为最长杆，即 $50 \leq AD < 110$ ，机构有整转副时， $AD+20 \leq 40+50$ ，即 $AD \leq 70\text{mm}$ 时，两整转副在最短杆 AB 杆上，故此时期机构为曲柄摇杆机构。

综上所述，当 $0 < AD \leq 10$ 时，机构为双曲柄机构；当 $30 \leq AD \leq 70$ 时，机构为双曲柄摇杆机构；当 $10 < AD < 30$ 和 $70 < AD < 110$ 时，机构无整转副，为双摇杆机构。

三、平面四杆机构的演化

上述三种铰链四杆机构，远远满足不了实际工作机械的需要，在工程实际中，还常常采用多种不同外形、构造和特性的四杆机构。这些四杆机构都可以看作是由铰链四杆机构通过各种方法演化而来，掌握这些演化方法，有利于对连杆机构进行创新设计。

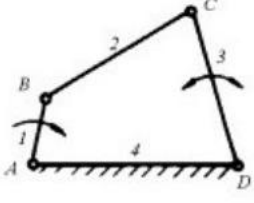
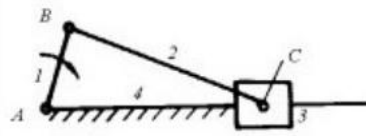
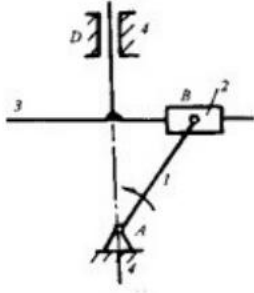
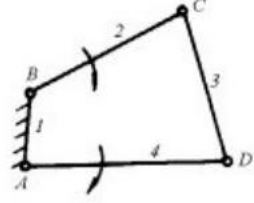
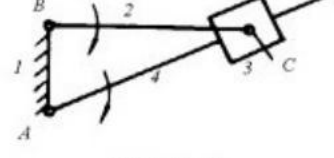
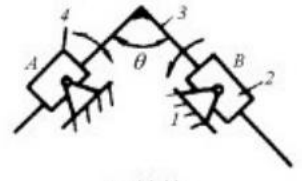
改变构件形状和运动尺寸的演化方法

运动副元素互换的演化方法

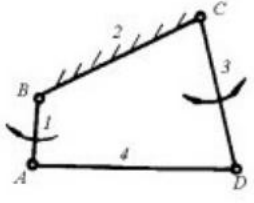
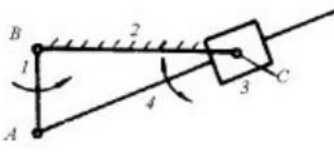
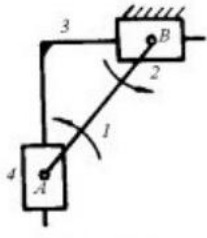
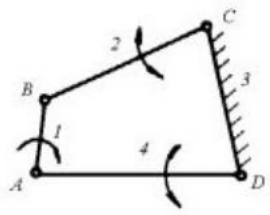
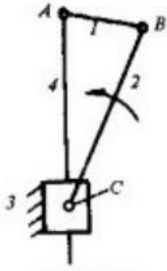
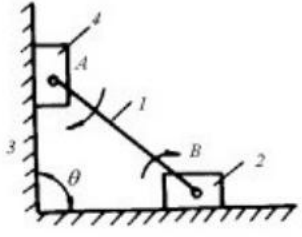
改变运动副尺寸的演化方法

选用不同构件为机架的演化方法

平面四杆机构的基本类型及其演化

	铰链四杆机构	转动副C转化成移动副后的机构 ($e=0$)	转动副C和D转化成移动副后的机构
构件4为机架	 <p style="text-align: center;">曲柄摇杆</p>	 <p style="text-align: center;">曲柄滑块</p>	 <p style="text-align: center;">正弦</p>
用途	搅拌机、颚式碎矿机	冲床、内燃机、空气压缩机等	仪表、解算装置、织布机构
构件1为机架	 <p style="text-align: center;">双曲柄</p>	 <p style="text-align: center;">转动导杆</p>	 <p style="text-align: center;">双转块</p>
用途	插床、惯性筛、平行双曲柄机构用于机车车轮联动机构，反向双曲柄机构用于车门开关机构	回转式油泵、小型刨床、插床	十字滑块联轴节

平面四杆机构的基本类型及其演化(续)

<p>构件 2 为机架</p>	 <p>曲柄摇杆</p>	 <p>曲柄摇块</p>	 <p>曲柄移动导杆</p>
<p>用途</p>	<p>同前面</p>	<p>摆缸式原动机, 液压驱动装置, 气动装置、插齿机主传动</p>	<p>仪表、解算装置</p>
<p>构件 3 为机架</p>	 <p>双摇杆</p>	 <p>移动导杆</p>	 <p>双滑块</p>
<p>用途</p>	<p>鹤式起重机、飞机起落架及汽车、拖拉机上操纵前轮转向</p>	<p>手摇唧筒、双作用式水泵</p>	<p>椭圆仪</p>

四、平面多杆机构

根据机构结构的系统学理论分析，平面多杆机构均可以由平面四杆机构扩展得到，即在平面铰链四杆闭链的基础上，通过逐渐加入第一类II级组、或增加一个带转动副的构件，便可以获得各种形式的平面多杆闭链。在此基础上选用不同的构件为机架，有计划地用其它运动副代换各个铰链，就可以派生出各种平面多杆机构。

多杆机构，特别是相对较为简单的平面六杆机构，常常能解决平面四杆机构难以解决的一些设计问题。

多杆机构的功用

多杆机构的类型及结构

第二节 平面连杆机构的运动特性 与分析方法

一、平面连杆机构的运动特性及其应用

根据平面连杆机构的功能与用途，可以将其分为传递运动与动力的**传动机构 (Transmission mechanism)**和导引物体运动的**导引机构 (Guidance mechanism)**两大类。平面四杆机构两连架杆的输入量与输出量之间有唯一确定的**传动函数 (Transmission function)**关系，又便于计量，所以常用两连架杆的传动函数来反映传动机构的基本传动特性。由于连杆曲线的多样性与连杆运动的复杂性，导引机构常以连杆作为导引物体运动的主要构件。

根据平面连杆机构的应用特点，其运动学特性可以归纳为以下四个方面：

- 能够实现运动形式的转换和运动性质的变换。
- 能实现运动规律的变换和运动函数的再现。
- 能实现轨迹运动。
- 能导引刚体按一定的位置和姿态运动。

(一) 实现多种运动形式的转换和运动性质的变换

1. 转动→转动

输入转动与输出转动参数相同

火车车轮联动机构

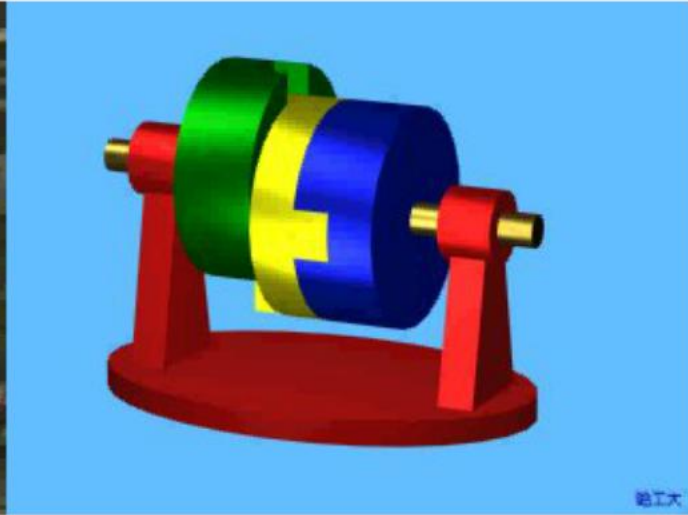
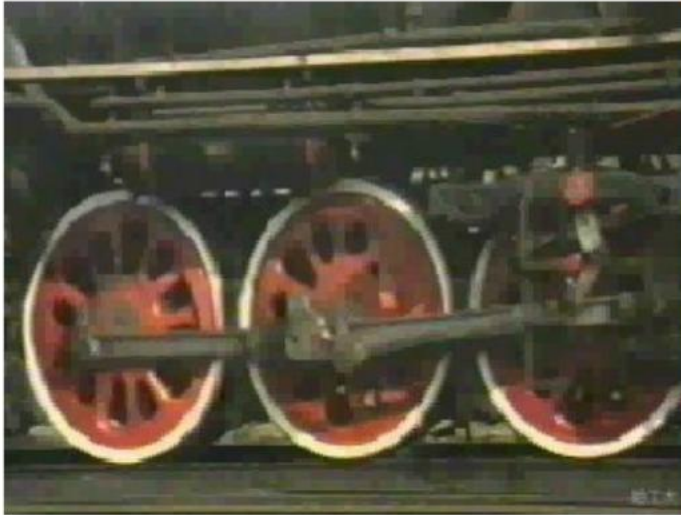
十字滑块联轴器

平行四边形机构

双转块机构

Parallel-crank mechanism

Double rotating block mechanism



输入转动与输出转动参数不同

车门启闭机构

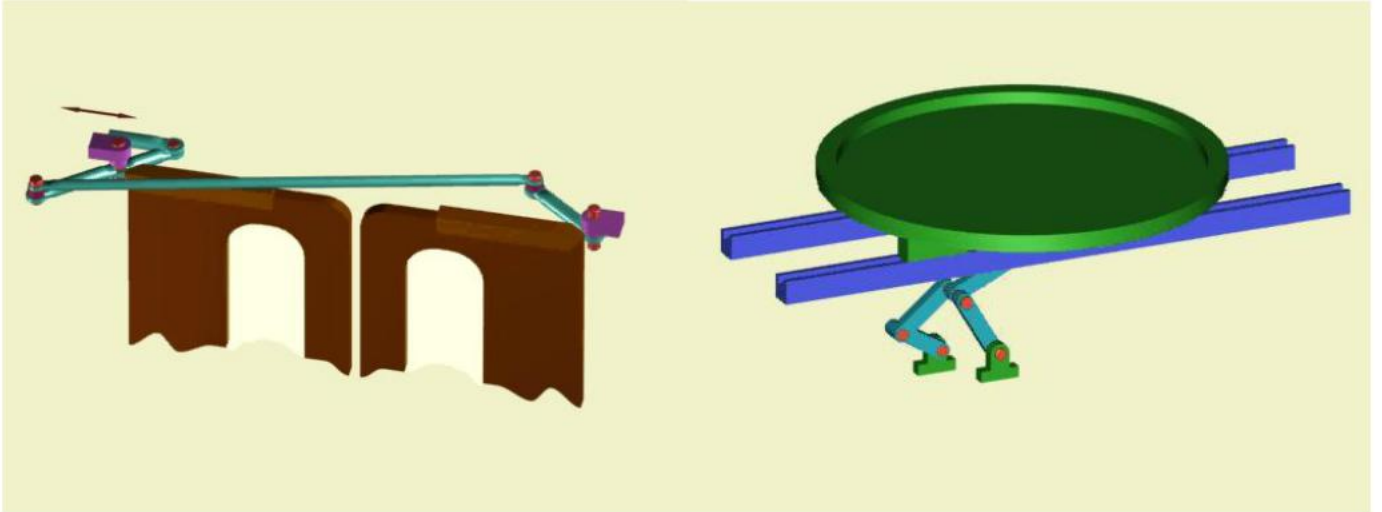
反平行四边形机构

Anti parallel-crank mechanism

惯性振动筛

非平行四边形机构

Nonparallel-crank mechanism

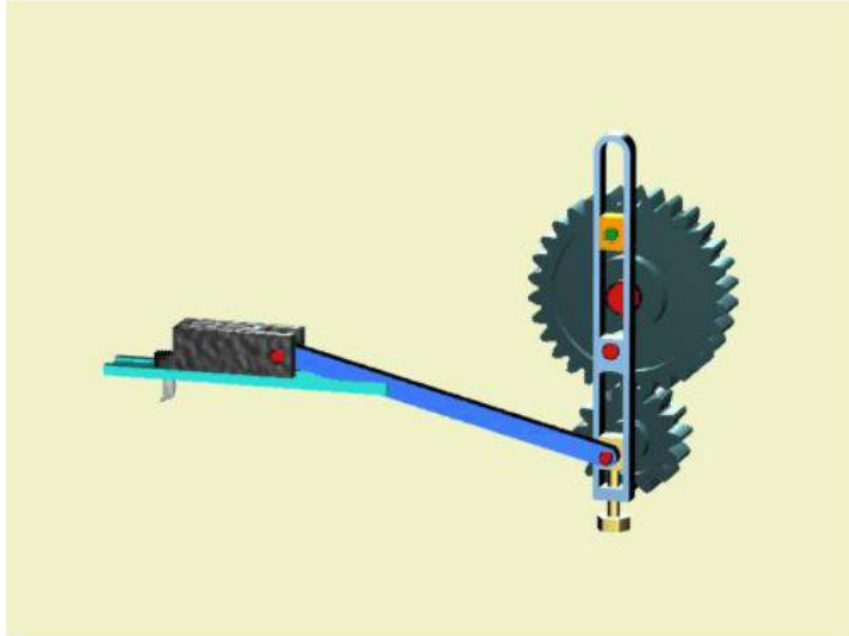


输入转动与输出转动参数不同

小型刨床

转动导杆机构

Rotating guide-bar mechanism



输入转动与输出转动参数不同

单万向联轴器
Single universal joint

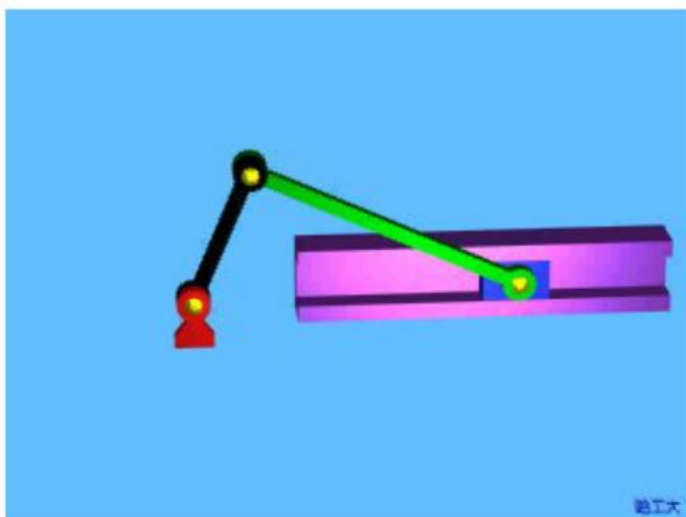
双万向联轴器
Double universal joint



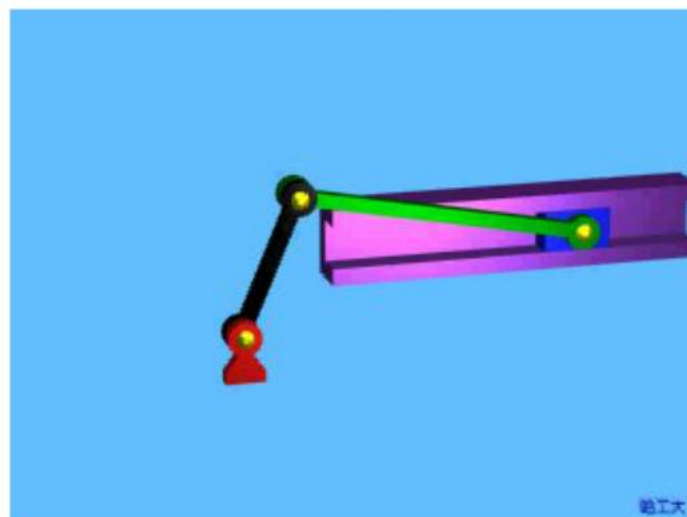
2. 转动→往复运动

转动转换为往复移动

对心式曲柄滑块机构
In-line slider-crank mechanism



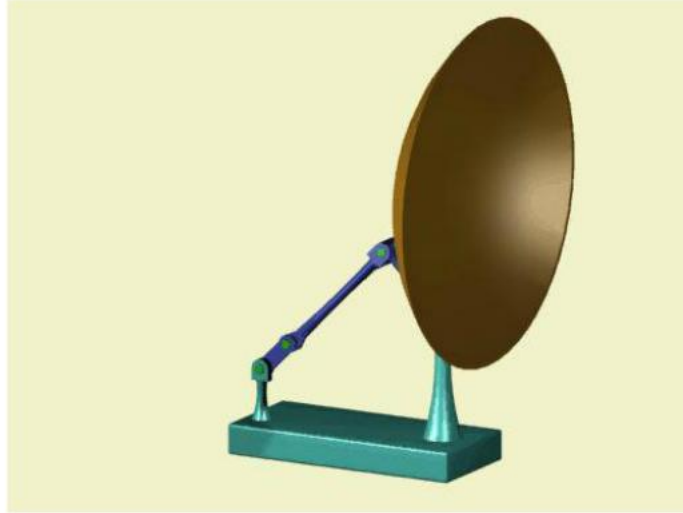
偏置式曲柄滑块机构
Offset slider-crank mechanism



转动转换为往复摆动

雷达天线俯仰机构

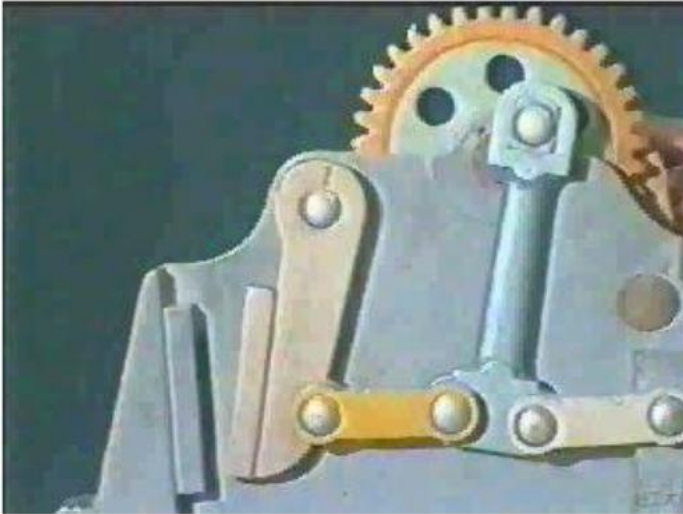
曲柄摇杆机构



转动转换为往复摆动

颚式破碎机

曲柄摇杆机构



牛头刨床

摆动导杆机构

Rocking guide-bar mechanism



3. 摆动→摆动

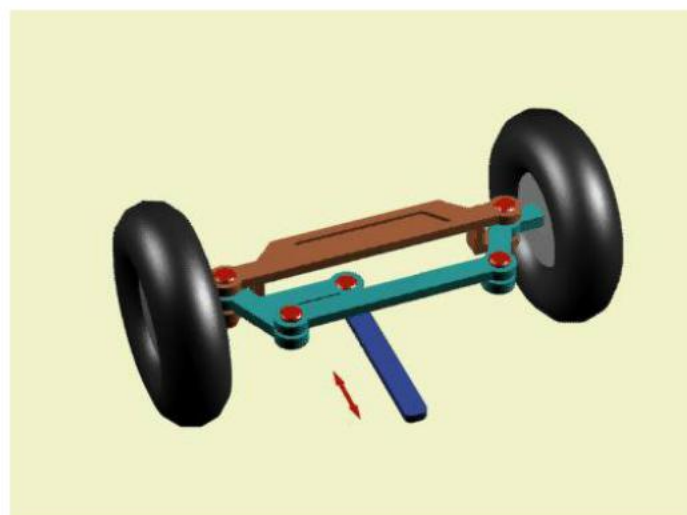
电风扇摇头机构

双摇杆机构



汽车转向机构

双摇杆机构



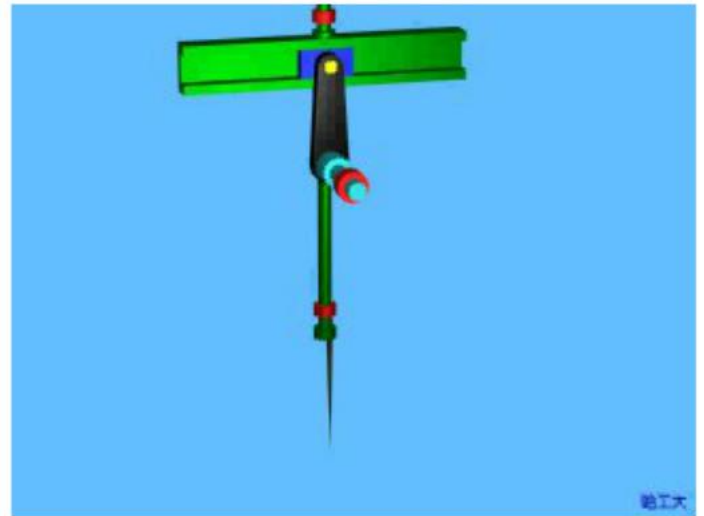
(二) 实现运动规律的变换与运动函数的再现

由于机构各构件具有确定的相对运动，机构中任意两构件的位置、速度和加速度存在着——对应的函数关系，这些运动函数关系称为机构的传递函数。能够实现某种传动函数的机构称为该传动函数的**函数发生机构 (Function generator)**。平面连杆机构通常用两连架杆的运动来实现预期的函数关系。例如正弦机构能通过两连架杆的角位置与位移量的关系再现正弦函数。

缝纫机进针机构

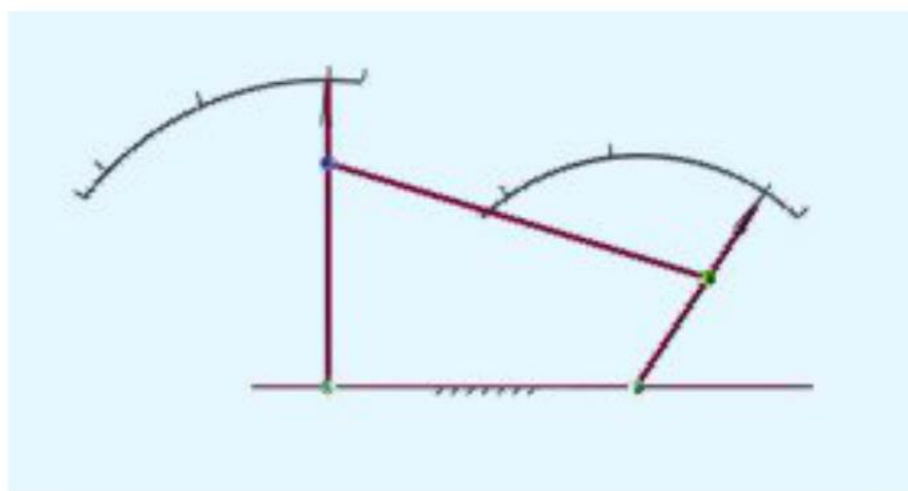
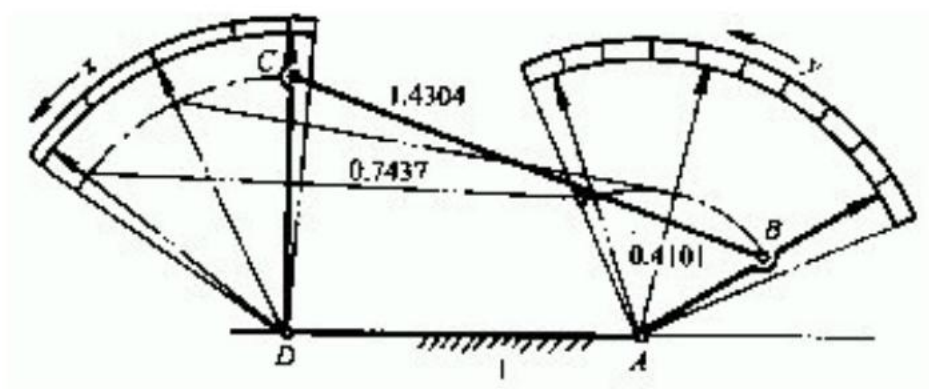
正弦机构

Sine mechanism



为了便于对机构的性能进行定性的分析和比较，可以用直角坐标曲线来描述。即以横坐标表示主动构件的角位移，纵坐标表示从动件的(角)位移、(角)速度和(角)加速度。画出的曲线分别为机构的**位移线图 (Displacement diagram)**、**速度线图 (Velocity diagram)**和**加速度线图 (Acceleration diagram)**，统称为**运动线图 (Motion diagram)**。

近似再现函数 $y = \lg x$ 的平面四杆机构



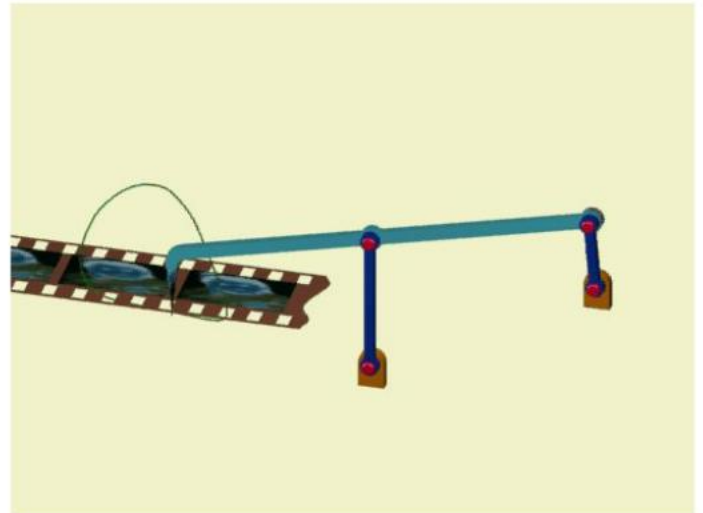
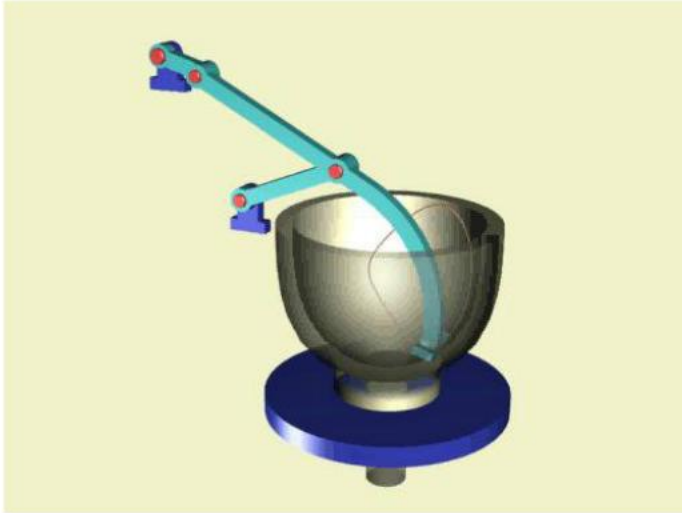
(三) 实现轨迹运动

搅拌机机构

曲柄摇杆机构

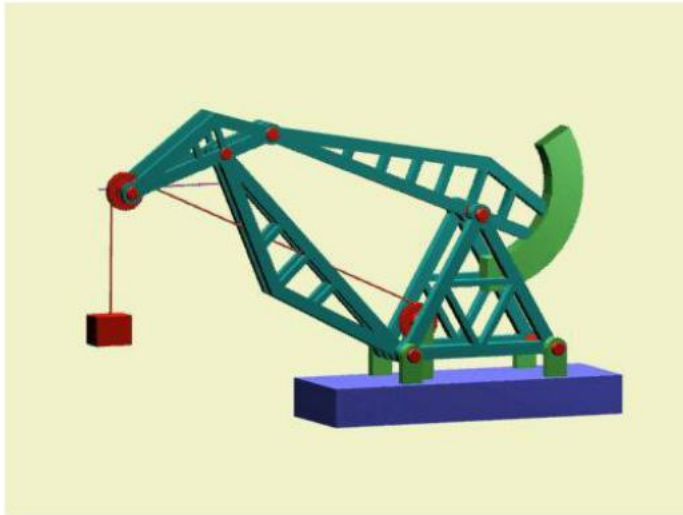
摄影机抓片机构

曲柄摇杆机构



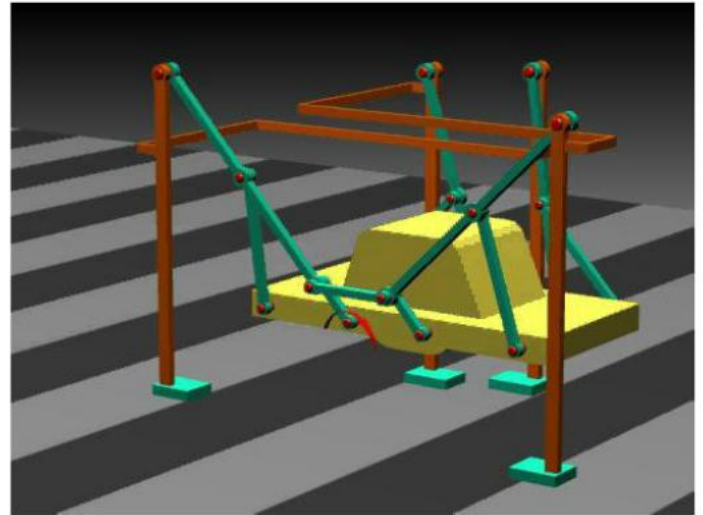
鹤式起重机

双摇杆机构



契贝谢夫四足步行机构

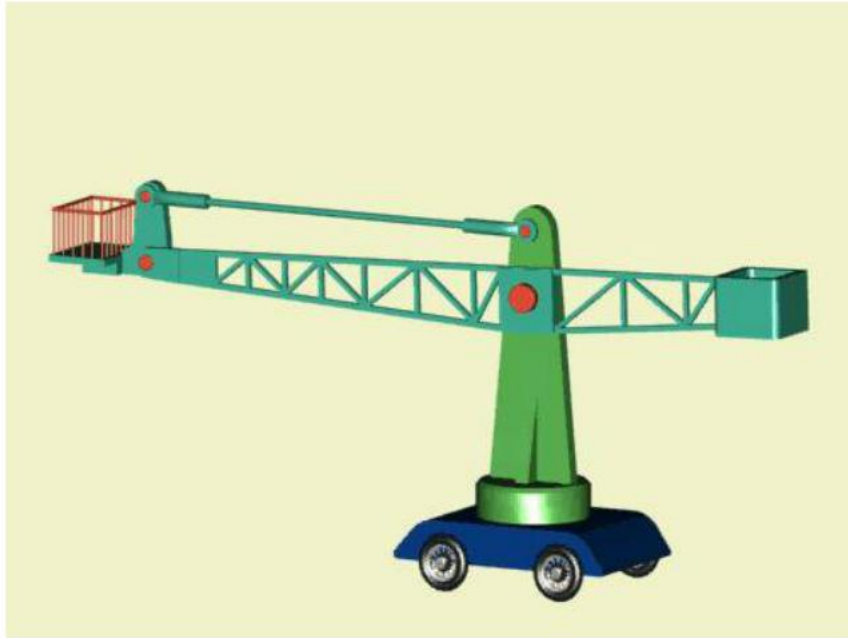
多杆机构
Multi-bar linkage



(四) 导引刚体实现一定的位置姿态要求

摄影平台升降机构

平行四边形机构



(五) 平面连杆机构的其它应用

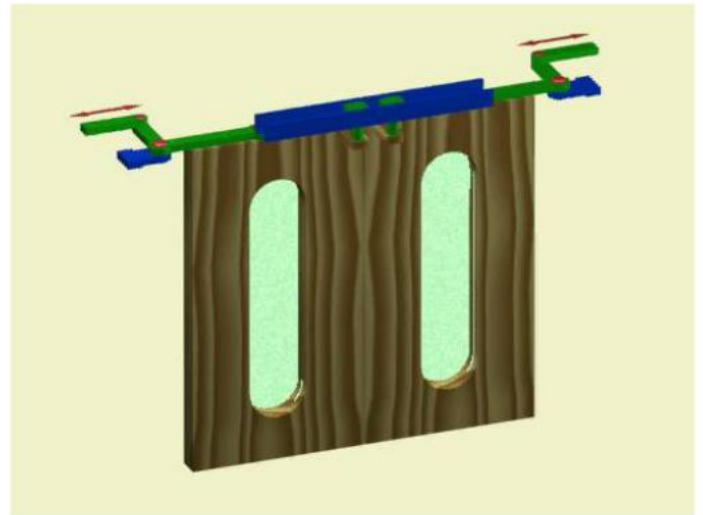
翻斗车翻转机构

摇块机构

Rocking-block mechanism

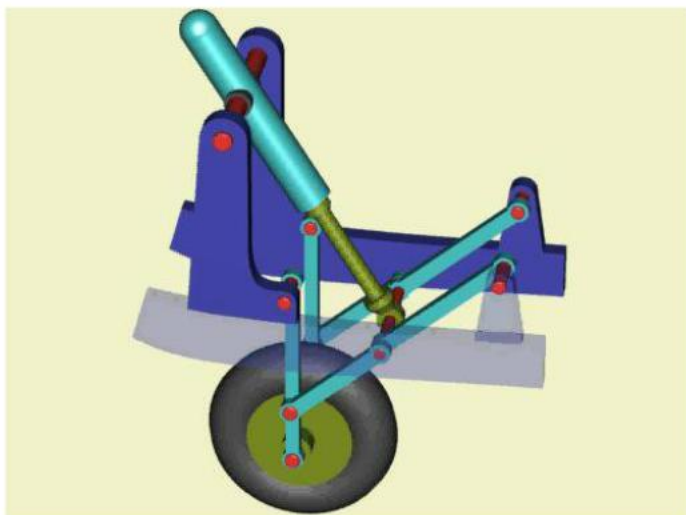
车门启闭机构

曲柄滑块机构



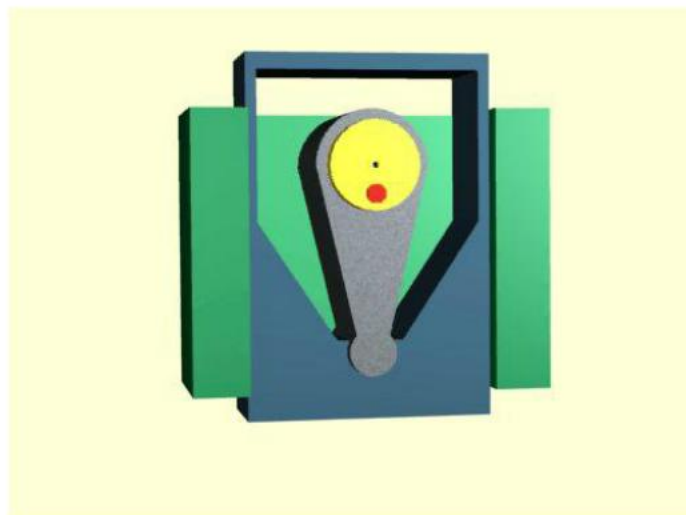
飞机起落架机构

双摇杆机构



滑块内置偏心轮机构

曲柄滑块机构



二、平面连杆机构的运动特性及其分析方法

进行机构设计，要求设计者不仅要熟悉各种机构的运动特性、应用特点，还应当能够对机构运动特性进行定量的分析，熟悉运动参数的分析计算方法。

对机构进行运动分析的目的包括：校核所设计的机构是否达到预期的运动要求、为机构力分析提供运动参数、为选用机构提供正确的依据等。

运动分析要解决的问题，是掌握必要的运动分析的方法及其相关理论，在已知机构的几何参数、原动件的运动规律和运动参数的条件下，确定机构上任意点的**轨迹 (Path)**、**位置 (Position)**、**位移 (Displacement)**，**速度 (Velocity)**、**加速度 (Acceleration)**；计算机构中任意构件的**角位置 (Angular position)**、**角位移 (Angular displacement)**、**角速度 (Angular velocity)**、**角加速度 (Angular acceleration)**。

机构运动分析的方法主要有**实验法 (Experimental method)**、**图解法 (Graphical method)**和**解析法 (Analytical method)**。

(一) 平面连杆机构的位移特征及其分析

通过对机构的位移和轨迹进行分析，可以考察某构件或构件上某点能否实现预定的位置和轨迹要求，并可确定从动件的行程所需的运动空间，据此判断运动中是否产生干涉或确定机器的外壳尺寸。

采用图解法对平面连杆机构的位移特征进行分析，具有直观、实用的特点，在一般工程设计中也有足够的分析精度，因此仍被广泛采用。图解法特别适用于以下场合：

(1) 作为运动分析解析法建立分析模型和校核的手段。

(2) 求解或验证机构运动的某些特殊参数。例如确定从动杆的运动极限位置、构件的行程或角位移范围、急回运动参数、机构死点位置、了解构件在运动中的位置与姿态、机构的瞬时传动比及构件的瞬心位置等等。

用图解法分析计算的精度与作图精度有关，在作图时必须认真确定恰当的作图比例尺 μ_l [$\mu_l = \text{构件的实际长度 (m)} / \text{构件作图的实际长度 (mm)}$]，按作图比例尺，准确地绘制有足够精度的清晰的机构运动简图。

平面连杆机构从动件的极限位置、行程和机构的急回运动参数

例1 已知铰链四杆机构 $ABCD$ ， $AB=a=10\text{mm}$ ， AB 为原动件， $BC=b=40\text{mm}$ ， $CD=c=30\text{mm}$ ， $AD=d=35\text{mm}$ ， AD 为机架，判断该铰链四杆机构的类型？用图解法求作从动杆的最大角位移。

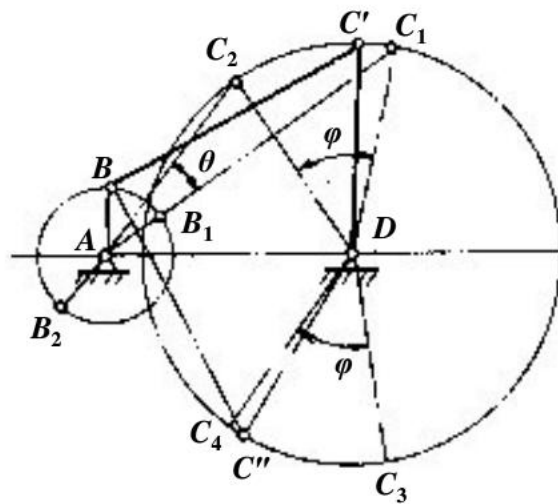
解

1) 最短杆与最长杆长度之和 ($a+b=50\text{mm}$) 小于其余两杆长度之和 ($c+d=65\text{mm}$)，故该铰链四杆机构最短杆 AB 上的两个转动副 A 、 B 是整转副， CD 杆上的两个转动副 C 、 D 是摇转副，因 AD 是机架，所以该机构是曲柄摇杆机构， AB 是曲柄， CD 是摇杆。

2) 选择适当的长度比例尺 μ_p ，在图纸上的适当位置水平画出机架 $AD=(35/\mu_p)\text{mm}$ ，以 D 为圆心，摇杆 $CD=(30/\mu_p)\text{mm}$ 为半径画圆。

3) 分别以连杆与曲柄长度之和 $(b+a)/\mu_l = (50/\mu_l)$ mm 和连杆与曲柄长度之差 $(b-a)/\mu_l = (30/\mu_l)$ 为半径画弧，与以摇杆长 CD 画的圆交于 C_1 、 C_3 和 C_2 、 C_4 ，可得四杆长度相同，但装配形式不同的两个曲柄摇杆机构 $ABC'D$ 和 $ABC''D$ 。

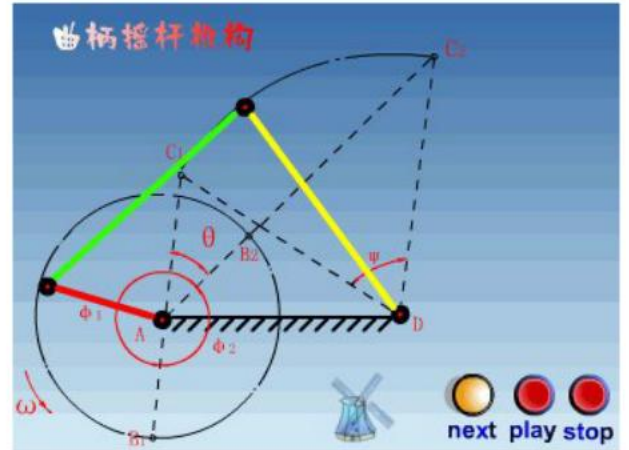
从图中可以看出，两个曲柄摇杆机构摇杆的摆角均为 φ ，两个 φ 角以机架为对称轴对称。可以证明，铰链四杆机构的四个杆长 a 、 b 、 c 、 d 满足最短杆与最长杆长度之和小于但不等于其余两杆长度之和时，同一组杆长 a 、 b 、 c 、 d 可以装配成两个不同的曲柄摇杆机构。当曲柄转动时，两机构的摇杆以不同的运动参数摆动。在设计曲柄摇杆机构时，应该充分注意装配模式对机构运动的影响。



铰链四杆机构装配模式

曲柄摇杆机构的急回特性

由于在曲柄匀速转动一周时，摇杆摆去的时间与摆回的时间不相等。摆过同样的摆角，在**慢行程 (Slower stroke)** 或工作行程时耗时较多，在**快行程 (Faster stroke)** 或空回行程时耗时较少，摇杆的往复运动就呈现出**急回特性 (Quick-return characteristics)**。



对应于摇杆的两极限位置，曲柄的两位置不在同一直线上。两位置所夹锐角为 θ ，称为机构的**极位夹角 (Crank angle between extreme positions)**。

工程中常用作往复运动的从动件来回运动的平均速度(或角速度)的比值，来对机构的急回特性进行定量描述，称为**行程速度变化系数 (Coefficient of travel speed variation)**，并用字母 K 表示，作为机构的基本运动特征参数。

设工作行程摇杆摆动平均角速度为 ω_{m1} ，耗时为 t_1 ；空回行程摇杆摆动平均角速度为 ω_{m2} ，耗时为 t_2 ($t_1 > t_2$)，则

$$K = \frac{\omega_{m2}}{\omega_{m1}} = \frac{\psi/t_2}{\psi/t_1} = \left(\frac{180^\circ + \theta}{\omega} / \frac{180^\circ - \theta}{\omega} \right) = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

根据上式可知， $\theta=0^\circ$ ， $K=1$ ，机构无急回现象。 θ 角愈大， K 值也愈大，机构急回愈厉害。

当设计具有急回要求的机构时，应先确定 K 值。 K 值确定后可根据下式求出机构极位夹角 θ 的大小

$$\theta = \frac{K-1}{K+1} \times 180^\circ$$

计算出 θ 值后，具有急回运动机构的设计就变得比较具体和容易了。

例2 已知摆动导杆机构导杆的摆角 $\varphi=60^\circ$ ，机架 $d=300\text{mm}$ ，求作该机构的机构运动简图，并计算其行程速度变化系数 K 之值。

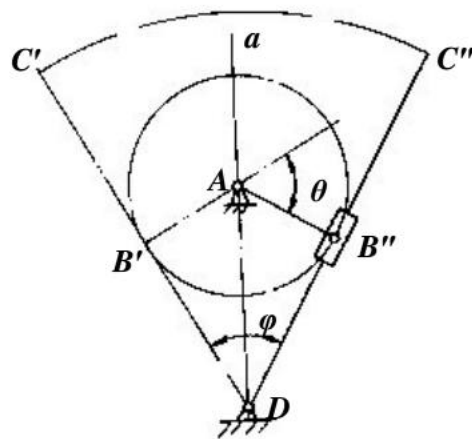
解

1) 在图纸上选择合适的位置作导杆摆角 $\angle C'DC''=\varphi$ ，得导杆摆动中心铰链位置 D 。

2) 过 D 作 $\angle C'DC''$ 的角平分线 Da ，选择适当的长度比例尺 μ_l ，在角平分线上作 $Da=(d/\mu_l)\text{mm}$ 得曲柄 AB 的回转中心铰链位置 A ，量取 A 到直线 DC' (或 DC'') 的距离，得曲柄长度 $AB=AB'\cdot\mu_l=150\text{mm}$ 。导杆长应大于 $300+150=450\text{mm}$ 。作出机构运动简图。

3) 当导杆摆动至两个极限位置 DC' 和 DC'' 时，曲柄分别位于 AB' 和 AB'' ，曲柄两次运动位置间夹的锐角为极位夹角 θ ，容易证明 $\theta=\varphi=60^\circ$ ，故摆动导杆机构的行程速度变化系数 $K=2$ 。

摆动导杆机构



导杆机构的运动特性参数

例3 已知偏置式曲柄滑块机构偏距为 e ，曲柄与连杆长度分别为 a 、 b ，求作该机构的极位夹角 θ 和滑块行程 H 。

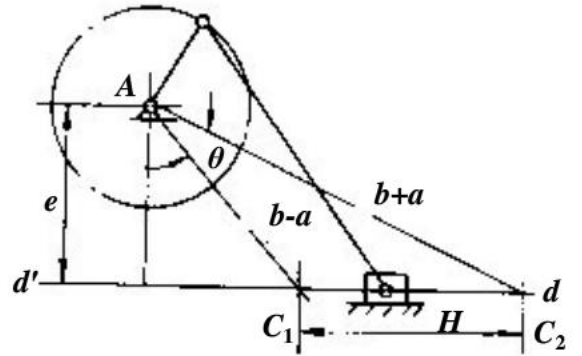
解

1) 在图纸上合适的位置确定曲柄转动中心的位置 A ，选择适当的长度比例尺 μ_l 作与 A 的距离为 e/μ_l 的导轨直线 dd' 。

2) 以 A 为圆心，分别以 $(b+a)/\mu_l$ 和 $(b-a)/\mu_l$ 为半径画圆弧与直线 dd' 分别交于 C_1 点和 C_2 点。所作的机构运动简图中， $\angle C_1AC_2 = \theta$ ， $H = C_1C_2 \cdot \mu_l$ 。

偏置式曲柄滑块机构 对心式曲柄滑块机构 曲柄摇杆机构 ($K=1$)

结论：曲柄摇杆机构、曲柄滑块机构和摆动导杆机构均能满足有急回的设计要求，但曲柄摇杆机构和曲柄滑块机构也可以设计成 $K=1$ 的不具有急回特性的机构型式。摆动导杆机构的 K 值总是大于1，并且急回特性较显著。



偏置式曲柄滑块机构的运动特性参数

(二) 平面连杆机构的速度和加速度分析

速度分析是加速度分析及确定机器动能和功率的基础，通过速度分析还可以了解到从动件速度的变化是否满足工作要求。

在高速机械和重型机械中，构件的惯性力往往极大，对机械的强度、振动和动力性能均有较大影响。为了确定惯性力，必须对机构进行加速度分析。

1. 平面连杆机构速度分析的瞬心法

瞬心 (Instant center) 法是对机构进行速度分析的一种图解法。对简单平面机构来说，应用瞬心法分析速度，往往非常简便清晰。

(1) 速度瞬心

速度瞬心的概念

瞬心位置的确定

(2) 速度瞬心在机构速度分析中的应用

用瞬心法对铰链四杆机构进行速度分析

用瞬心法对凸轮机构进行速度分析

2. 平面连杆机构速度和加速度分析的相对运动图解法

相对运动图解法是根据“点的绝对运动是牵连运动与相对运动的合成”的基本原理，在运动分析时列出机构中运动参数待求点与运动参数已知点间的运动分析**矢量方程式 (Vector equation)**，选择适当的作图比例尺，根据所列的矢量方程式作**矢量多边形 (Vector polygon)**。借助矢量多边形封闭的特点，从封闭的矢量多边形中求出待求运动参数的大小或方向的一种图解方法。

同一构件上两点间的速度和加速度求解

两构件重合点间的速度和加速度求解

平面连杆机构运动方向的相对运动图解法举例1

平面连杆机构运动方向的相对运动图解法举例2

3. 平面连杆机构速度和加速度分析的解析法

用图解法对机构进行运动分析，存在着分析精度较低、加速度分析困难、效率低，以及不便于把机构分析与机构综合问题联系起来的缺陷。随着对机构设计要求的不断提高以及计算机技术的不断发展，解析法得到愈来愈广泛的应用，成为机构运动分析的主要方法。

用解析法对机构进行运动分析，首先需要建立被分析机构各构件位置关系的数学表达式，即机构的**位置方程 (Position equation)**。位置方程一旦求出，只需将位置方程中的变量对时间求导，即得到机构的**速度方程 (Velocity equation)**。再将速度方程中的变量对时间求导，得到机构的**加速度方程 (Acceleration equation)**。求解这些方程，就可以得到所需要的分析结果。

建立机构位置方程的方法有矢量法、复数法、基本杆组法等，所用的数学工具有代数、三角、向量、复数、矩阵等。

机构运动分析的基本杆组法

以平面运动刚体和机构中最常见的三种 II 级基本杆组为例，讨论机构运动分析方程的建立过程。

建立机构运动分析方程主要采用矢量投影，即用矢量表示刚体，用封闭矢量表示杆组，通过向坐标轴投影得到运动分析方程表达式。

符号及约定

点 P_i 的位置	速度	加速度	刚体 S_i 的角位置	角速度	角加速度
(x_i, y_i)	(\dot{x}_i, \dot{y}_i)	(\ddot{x}_i, \ddot{y}_i)	θ_i	$\dot{\theta}_i$	$\ddot{\theta}_i$

角运动参数规定逆时针方向为正值。

(1) 平面运动刚体的运动分析方程

已知参数:

$$\theta, \varphi, r, s, (x_1, y_1), (\dot{x}_1, \dot{y}_1), (\ddot{x}_1, \ddot{y}_1), \dot{\theta}, \ddot{\theta}$$

待求参数:

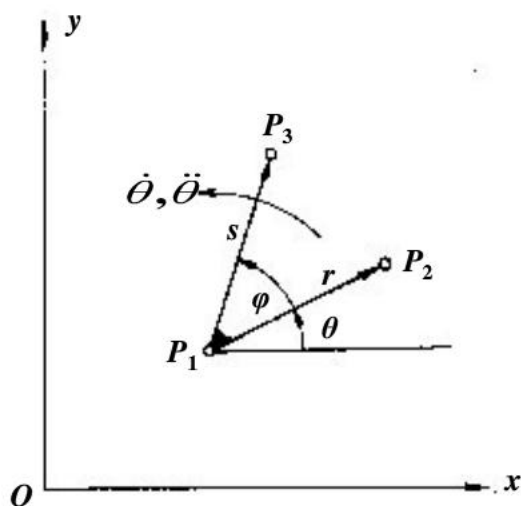
$$(x_2, y_2), (\dot{x}_2, \dot{y}_2), (\ddot{x}_2, \ddot{y}_2), (x_3, y_3), (\dot{x}_3, \dot{y}_3), (\ddot{x}_3, \ddot{y}_3)$$

步骤:

1) 建立 P_2 及 P_3 点的位置坐标

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_1 + r \cos \theta \\ y_2 &= y_1 + r \sin \theta \end{aligned} \right\}$$
$$\left. \begin{aligned} x_3 &= x_1 + s \cos(\varphi + \theta) \\ y_3 &= y_1 + s \sin(\varphi + \theta) \end{aligned} \right\}$$

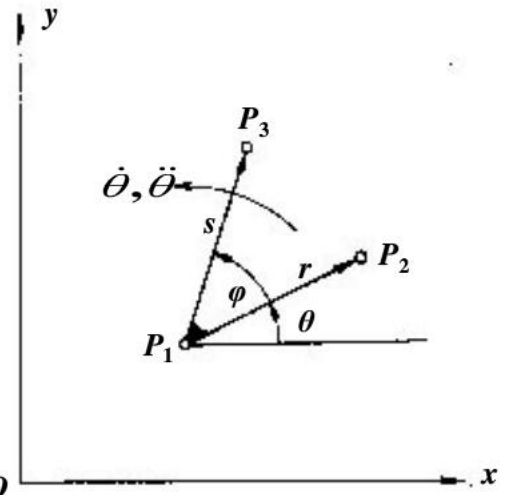
得到 P_2 、 P_3 点的位置方程。



平面运动刚体运动分析

2) 将位置方程对时间连续求导

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_2 &= \dot{x}_1 - \dot{\theta}r \sin\theta \\ \dot{y}_2 &= \dot{y}_1 + \dot{\theta}r \cos\theta \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1 - \ddot{\theta}r \sin\theta - \dot{\theta}^2 r \cos\theta \\ \ddot{y}_2 &= \ddot{y}_1 + \ddot{\theta}r \cos\theta - \dot{\theta}^2 r \sin\theta \\ \dot{x}_3 &= \dot{x}_1 - \dot{\theta}s \sin(\varphi + \theta) \\ \dot{y}_3 &= \dot{y}_1 + \dot{\theta}s \cos(\varphi + \theta) \\ \ddot{x}_3 &= \ddot{x}_1 - \ddot{\theta}s \sin(\varphi + \theta) - \dot{\theta}^2 s \cos(\varphi + \theta) \\ \ddot{y}_3 &= \ddot{y}_1 + \ddot{\theta}s \cos(\varphi + \theta) - \dot{\theta}^2 s \sin(\varphi + \theta) \end{aligned} \right\} O$$



平面运动刚体运动分析

得到 P_2 、 P_3 点的速度方程和加速度方程。

当曲柄为原动件时，如果将曲柄上的 P_1 点设为坐标原点，由于

$$x_1 = 0, y_1 = 0, \dot{x}_1 = 0, \dot{y}_1 = 0, \ddot{x}_1 = 0, \ddot{y}_1 = 0, \text{ 且 } \dot{\theta} \text{ 和 } \ddot{\theta} \text{ 已知,}$$

将这些参数和曲柄的几何参数 r 、 s 和 φ 一并代入上式，可求出曲柄上任意两点 P_1 、 P_2 的运动参数。

(2) RRR组运动分析方程

已知参数:

$$r_1, r_2, (x_1, y_1), (\dot{x}_1, \dot{y}_1), (\ddot{x}_1, \ddot{y}_1), (x_2, y_2), (\dot{x}_2, \dot{y}_2), (\ddot{x}_2, \ddot{y}_2)$$

待求参数:

$$(x_3, y_3), (\dot{x}_3, \dot{y}_3), (\ddot{x}_3, \ddot{y}_3), \theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2, \ddot{\theta}_2$$

步骤:

1) 求 θ_1

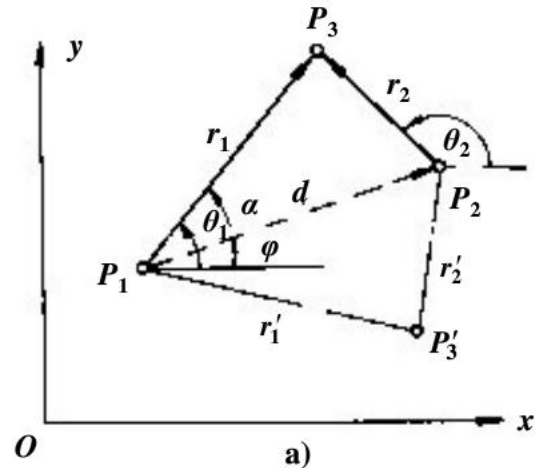
将杆组用封闭矢量三角形表示,

从图a中容易求出 P_1 到 P_2 的距离 d

$$d = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}$$

设 $\overline{P_1P_2}$ 与 x 轴的夹角为 φ

$$\varphi = \arctan\left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}\right)$$



第一类 II 级基本杆组运动分析

设 $\overline{P_1P_3}$ 与 $\overline{P_1P_2}$ 之间的夹角为 α

$$\alpha = \arccos\left(\frac{r_1^2 + d^2 - r_2^2}{2r_1d}\right)$$

同一长度的 r_1 、 r_2 有两种装配模式， $\overline{P_1P_3}$ 与 x 轴之间的夹角 θ_1 为

$$\theta_1 = \varphi \pm \alpha$$

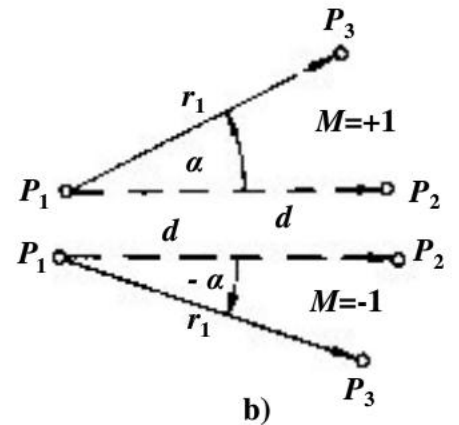
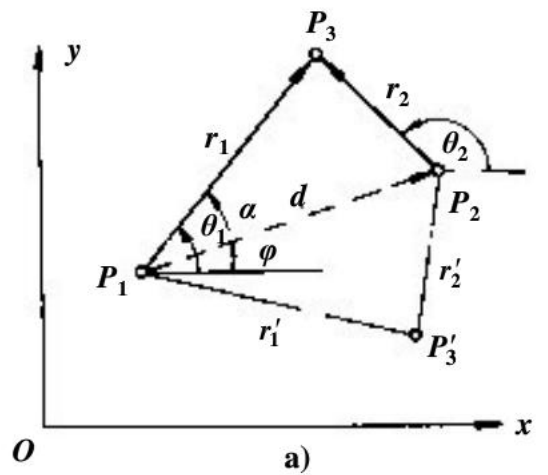
在计算机程序中，用给定装配模式系数 M 的方法来确定上式中的正负号。确定方法如图 b 所示。

2) 求 (x_3, y_3) 和 θ_2

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= x_1 + r_1 \cos \theta_1 \\ y_3 &= y_1 + r_1 \sin \theta_1 \end{aligned} \right\}$$

或者

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= x_2 + r_2 \cos \theta_2 \\ y_3 &= y_2 + r_2 \sin \theta_2 \end{aligned} \right\}$$



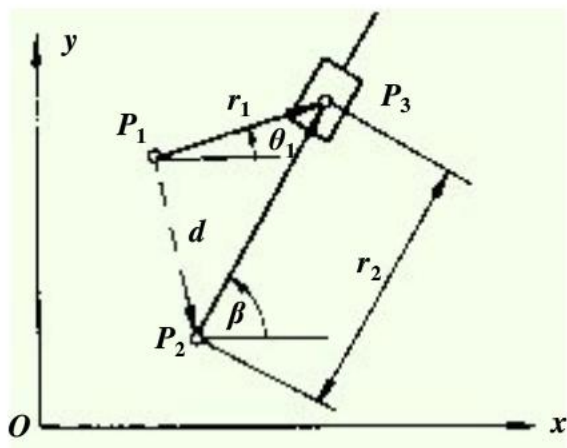
(3) RRP组

已知参数:

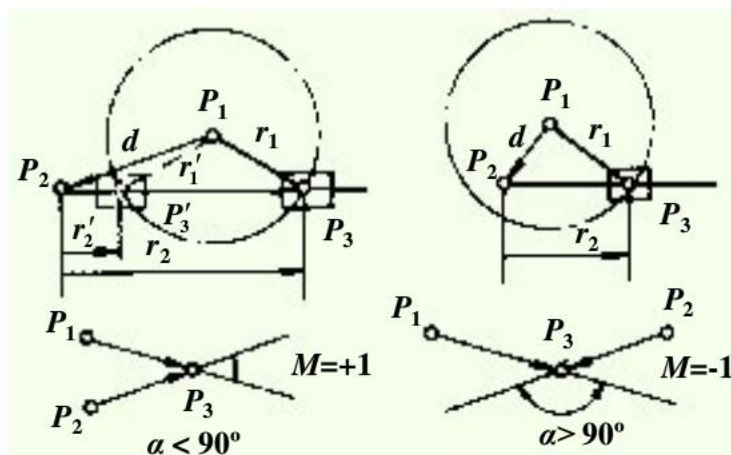
$$r_1, (x_1, y_1), (\dot{x}_1, \dot{y}_1), (\ddot{x}_1, \ddot{y}_1), (x_2, y_2), (\dot{x}_2, \dot{y}_2), (\ddot{x}_2, \ddot{y}_2), \beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta}$$

待求参数:

$$(x_3, y_3), (\dot{x}_3, \dot{y}_3), (\ddot{x}_3, \ddot{y}_3), \theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1, r_2, \dot{r}_2, \ddot{r}_2$$



向量三角形图



装配模式的确定

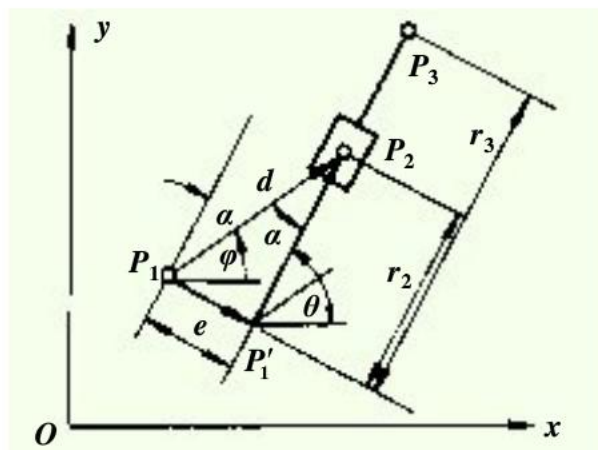
(4) RPR组

已知参数:

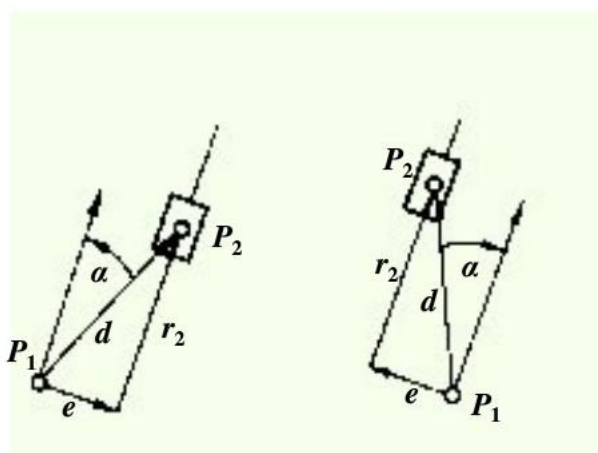
$$r_3, e, (x_1, y_1), (\dot{x}_1, \dot{y}_1), (\ddot{x}_1, \ddot{y}_1), (x_2, y_2), (\dot{x}_2, \dot{y}_2), (\ddot{x}_2, \ddot{y}_2)$$

待求参数:

$$(x_3, y_3), (\dot{x}_3, \dot{y}_3), (\ddot{x}_3, \ddot{y}_3), \theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}, r_2, \dot{r}_2, \ddot{r}_2$$



向量三角形图



装配模式的确定

利用计算机对多杆机构进行运动分析举例

图示牛头刨床主传动机构，设已知各构件的尺寸以及曲柄 AB 的角速度 ω_1 ，试求该机构在一个运动循环中滑块5的位移 s_E ，速度 v_E ，加速度 a_E 及构件3、4的角位移 θ_3 、 θ_4 ，角速度 ω_3 、 ω_4 ，角加速度 α_3 、 α_4 。

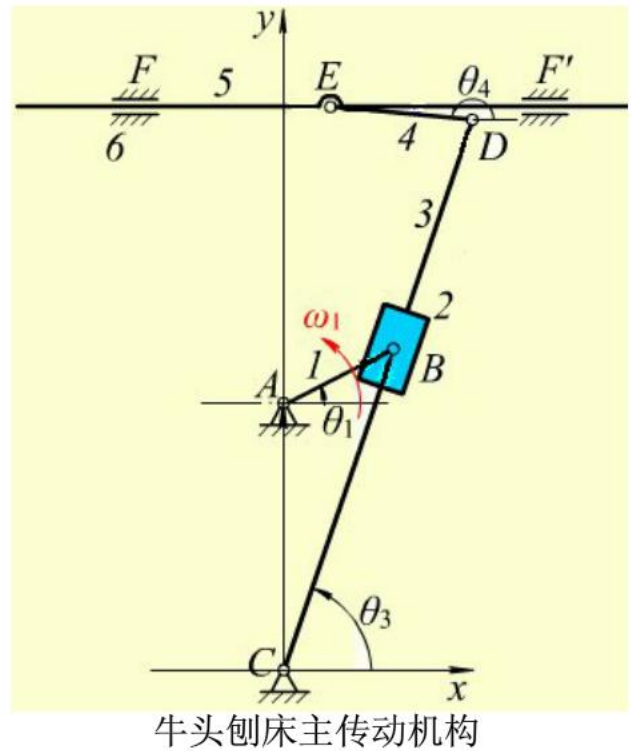
解

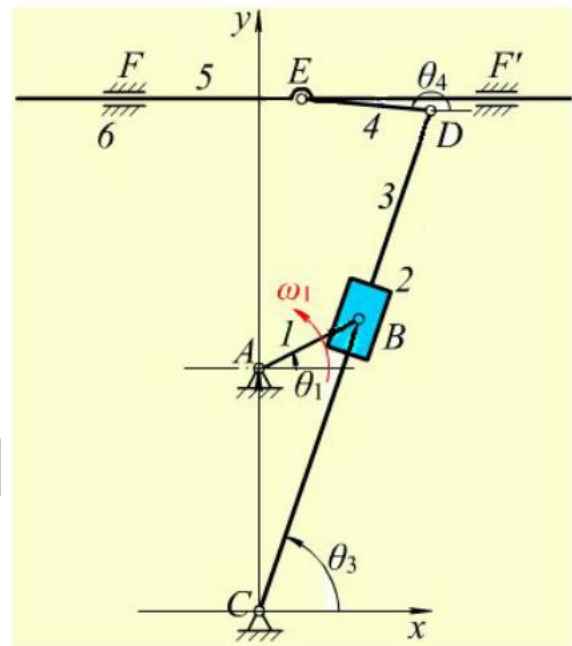
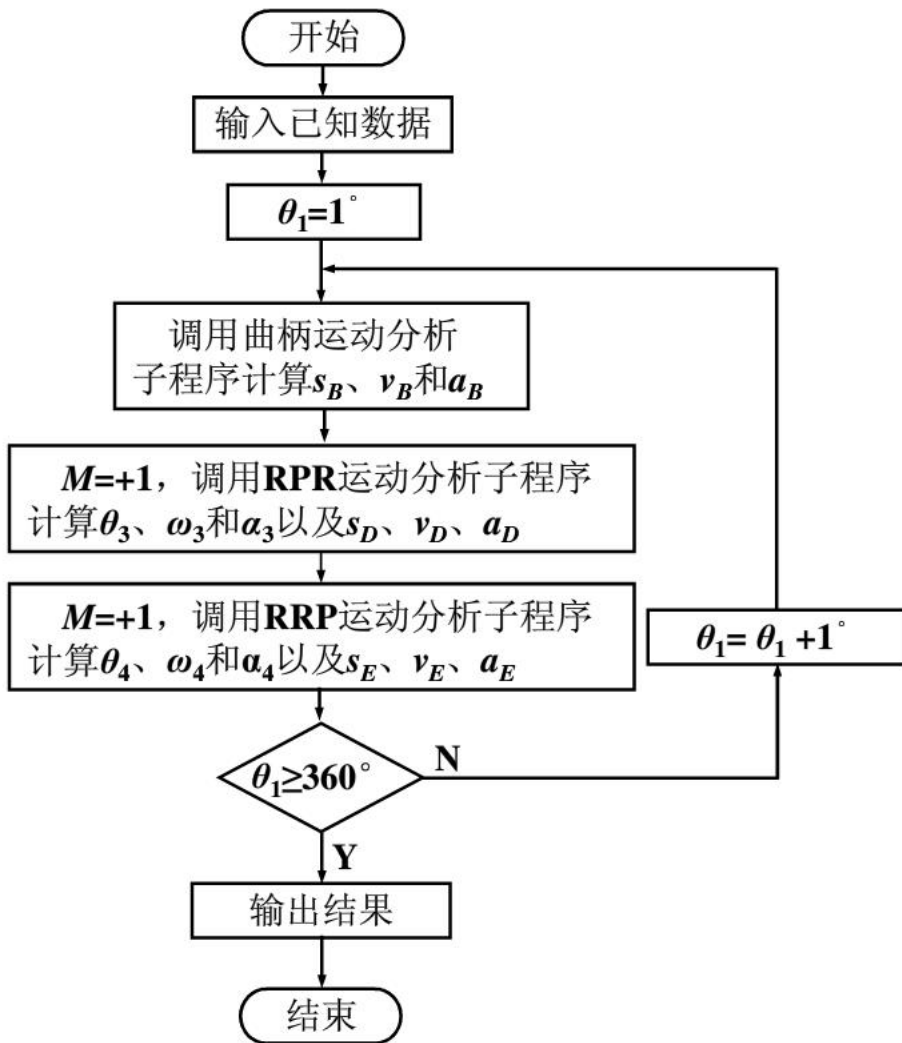
(1) 建立坐标系如图所示。

(2) 分析机构组成：驱动杆组(曲柄与机架) + 构件2、3组成的RPR杆组 + 构件4、5组成的RRP杆组。确定分析步骤。

(3) 根据机构初始位置，确定各II级组的装配模式系数 M 。

(4) 画出计算流程图，编制主程序上机计算。



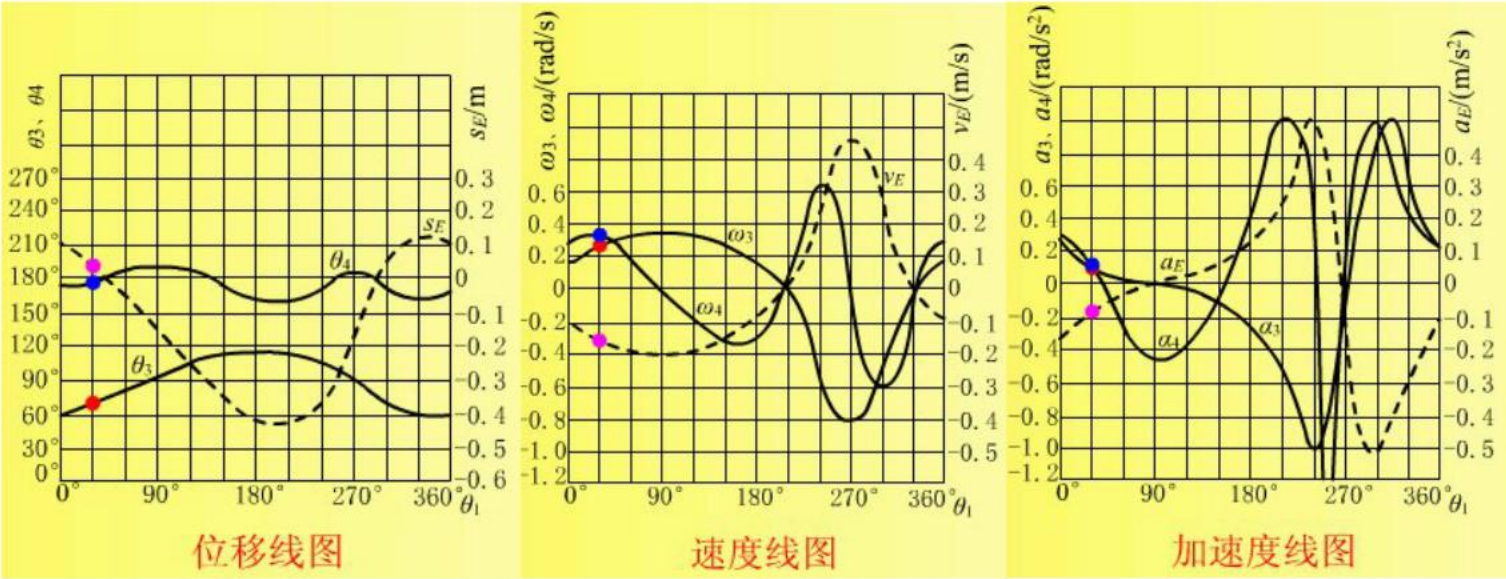


牛头刨床主传动机构

部分计算结果列表

θ_1	θ_3	θ_4	s_E	ω_3	ω_4	v_E	α_3	α_4	a_E
度 (°)			m	rad/s		m/s	rad/s ²		m/s ²
0	65.55610	168.93820	0.10107	0.17123	0.28879	-0.10184	0.24770	0.29266	-0.16422
10	67.46688	172.02730	0.08138	0.20927	0.32391	-0.12272	0.19076	0.11719	-0.13443
20	69.71252	175.32660	0.05854	0.23859	0.33202	-0.13834	0.14715	0.01853	-0.11113
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
360	65.56610	168.93810	0.10107	0.17123	0.28879	-0.10184	0.24770	0.29266	-0.16422

运动线图



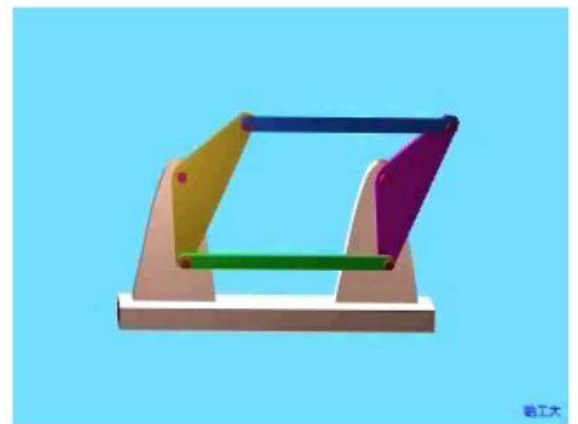
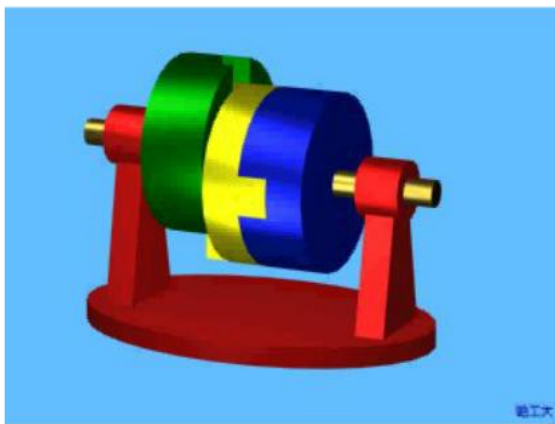
三、平面四杆机构的合理选用

下面列举一些常用平面四杆机构通过运动分析比较所得出的一些结论，对合理选择机构具有运动意义，可供设计者参考。

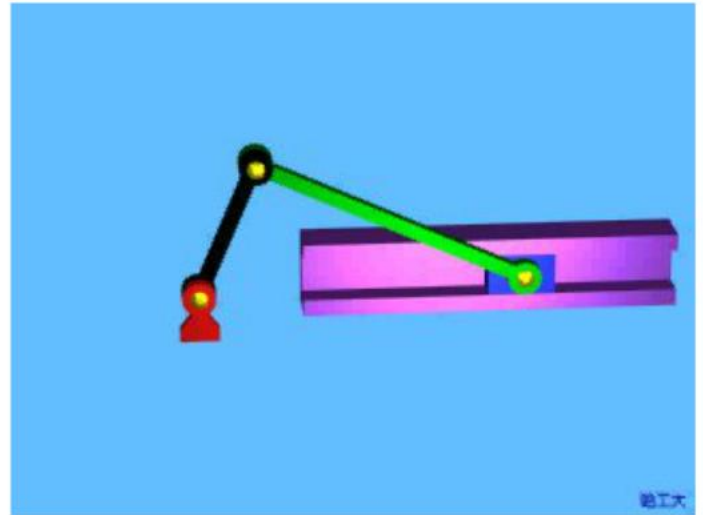
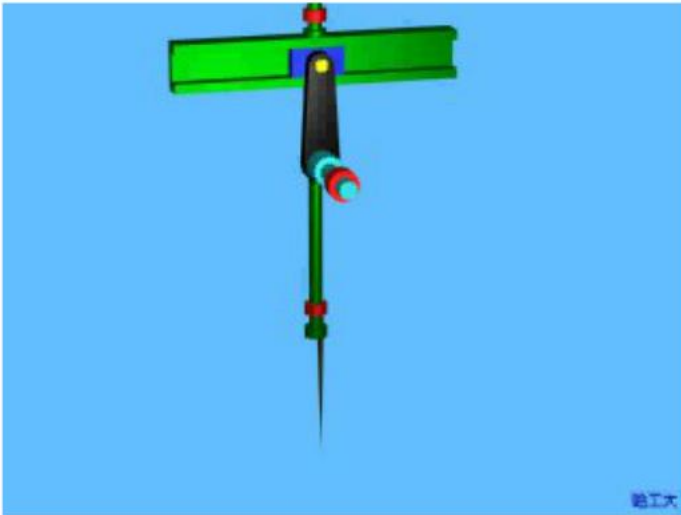
(1) 平行四边形机构、双转块机构及转动导杆机构均能实现主从动件运动参数不变的运动传递。

在双转块机构中，十字滑块的转动速度是输入转速的一倍，其质心产生的惯性力大，且不能被完全平衡，对机构运动的平稳性影响较大，不适用于高速。

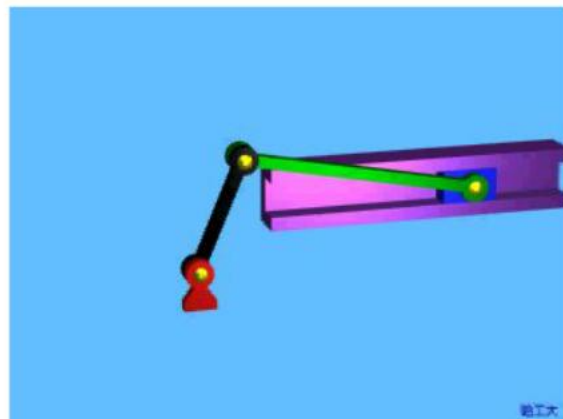
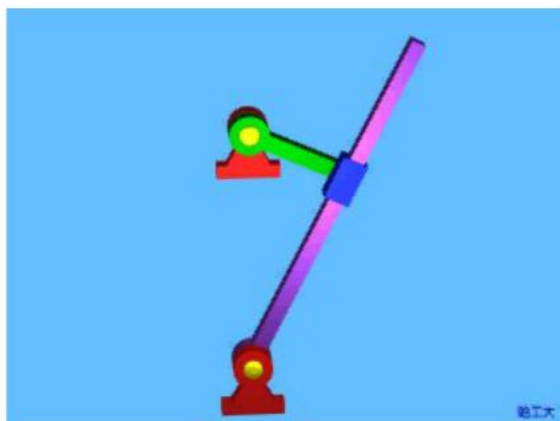
平行四边形机构连杆质心的惯性力容易实现完全平衡，适合于转速较高的场合使用。



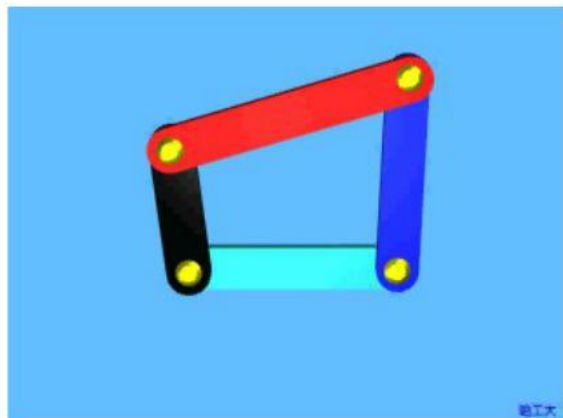
(2) 正弦机构可以看成曲柄滑块机构将滑块上的转动副变异成移动副得到的。在曲柄长度和曲柄角速度相同的条件下，曲柄滑块机构的速度最大值和加速度最大值均比正弦机构大。



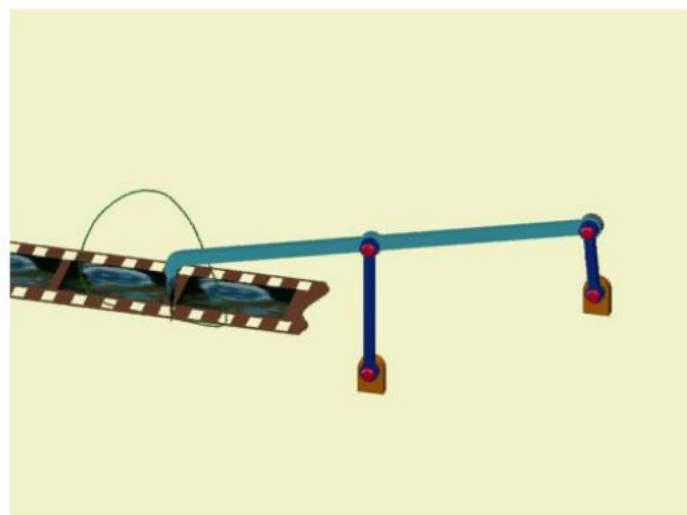
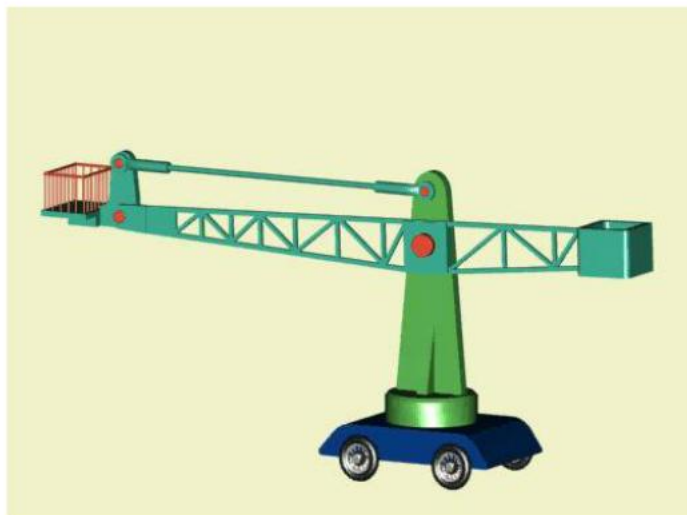
(3) 偏置式曲柄滑块机构、曲柄摇杆机构和摆动导杆机构均能实现从动构件的急回运动，但从保证机构具有良好的运动性能方面考虑，偏置式曲柄滑块机构和曲柄摇杆机构的行程速度变化系数 K 不能太大，通常不超过**1.3**。摆动导杆机构的 K 值可以达到**2**左右。



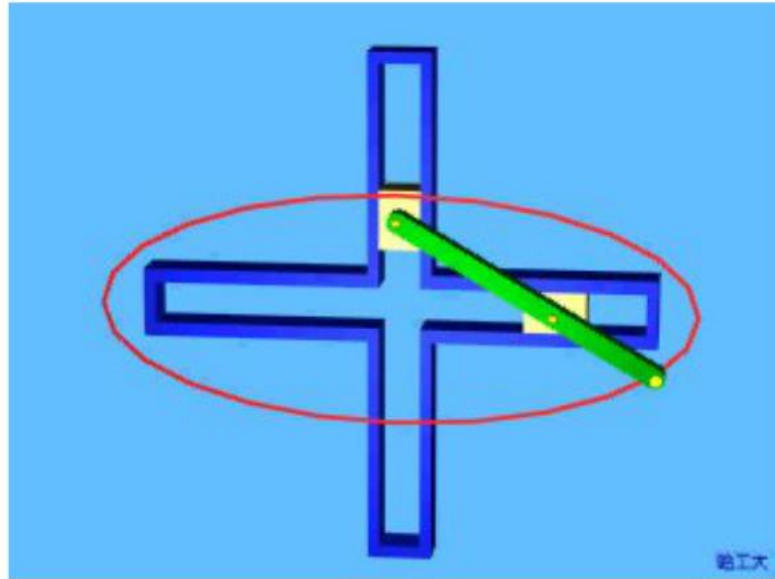
导杆机构是能使往复运动从动构件实现较大 K 值的急回运动，且运动性能和动力性能都比较好的四杆机构。



(4) 平行四边形机构的连杆可作刚体平移导引，其它平面四杆机构的连杆能够实现复杂平面轨迹运动和刚体的导引，但曲柄摇杆机构的连杆曲线变化最丰富、最复杂，并且有比较系统、详细的手册可以查阅，故最富有应用价值。



(5) 双滑块机构还可以实现两个不同方向移动的运动变换。



第三节 平面四杆机构的传力特性与 受力分析

机构的方案设计应满足以下一些要求：

- 实现预期运动
- 满足设计提出的各种受力要求
- 使用体积最小、重量最轻、最经济的材料
- 具有较高的传动效率和较高的使用寿命
- 合理选择原动件及确定机器的功率.....

由于机构中的摩擦力(矩)、运动构件上的惯性力(矩)以及作用在机构上的生产阻力与驱动力的复杂性和多样性，使机构的运动不仅仅取决于机构的几何尺寸和结构形式，而且也与作用在机构上的各种力的性质有关。设计者对作用在机构上力的影响估计不足，力分析失误等，都可能影响机构的设计质量。因此了解机构的传力特性，对机构作正确的受力分析，是机构设计者必须掌握的重要内容。

一、平面连杆机构的传力特性

机构在传递运动的同时也要传力和对外做功。机构传力和对外做功能力的好坏，是评价和选择机构的重要内容，是机构设计必须研究的重要问题。机构的传力特性通常是通过分析机构的压力角(Pressure angle)、传动角(Transmission angle)及与之相关的力学结构特征分析进行描述。

(一) 平面连杆机构的压力角与传动角

平面四杆机构的压力角和传动角

设作用在机构从动件上的驱动力为 F ，力作用点的速度为 v ，则机构的瞬时输出功率为

$$F \cdot v = Fv \cos \alpha = F_t v$$

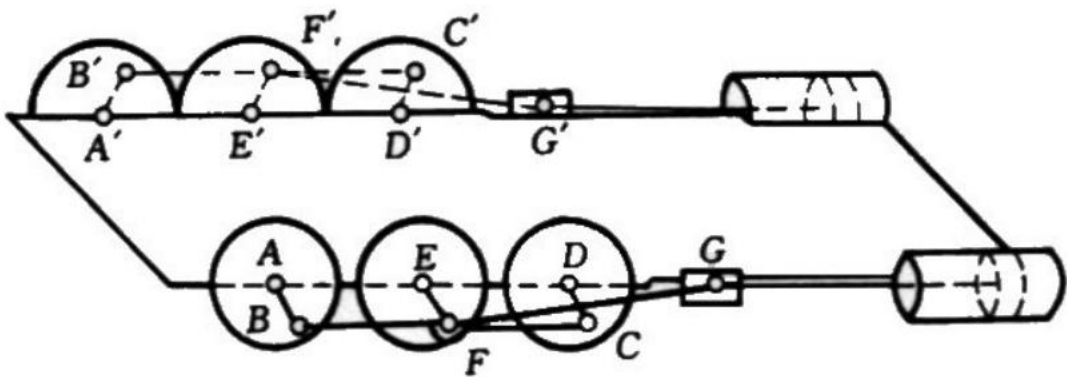
显然，机构的压力角 α 愈小(即传动角 γ 愈大)，机构对外做功能力愈强，机构的传动效率愈高，对机构的运动愈有利。因此，在设计时应尽可能保证机构在运动的全过程中传动角之值较大，尤其当机构从动件运动至需对外输出力或力矩时，更应充分保证传动角的值较大。

(二) 机构中力的增益与死点

在曲柄滑块机构和曲柄摇杆机构中，当曲柄与连杆运动至接近共线位置时，机构的传动角 γ 接近 90° ，曲柄上较小的力能在从动件（滑块或摇杆）上产生很大的输出力或输出力矩，这一特征常称为**力的增益 (Force advantage)**。力的增益被用于冲压机床、压力机械中。

若以滑块或摇杆为主动件，当机构从动连架杆与连杆接近共线时，由于机构的传动角 γ 很小，作用于滑块或摇杆上的驱动力很难使从动连架杆转动。当机构的传动角 $\gamma = 0^\circ$ 时，整个机构被顶死而无法运动，机构的这一位置称为机构的**死点 (Dead point)**。以往复运动构件为主动件的机构，通常存在死点。

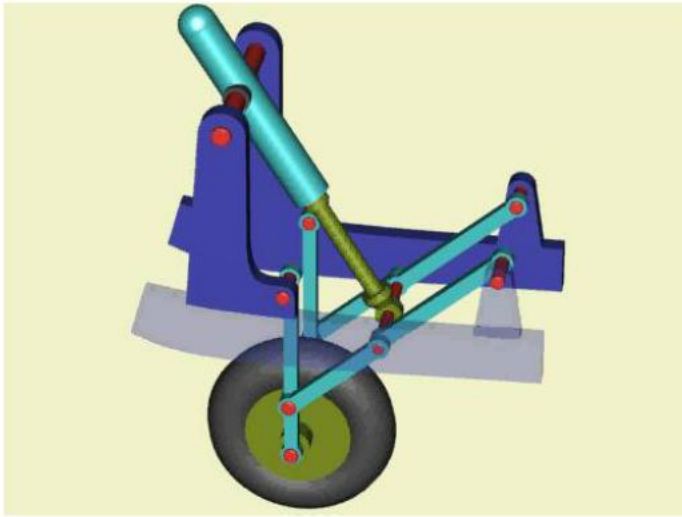
平面四杆机构的死点



死点的应用

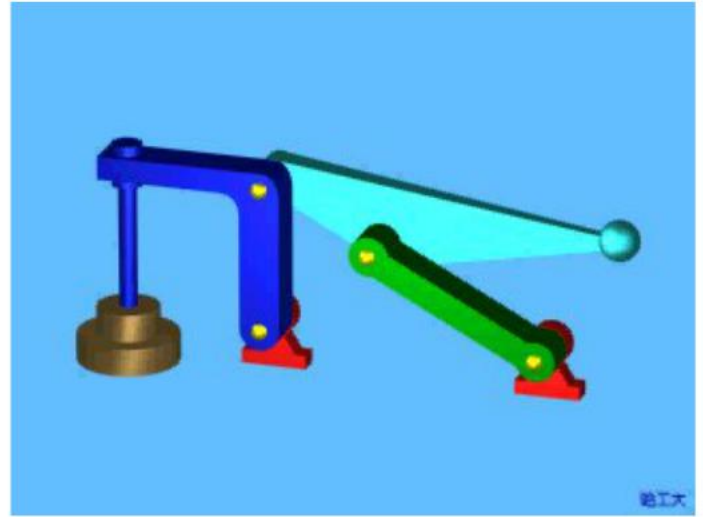
飞机起落架机构

双摇杆机构



夹紧机构

双摇杆机构



二、机械中的摩擦及传动效率

(一) 作用在机构上的力

按力对运动的影响分，作用在机构上的力可分为**驱动力 (Driving force)**和**阻力 (Resistance)**两大类。

作用在平面运动构件上的力中，凡是力作用线与构件运动速度方向夹角为锐角的力称为驱动力，与构件角速度方向一致的力矩称为**驱动力矩 (Driving moment)**。原动机发出的力是驱动力，**重力 (Gravitation)**、**惯性力 (Inertia force)**、**摩擦力 (Friction force)**都可以成为驱动力。

作用在平面运动构件上的力中，凡是力作用线与构件运动速度方向夹角为钝角的力称为阻力，与构件角速度方向相反的力矩称为**阻力矩 (Resistance moment)**。

阻力分为**工作阻力 (Effective resistance)**和**有害阻力 (Detrimental resistance)**。机器作有益功所克服的阻力称为工作阻力，阻碍机器作有益功的阻力称为有害阻力。运动副中的摩擦力是机械运动的一种主要有害阻力。

作用在运动副元素上的力称为**约束反力 (Constrained force)**。对机构而言，约束反力是**内力 (Internal force)**；对构件而言，约束反力是**外力 (External force)**。

仅由惯性力（矩）引起的约束反力称为**附加动压力 (Additional kinetic pressure)**。

在运动副元素接触点，约束反力可分为**法向力 (Normal component force)**和**切向力 (Tangential component force)**。法向力是不作功的力；切向力即运动副中的摩擦力。计入摩擦力的约束反力称为运动副中的**总反力 (Total reaction force)**。摩擦除了使运动副磨损造成运动精度降低，缩短机械的使用寿命之外，还是影响机械传动效率的主要因素。因此运动副中的摩擦和机构效率的计算方法，是我们讨论的重要内容。

(二) 低副中的摩擦

(1) 移动副中的摩擦力和总反力

移动副中摩擦力的确定

(2) 转动副中的摩擦力与总反力

轴颈的摩擦

轴端的摩擦

(3) 平面高副的摩擦力

平面高副摩擦力的确定

(三) 机构的传动效率

由于运动副中摩擦的存在，机构在运动中总有一部分能量用来克服摩擦而损失掉，使输入功的有效利用程度降低。工程中把克服工作阻力所作的有益功与输入功的比值称为**机械效率 (Mechanical efficiency)**。

对于稳定运转的机械，原动件的速度和加速度从某一数值开始变化，经过最短时间又回到原来数值的时间，称为机械的**运动周期 (Motion period)**。机械一个运动周期的运动过程称为机械的一个**运动循环 (Motion circle)**。质量不变的机械系统在稳定运转的一个运动循环开始与结束使，由于速度没有改变，机械的动能没有改变，因此机械的输入功 A_d 应等于克服工作质量的有益功 A_r 与克服有害阻力作的有害功 A_f 之和，即

$$A_d = A_r + A_f$$

以 η 表示机械的效率，根据机械效率的定义

$$\eta = \frac{A_r}{A_d} = 1 - \frac{A_f}{A_d}$$

用平均功率表示的机械效率公式

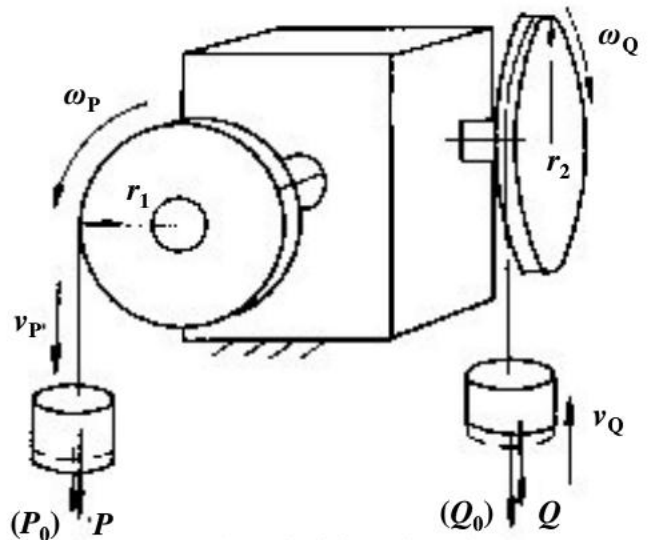
$$\eta = \frac{N_r}{N_d}$$

设有一匀速运动的机械，驱动重力 P ， P 力作用的重物速度 v_P ，阻力为 Q ， Q 力作用的重物速度 v_Q ，该瞬时机械的效率为

$$\eta = \frac{N_r}{N_d} = \frac{Qv_Q}{Pv_P} < 1$$

若为理想机械，不存在摩擦， $\eta = 100\% = 1$ 。当驱动力 P 和速度 v_P 、 v_Q 不变时，必然会提起比 Q 更重的重物 Q_0 ，即

$$\eta = \frac{Q_0 v_Q}{P v_P} = 1 \quad \text{或} \quad \frac{v_Q}{v_P} = \frac{P}{Q_0} \quad (Q_0 > Q)$$



匀速机械效率分析

或者说，阻力为 Q 的重物以匀速 v_Q 上升时，只需要用比 P 小的力 P_0 ，就能使受重力 P 的重物以匀速 v_P 下降，即

$$\eta = \frac{Qv_Q}{P_0v_P} = 1 \quad \text{或} \quad \frac{v_Q}{v_P} = \frac{P_0}{Q} \quad (P_0 < P)$$

由此可知
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{Q_0} < 1$$

效率计算的其它形式：

$$\eta = \frac{Qv_Q}{Pv_P} = \frac{Qr_2\omega_Q}{Pr_1\omega_P} = \frac{M_r\omega_Q}{M_d\omega_P} < 1 \quad \text{以及} \quad \eta = \frac{M_d^0}{M_d} = \frac{M_r}{M_r^0}$$

机械正常工作时， $0 < \eta < 1$ 。但如果 $A_d = A_f$ ，则 A_r 必为零，机械不能输出功。这时的机械如果原来在运动，则只能空转；如果机械原来是静止的，机械将保持静止。如果 $A_d < A_f$ ， $\eta < 0$ ，则不论机械原来的运动情况如何，最终必将减速直至停止；如果机械原来就是静止的，那么肯定不能运动。机械出现这种状态称为机械**自锁 (Self-locking)**。机械发生自锁的条件可以表述为： $\eta \leq 0$ 。

根据机械自锁条件也可以对机构的几何参数进行设计。

机械自锁现象和条件

摩擦给机械的工作带来了许多不利的影响。由于摩擦的不可避免，在设计时应采取有效措施降低摩擦的不利影响，例如尽量减少移动副数量、减轻构件自重和惯性力、用滚动副代替移动副、合理选择运动副元素材料、选择适当的润滑剂等。

另一方面，摩擦也有有利的一面。例如，用摩擦实现运动和动力的传递、增大摩擦提高联接的可靠性、利用摩擦使机构自锁的原理设计夹具等。

在自锁机构中，通常利用机构反行程时的效率小于零来实现自锁。

正行程 (Drive, Running)：当驱动力作用在原动件上，而运动从原动件到从动件传递时的行程。

反行程 (Reverse drive, Reverse running)：当正行程的生产阻力作为驱动力作用在原来的从动件上，而运动向相反方向（即从正行程的从动件到原动件）传递时的行程。

斜面压榨机的自锁分析

三、平面连杆机构的静力学分析

机构力分析的主要任务有

- 确定运动副中的反力 运动副反力是计算机构的强度、运动副中的摩擦、磨损和机械效率，以及研究机械动力性能的基础。
- 确定机械上平衡力或平衡力偶 平衡力、平衡力偶的确定是确定机械所需原动机最小功率或确定机械所能克服的最大生产的阻力的依据。

在分析机构由其结构所确定的传力特性和原动力的有效利用程度以及力的增益时，一般可以采取不考虑动力的**静力学分析 (Statical analysis)**方法。对于运动速度较低的机械，在分析其受力状况、计算各构件及运动副元素中的力时，也可以用静力平衡的分析方法。静力学分析是动力学分析的基础。平面连杆机构受力分析方法主要有图解法和解析法。

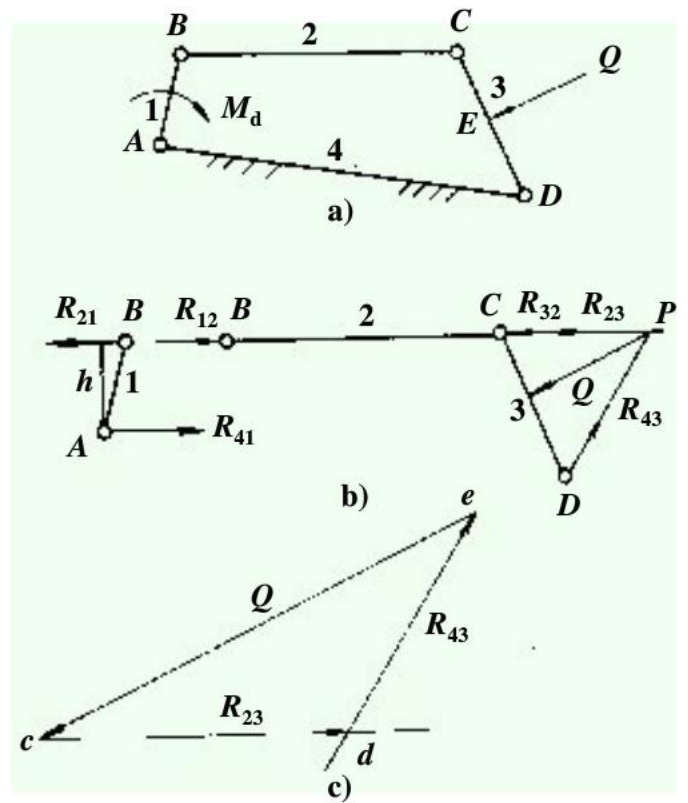
(一) 连杆机构忽略摩擦时的静力分析

图解法是通过作基本杆组受力的力封闭多边形来求未知力的大小和方向的。作用在基本杆组上力的方向与杆组各构件的位置密切相关。为了使分析结果准确，必须先准确画出机构运动简图及各基本杆组图，其次应选择合适的力比例尺 μ_F (**N/mm**)。

例4 如图所示为用长度比例尺 μ_l 画出的四杆机构 $ABCD$ ，原动件 AB 上作用的驱动力矩 M_d 使原动件匀速运动，从动杆 CD 上在 E 点作用有阻力 Q 。不考虑运动副中的摩擦、重力和惯性力，要求用图解法求各运动副中的约束反力及原动件上的驱动力矩 M_d 的大小。

解

- (1) 画出原动件和 II 级基本杆组；
- (2) 应用三力平衡定理求 R_{23} 、 R_{43} ；
- (3) 利用 $R_{23} = R_{12} = -R_{21}$ ，求出 R_{21} ；
- (4) 利用力偶平衡条件确定 M_d 。



铰链四杆机构的静力分析

(二) 考虑摩擦的静力分析

对于受力比较简单的平面连杆机构，掌握了转动副、移动副中总反力的作图方法，就可以对其进行考虑摩擦时的静力分析。在机构的同一位置，分别作出计入摩擦和忽略摩擦时的计算结果，代入效率计算公式，就可以求出机构在该运动位置的传动效率。

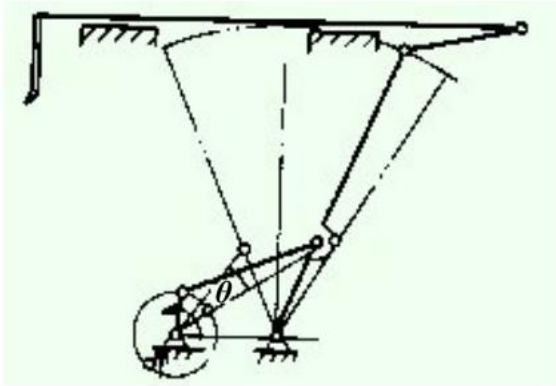
考虑摩擦时平面铰链四杆机构的力分析

考虑摩擦时曲柄滑块机构的力分析

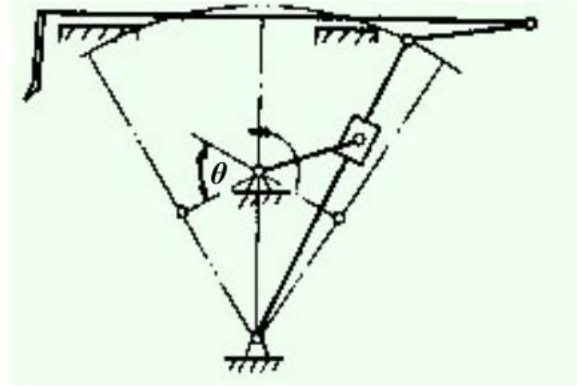
四、根据受力分析合理地选择和设计平面连杆机构

在选择和设计机构时，必须注意分析和校核其力的传递和变换特性，如传动角、摩擦与效率、承载能力与寿命、动力学性能等。

例5 牛头刨床切削运动机构的选择



方案a



方案b

分析

(1) 方案b中，前置机构 $\gamma=90^\circ$ ，方案a中， γ 随机构运动变化，方案b的传动性能更好。

(2) 方案b占用运动空间较方案a小，有利于机构平稳运动，改善构件受力，减轻机构振动与冲击，提高寿命，降低生产成本。

结论

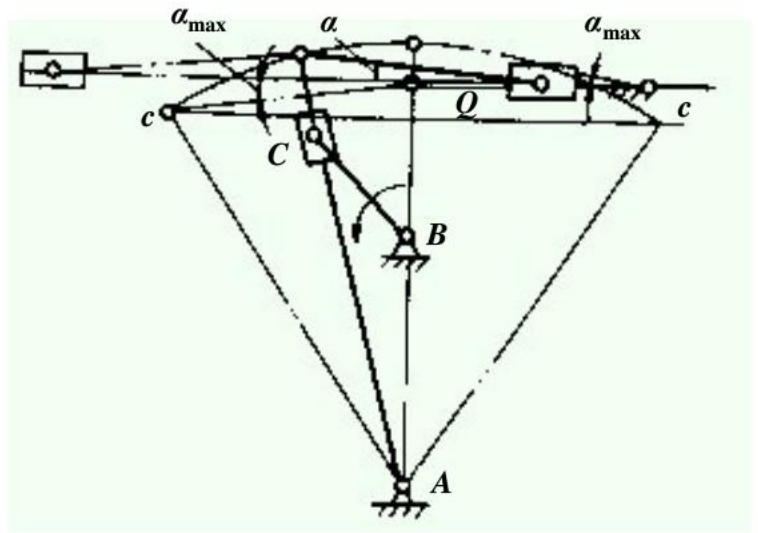
选择方案b作为牛头刨床切削机构运动方案。

在设计时还应注意：

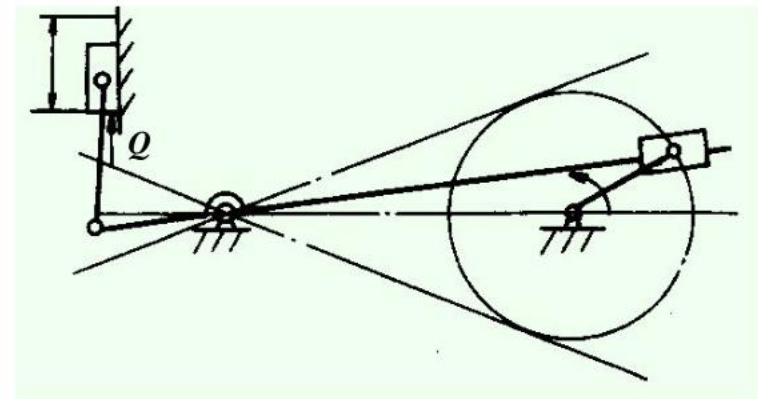
(1) 使滑块在运动过程中压力角的最大值最小。

(2) 使连杆工作时受拉。

同一种方案，当用于不同机构时，要根据具体情况修改设计。



牛头刨床按传力特性的设计



小型插床切削机构

进行机构设计时，通常总是将设计任务中的运动要求(即实现运动规律、传动函数、轨迹和刚体导引要求)放在第一位。同时还要求机构运转平稳、传动角大、传力性能好、运动副受力小、机构寿命长、构件受力好、机构重量轻、电动机输入力矩波动小、机构运动能耗少、占用空间小和制造成本低等等。

要完全实现上述各项目标，需要对机构进行复杂的优化设计。

设计者面临的抉择是：

- 对机构进行全面优化设计还是部分优化设计
- 主要考虑一个设计要求还是几个设计要求

抉择的主要依据应该是机构的应用目的以及确定的技术要求。

设计实例 曲柄摇杆机构

应用场合	要 求
薄钢带剪切机构	刀刃运动轨迹水平分速度满足要求，传力性能好、运行平稳
汽车雨刮器	使用寿命长
颚式破碎机	抗冲击、抗振动能力高，减小电机输出力矩的巨大波动，使机构平稳运行



从改善机构受力方面考虑，在选择和设计机构时应注意的一些问题：

- (1) 所选择的机构结构应尽可能简单
- (2) 在满足运动要求的前提下尽可能缩小机构的体积、尺寸及构件运动空间
- (3) 注意运动副类型对机构动力性能的影响
- (4) 注意机构惯性力、惯性力矩的平衡，减小机构振动和冲击，减小原动机输入转矩的波动

以上提到的有关机构设计的一些动力学问题将在机构动力学一章中进行讨论。

第四节 平面四杆机构综合的内容与方法

平面四杆机构综合的基本问题，是根据设计要求选定机构类型，并确定所选平面四杆机构的运动简图尺寸参数。

平面四杆机构的综合内容包括：

- 满足位置要求或运动规律要求
- 实现给定的轨迹曲线要求
- 满足综合运动要求

本章讨论的平面四杆机构综合问题包括：

- (1) 刚体导引 (**Rigid body guidance**) 机构的综合
- (2) 函数生成 (**Function generation**) 机构的综合
- (3) 急回 (**Quick return**) 机构的综合
- (4) 轨迹生成 (**Path generation**) 机构的综合

(1) 平面四杆机构综合的方法主要有：

- 图解法 直观易懂，能满足精度要求不高的设计，能为需要优化求解的解析法提供计算初值。
- 解析法 需要借助计算机求解，所获得的设计结果较为精确，能结合机构的综合过程，解决一些其它设计方法无法解决的问题，例如机构的优化设计、机构的精度分析等。
- 实验法 在解决某些比较复杂的设计，例如近似实现轨迹曲线、引导刚体按四个位姿顺序运动等的设计中十分有效。

一、刚体导引机构的综合

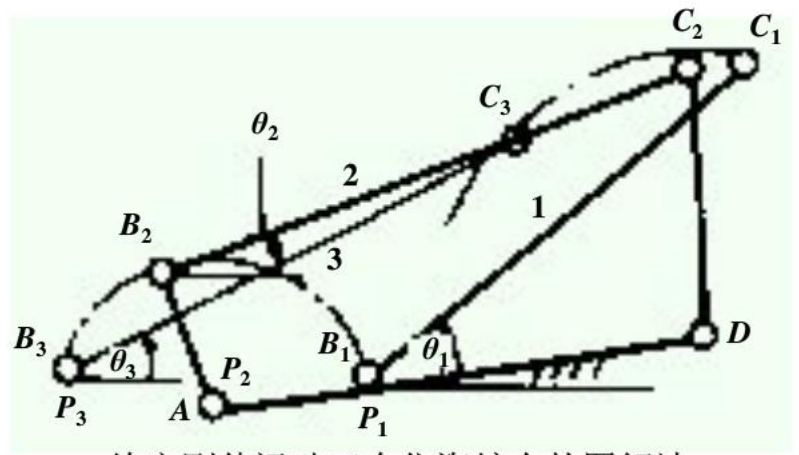
综合要求：设计一平面四杆机构，使其连杆在作平面运动时，能够引导刚体按给定的若干位姿顺序运动。

综合方法：图解法或解析法。当刚体位姿要求在三个以上(不超过五个)，设计精度要求较高时，宜采用解析法。

(一) 刚体导引机构综合的图解法

刚体运动时的位姿，可以用标点的位置 P_i 以及标线的标角 θ_i 给出。

对于铰链四杆机构，其铰链点 A 、 D 为固定铰链点。铰链点 B 、 C 为活动铰链点。



给定刚体运动三个位姿综合的图解法

由于机构运动时 A 、 D 点固定不动，而 B 、 C 点在圆周上运动，所以 A 、 D 点又称为**中心点 (Center point)**， B 、 C 点又称为**圆周点 (Circumference point)**。刚体导引机构的综合，可以归结为求平面运动刚体上的圆周点和与其对应的中心点的问题。

刚体导引机构综合的图解法

(二) 刚体导引机构综合的解析法

用解析法综合平面四杆机构，首先要建立机构综合方程。其方法主要有两种：

(1) 以各杆长度和结构角为待求运动参数，以各杆形成满足给定要求的封闭向量多边形为约束条件，建立综合方程。

(2) 以各运动副位置坐标为待求运动参数，以杆长不变为约束条件建立综合方程。

第二种方法的基本思路

(1) 建立以标点 P_i 的坐标和标角 θ_i 所确定的平面运动刚体上任意铰链点 B 从 B_1 到 B_i 的一系列坐标 (x_{B_i}, y_{B_i}) 。

(2) 将 (x_{B_i}, y_{B_i}) 表示为 (x_{B_1}, y_{B_1}) 的函数。以杆长不变为约束条件，将 B_1, B_2, \dots, B_i 约束在以 A 为圆心的圆上，得到约束方程。

(3) 展开约束方程，得到包含给定运动要求 (P_i, θ_i) 和待求机构简图参数 (x_{B_1}, y_{B_1}) —圆周点和 (x_A, y_A) —圆心点的机构综合方程。

若综合含有移动副的平面连杆机构时，其 B_1, B_2, \dots, B_i 点的约束方程变为直线方程。

建立机构综合方程的基础是刚体位移矩阵 (**Rigid body displacement matrix**)。刚体位移矩阵描述了有限运动位置点的坐标 (x_{B_i}, y_{B_i}) 与起始运动位置点 (x_{B_1}, y_{B_1}) 之间的相对位移关系，并且把这些点与点之间的位移关系用给定标点的坐标 (x_{P_i}, y_{P_i}) 和标线的角位移 $(\theta_i - \theta_1)$ 为元素的矩阵来表示。

1. 刚体位移矩阵方程

一个作平面运动的刚体从位置**1**运动至位置***i***，可以看成是由平移和绕定点转动的合成。

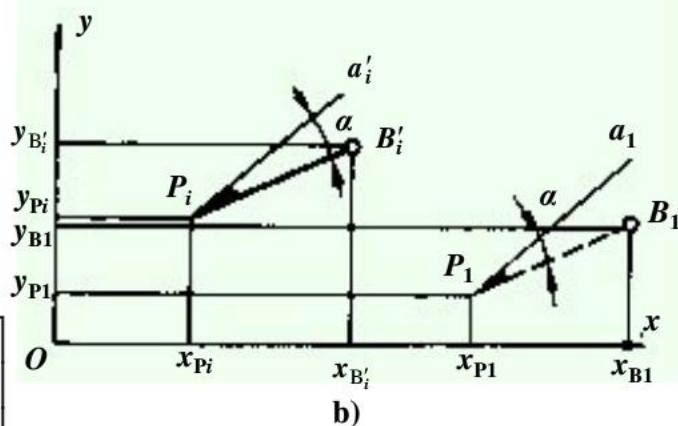
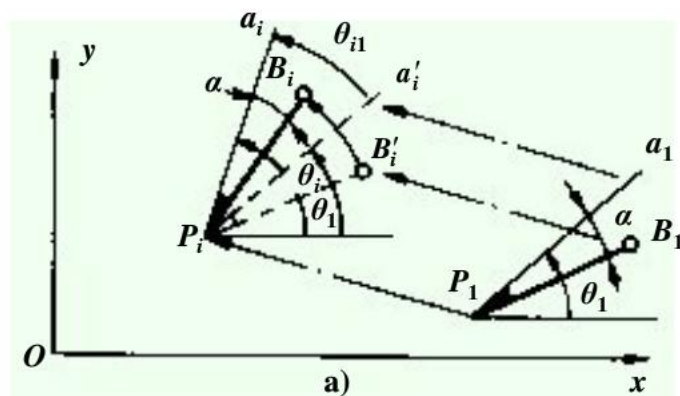
(1) 刚体 **平移矩阵 (Translation matrix)** 方程

刚体从位置**1**运动至位置***i***，
有

$$\left. \begin{aligned} x_{B'_i} &= x_{B1} + (x_{P_i} - x_{P1}) \\ y_{B'_i} &= y_{B1} + (y_{P_i} - y_{P1}) \end{aligned} \right\}$$

刚体平移矩阵方程为

$$\begin{bmatrix} x_{B'_i} \\ y_{B'_i} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{1} & \mathbf{0} & x_{P_i} - x_{P1} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & y_{P_i} - y_{P1} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{B1} \\ y_{B1} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix}$$



刚体的平面运动

(2) 刚体定点转动的转动矩阵 (Rotation matrix) 方程

刚体绕定点 P_i 转过 $\theta_{i1} = \theta_i$ 角, 有

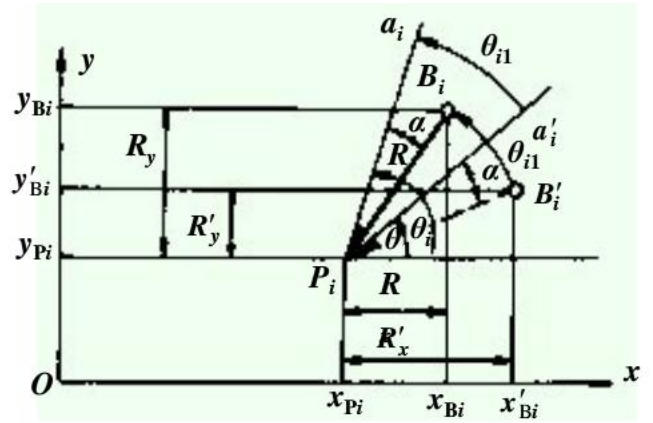
$$\left. \begin{aligned} x_{Bi} &= x_{Pi} + R_x \\ y_{Bi} &= y_{Pi} + R_y \end{aligned} \right\}$$

代入 R_x 、 R_y 之值, 整理后有

$$\left. \begin{aligned} x_{Bi} &= x_{B'_i} \cos \theta_{i1} - y_{B'_i} \sin \theta_{i1} + (1 - \cos \theta_{i1}) x_{Pi} + \sin \theta_{i1} y_{Pi} \\ y_{Bi} &= y_{B'_i} \sin \theta_{i1} + x_{B'_i} \cos \theta_{i1} + (1 - \cos \theta_{i1}) y_{Pi} - \sin \theta_{i1} x_{Pi} \end{aligned} \right\}$$

刚体上 B 点绕定点 P 转动 θ_{i1} 角的位移矩阵方程为

$$\begin{bmatrix} x_{Bi} \\ y_{Bi} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{i1} & -\sin \theta_{i1} & (1 - \cos \theta_{i1}) x_{Pi} + \sin \theta_{i1} y_{Pi} \\ \sin \theta_{i1} & \cos \theta_{i1} & (1 - \cos \theta_{i1}) y_{Pi} - \sin \theta_{i1} x_{Pi} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{B'_i} \\ y_{B'_i} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix}$$



刚体绕定点转动

(3) 刚体作平面运动位移矩阵方程

将刚体平移矩阵方程代入刚体转动矩阵方程，就可以得到刚体作平面运动时的位移矩阵方程。方程描述了作平面运动刚体从位置**1**运动到位置*i*时 (x_{B_i}, y_{B_i}) 与 (x_{B_1}, y_{B_1}) 的相对位移关系式。

$$\begin{bmatrix} x_{B_i} \\ y_{B_i} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{i1} & -\sin \theta_{i1} & x_{P_i} - x_{P_1} \cos \theta_{i1} + y_{P_1} \sin \theta_{i1} \\ \sin \theta_{i1} & \cos \theta_{i1} & y_{P_i} - x_{P_1} \sin \theta_{i1} - y_{P_1} \cos \theta_{i1} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix}$$

令

$$[P]_{i1} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{i1} & -\sin \theta_{i1} & x_{P_i} - x_{P_1} \cos \theta_{i1} + y_{P_1} \sin \theta_{i1} \\ \sin \theta_{i1} & \cos \theta_{i1} & y_{P_i} - x_{P_1} \sin \theta_{i1} - y_{P_1} \cos \theta_{i1} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix}$$

$[P]_{i1}$ 称为作平面运动刚体从位置**1**运动到位置*i*的位移矩阵，计算 θ_1 、 θ_i 时应考虑其正负号，规定以逆时针方向为“+”。已知标点和标线在位置**1**和位置*i*的坐标和标角，矩阵中各元素的值可全部求出。

B点从位置**1**随刚体作平面运动至位置**i**时的位移矩阵方程式可以简单表示为

$$\begin{bmatrix} x_{Bi} \\ y_{Bi} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} = [P]_{i1} \begin{bmatrix} x_{B1} \\ y_{B1} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix}$$

展开后得

$$\left. \begin{aligned} x_{Bi} &= f_1(x_{B1}, y_{B1}) \\ y_{Bi} &= f_2(x_{B1}, y_{B1}) \end{aligned} \right\}$$

如果在同一刚体上任选另一点**C**，同样有

$$\begin{bmatrix} x_{Ci} \\ y_{Ci} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} = [P]_{i1} \begin{bmatrix} x_{C1} \\ y_{C1} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix}$$

展开后得

$$\left. \begin{aligned} x_{Ci} &= f_1(x_{C1}, y_{C1}) \\ y_{Ci} &= f_2(x_{C1}, y_{C1}) \end{aligned} \right\}$$

2. 刚体导引机构综合方程及求解方法

给定了作平面运动的刚体从位置**1**运动到位置*i*时刚体上标点的坐标和标线的标角，刚体位移矩阵中各元素的值可以全部求出，于是刚体上铰链**B**、**C**在*i*位置的坐标，可用其在**1**位置时的坐标表示为

$$\left. \begin{aligned} x_{Bi} &= f_{i1}(x_{B1}, y_{B1}) \\ y_{Bi} &= f_{i2}(x_{B1}, y_{B1}) \end{aligned} \right\} \quad (i = 2, 3, \dots, n)$$

和

$$\left. \begin{aligned} x_{Ci} &= f_{i1}(x_{C1}, y_{C1}) \\ y_{Ci} &= f_{i2}(x_{C1}, y_{C1}) \end{aligned} \right\} \quad (i = 2, 3, \dots, n)$$

如果刚体为四杆机构 $ABCD$ 的连杆 BC , 则 B_1, B_2, \dots, B_i 点和 C_1, C_2, \dots, C_i 点为圆周点, 其轨迹应分别为绕固定铰 A, D 的圆。设 A 点的坐标为 (x_A, y_A) 、 D 点的坐标为 (x_D, y_D) , A, B 点和 C, D 点的位置约束方程为

$$\left. \begin{aligned} (x_{B_i} - x_A)^2 + (y_{B_i} - y_A)^2 &= (x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2 \\ (x_{C_i} - x_D)^2 + (y_{C_i} - y_D)^2 &= (x_{C_1} - x_D)^2 + (y_{C_1} - y_D)^2 \end{aligned} \right\} (i = 2, 3, \dots, n)$$

得到刚体导引机构 $ABCD$ 的机构综合方程

$$\left. \begin{aligned} F_i(x_A, y_A, x_{B_1}, y_{B_1}) &= 0 \\ F_i(x_D, y_D, x_{C_1}, y_{C_1}) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

(x_A, y_A) 、 (x_{B_1}, y_{B_1}) 和 (x_D, y_D) 、 (x_{C_1}, y_{C_1}) 是同一机构综合方程的两组数值不相同的解。

机构综合方程是一个非线性方程组, 满足方程组的解可以很多。因此在求解时, 可根据机构的具体设计要求, 选出所需要的解即可。如果用机构综合方程求解四杆机构 $ABCD$ 中 A, B_1 (或 C, D_1) 的四个坐标分量, 必须给出五个标点的坐标和五条标线的标角。

求解机构综合方程组的数值优化方法很多，例如阻力最小二乘法、遗传算法等。

设需要综合的平面四杆机构 $ABCD$ 的 A 、 B_1 铰链坐标为 (x_A, y_A) 、 (x_{B_1}, y_{B_1}) ，数值解的基本过程为：

(1) 给定刚体的五个运动位姿参数，得机构综合的四个方程，任意选取 (x_A, y_A) 、 (x_{B_1}, y_{B_1}) 一组计算初值，代入机构综合方程组中，通常这些机构综合方程 $F_i \neq 0$ ($i=1, 2, 3, 4$)。

(2) 以四个机构综合方程计算结果的平方和极小为目标，给出计算控制量 ε ，如果平方和小于 ε ，终止计算，并认为这时所得的 (x_A, y_A) 、 (x_{B_1}, y_{B_1}) 之值即是机构综合方程的解，否则继续采用阻尼最小二乘法进行寻优迭代，直到满足控制量所规定的条件为止。

用解析法按预定的连杆位置设计四杆机构

二、函数生成机构的综合

即两连架杆实现预期运动规律的平面四杆机构的综合，也称为传动机构综合。

综合要求：通常为在主动连架杆的转角 α 和从动连架杆的转角 φ 中，选定有限个角位置 α_i 与 φ_i 的对应值，以满足传动函数 $\varphi=\varphi(\alpha)$ 。

综合特点：两连架杆的传动函数与杆长的绝对值无关，仅与其相对值有关。在综合时，通常预先确定机架的长度，即确定两个固定铰链的位置。机构的待求参数为两连架杆的长度，即两连架杆上连接连杆铰链的四个坐标分量。

综合时，根据机构在运动中各构件的相对位置唯一确定的原理，以机构某一连架杆位置为基础，将其转化为机架，则将函数生成机构的综合问题，转化为刚体导引机构的综合问题。这一转化过程称为机构转化的**反转原理 (Kinematic inversion principle)**。

(一) 反转原理在函数发生机构综合中的应用

图解法按连架杆预定的对应位置设计四杆机构

(二) 函数生成机构综合的解析法

用解析法按预定的连架杆对应位置设计四杆机构

用解析法按期望函数设计四杆机构

三、急回机构的综合

有急回要求四杆机构的综合可以看成是函数生成机构综合的一种特例，其综合方法采用图解法或解析法均比较方便和有效。

综合过程：首先根据行程速度变化系数 K 算出机构的极位夹角 θ ，然后根据不同的机构类型，结合其它一些辅助条件进行机构综合。

(一) 急回平面四杆机构综合的图解法

用图解法按给定的行程速度变化系数设计四杆机构

四、轨迹生成机构的综合

综合要求：给出轨迹曲线上的若干点的位置坐标 (x_{P_i}, y_{P_i}) ， $i=1,2,\dots,n$ ，综合一平面四杆机构 **ABCD**，使其连杆上一点 **P** 在机构运动时能顺序依次通过这些轨迹点。

综合方法：可以采用刚体位移矩阵方程来建立机构的综合方程

$$F_i(x_A, y_A, x_{B1}, y_{B1}, x_{C1}, y_{C1}, x_D, y_D) = 0$$

采用恰当的数学方法，对方程进行求解，即可得到满足设计要求的设计结果。

用解析法按预定的运动轨迹设计四杆机构

五、平面四杆机构优化设计

优化设计的主要特点是通过寻优过程可以得到实现多目标、满足多约束条件和机构多方面性能要求的最佳方案。这种设计方法是现代设计方法新的发展方向，得到越来越广泛的应用。

优化设计过程主要有两方面的内容，即

- 建立优化数学模型
- 根据数学模型，选用合适的优化方法，在计算机上求最优解。

优化设计的具体内容可参阅有关文献。

基本要求

- 掌握平面连杆机构的基本类型及其演化方法。
- 掌握平面连杆机构的运动特性，包括具有整转副和存在曲柄的条件、急回运动特性、机构的行程、极限位置、运动的连续性等。
- 掌握平面连杆机构运动分析的方法，学会将复杂的平面连杆机构的运动分析问题转换为可用计算机解决的问题。
- 掌握连杆机构的传力特性，包括压力角和传动角、死点位置、机械增益等；能够熟练地对移动副中的摩擦问题进行分析计算；掌握转动副中摩擦问题分析和计算方法；掌握机械效率的概念、效率的各种表达形式及机械效率的计算方法；正确理解自锁的概念，掌握确定自锁条件的方法。
- 掌握平面连杆机构的静力学分析方法，学会合理选择与设计平面连杆机构。
- 了解平面连杆机构设计的基本问题，掌握根据具体设计条件及实际需要，选择合适的机构型式；掌握按**2~3**个刚体位置设计刚体导引机构、按**2~3**个连架杆对应位置设计函数生成机构及按**K**值设计平面四杆机构；对机构分析与设计的现代解析法有清楚的了解。

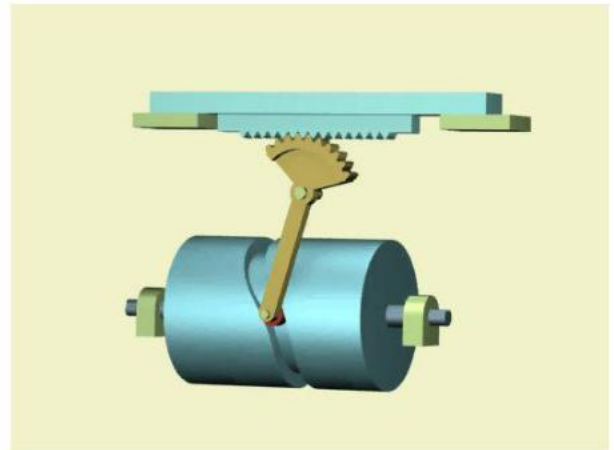
第三章 凸轮机构及其设计

第一节 概述

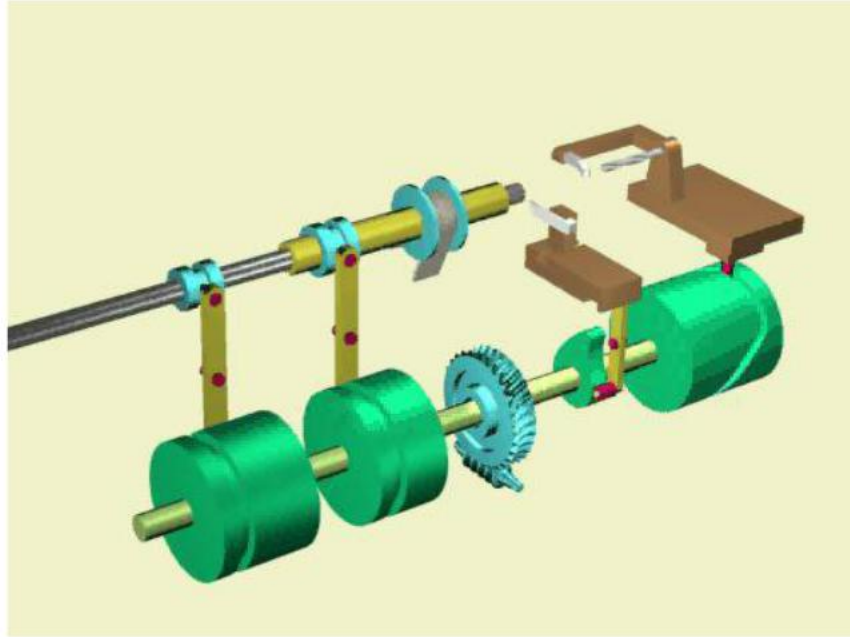
内燃机配气凸轮机构



自动机床进刀凸轮机构



自动车床凸轮机构



此自动车床在加工有台阶的销套时，其送料、夹紧、车外圆与钻孔及切断四道工序的运动及其时序配合要求，均由凸轮机构来实现。

凸轮机构是含有凸轮的高副机构，具有结构简单、紧凑、工作可靠的特点。凸轮机构可以使从动件精确地实现各种预期的运动规律，还易于实现多个运动的相互协调配合，是工程中用以实现机械化和自动化的一种常用机构。

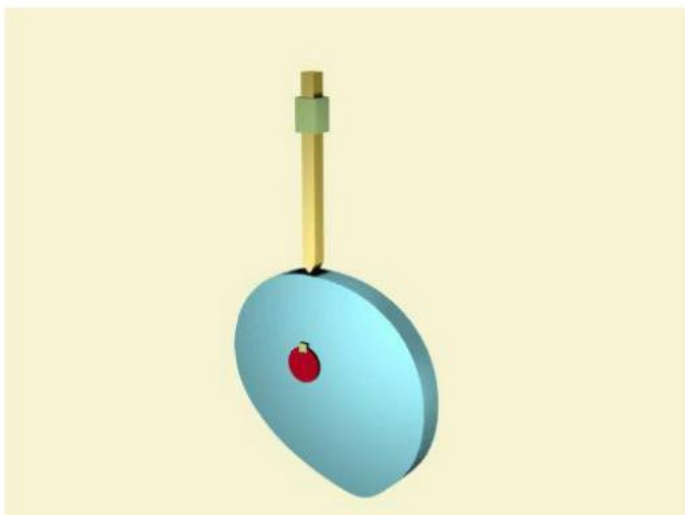
凸轮机构由凸轮、从动件和机架三个基本构件组成。凸轮通常是具有曲线轮廓或凹槽的构件，当它运动时，通过凸轮的曲线轮廓与从动件形成的高副，使从动件获得预期的运动。

凸轮机构的最大优点是几乎可以使从动件实现任意要求的运动规律。它主要缺点在于凸轮轮廓与从动件之间是高副接触，易于磨损，故多用于传递动力不大的场合。

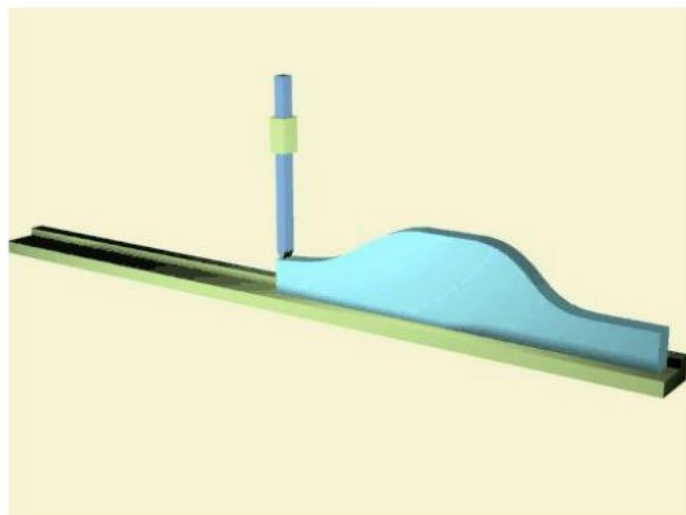
二. 凸轮机构的分类

(一) 按凸轮的形状分

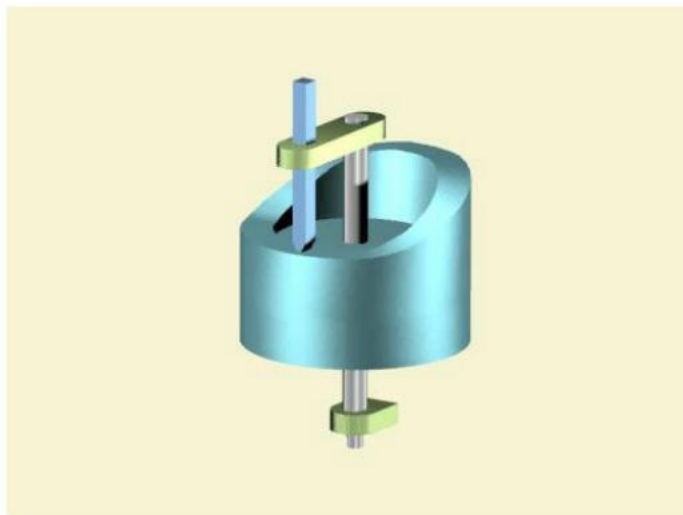
盘形凸轮
Plate cam



移动凸轮
Wedge cam



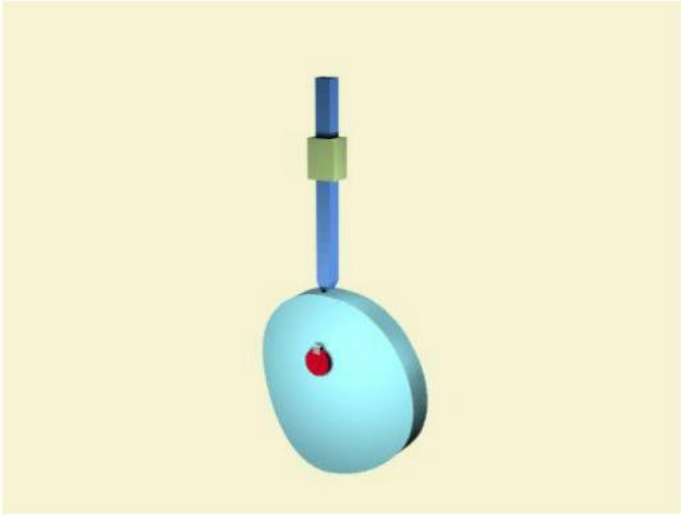
圆柱凸轮
Cylindrical cam



(二) 按从动件运动副元素的形状分

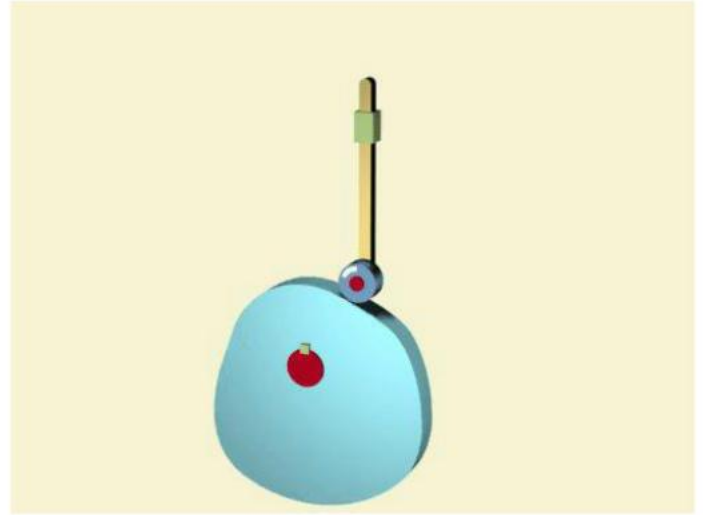
尖顶从动件

Knife-edge follower



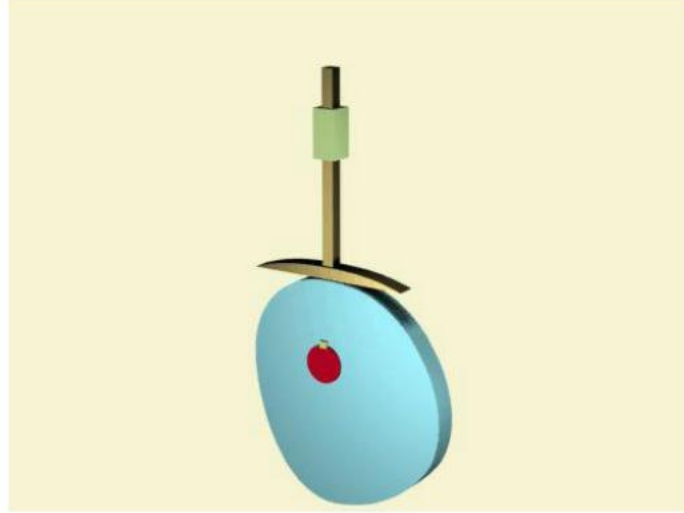
滚子从动件

Roller follower



平底从动件

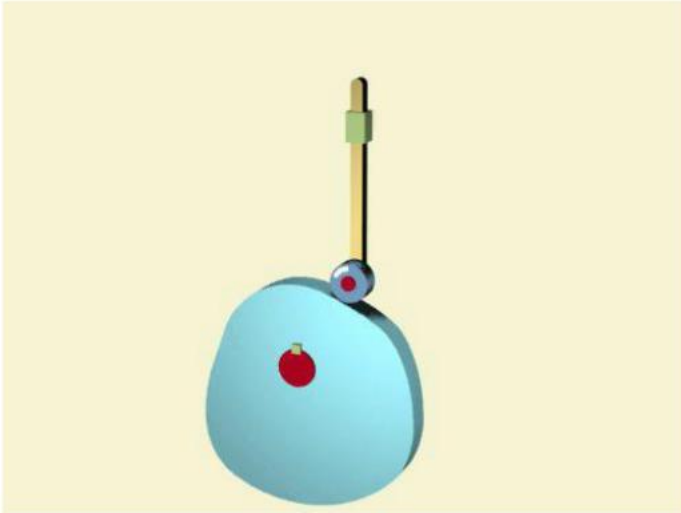
Flat-face follower



(三) 按从动件的运动形式分

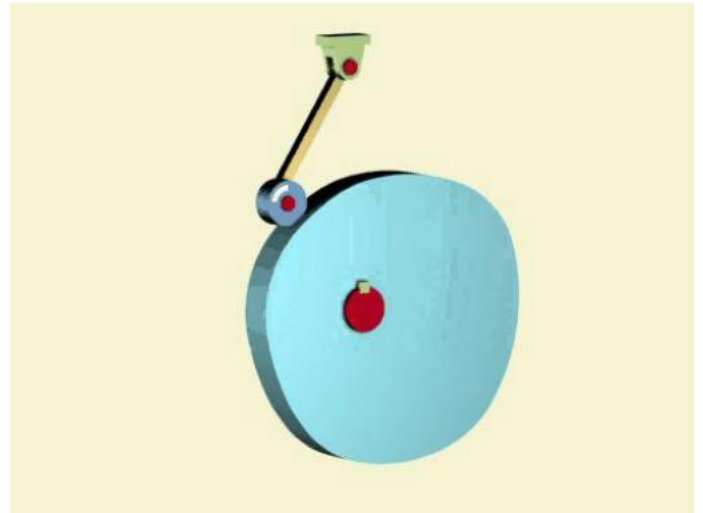
移动从动件

Reciprocating follower



摆动从动件

Oscillating follower



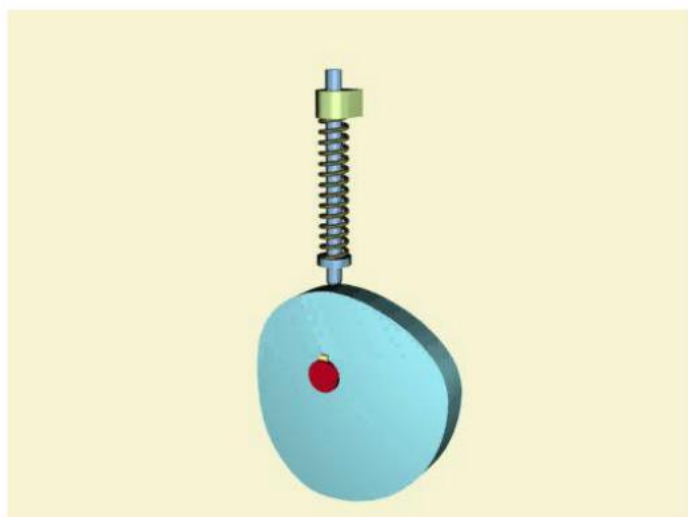
(四) 按凸轮与从动件维持高副接触(封闭)的方式分

力封闭型凸轮机构

Force-closed cams

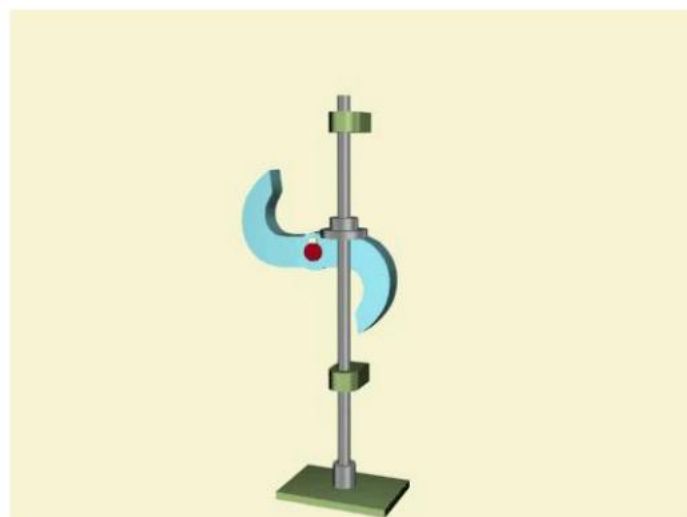
弹簧力封闭

Force-closed by preloaded spring



重力封闭

Force-closed by gravity



形封闭型凸轮机构

Form-closed cams

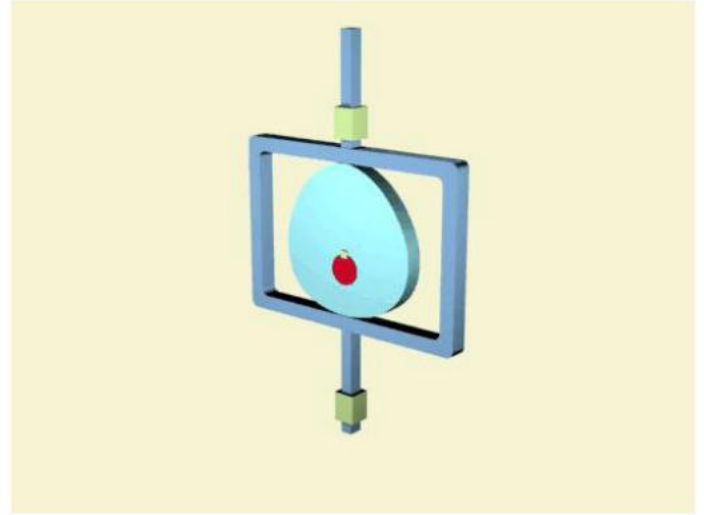
凹槽凸轮机构

Plate-groove cam mechanism



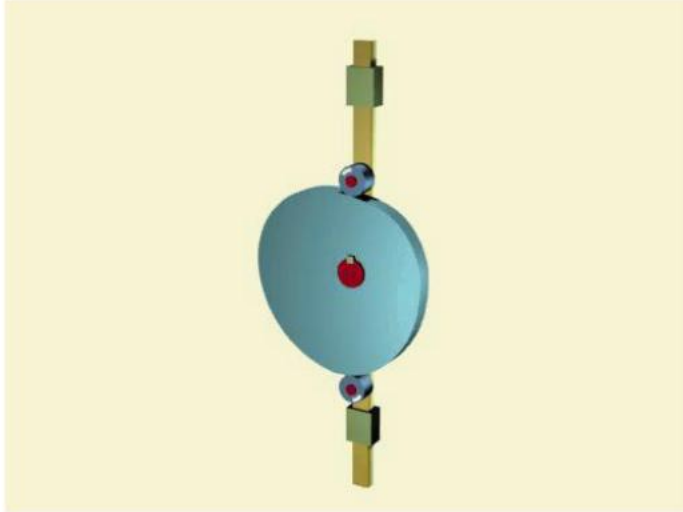
等宽凸轮机构

Constant-breadth cam mechanism

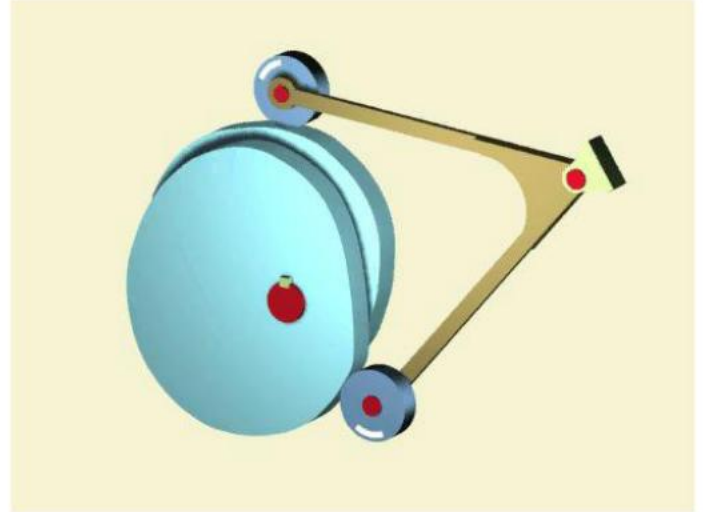


形封闭型凸轮机构
Form-closed cam mechanism

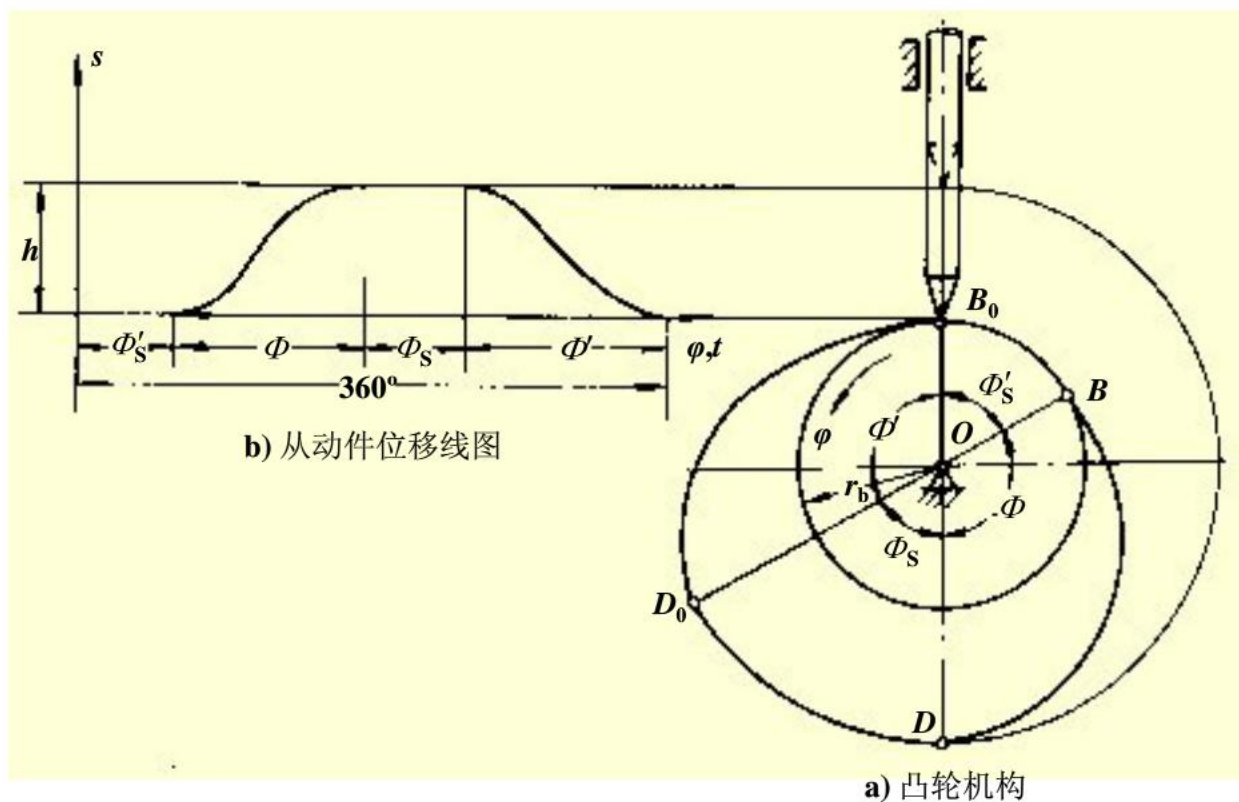
等径凸轮机构
Conjugate yoke radial cam mechanism



共轭凸轮机构
Conjugate cam mechanism



三. 凸轮机构的工作循环与运动学设计参数



b) 从动件位移线图

a) 凸轮机构

凸轮机构的工作循环

从动件的**位移线图 (Displacement diagram)**反映了从动件的位移 s 随时间或凸轮转角变化的规律。根据位移变化规律，还可以求出速度 v 、加速度 a 、跃度(**Jerk**) j 随时间或凸轮转角变化的规律。相应的曲线统称为从动件的**运动线图 (Diagram of motion)**。

凸轮的**推程角 (Cam angle for rise) Φ** 、**远休止角 (Cam angle for outer dwell) Φ_s** 、**回程角 (Cam angle for return) Φ'** 和**近休止角 (Cam angle for inner dwell) Φ'_s** 以及从动件的位移 s 、速度 v 、加速度 a 和跃度 j ，全面反映了凸轮机构的运动特性及其变化的规律性，是凸轮机构的运动学设计参数，也是凸轮轮廓曲线设计的基本依据。

凸轮的**基圆 (Base circle)**半径 r_b 、移动从动件凸轮机构的**偏距 (Offset distance) e** 、摆动从动件的**杆长 (Follower arm) l** 以及**中心矩 (Center distance) L** ，称为凸轮机构的基本尺寸。

第二节 凸轮机构的传力特性

进行传力特性分析的目的在于确定构件之间相互的作用力，为解决磨损及强度尺寸设计提供可靠的数据。设计出既能满足运动要求，又具有良好传力特性，并且结构紧凑的凸轮机构，是在设计中需要考虑的重要问题。

凸轮机构的传力特性

凸轮机构的瞬时效率为

$$\eta = \frac{\cos(\alpha + \varphi_1) - (1 + 2b/l)\sin(\alpha + \varphi_1)\tan \varphi_2}{\cos \alpha}$$

机构在不同的位置，压力角的数值一般也不相同。由式(3-1)可以看出，在其它条件相同的情况下，压力角愈大，分母愈小，凸轮与从动件之间的作用力也愈大，致使机构效率降低。若压力角的增大导致分母为零，凸轮机构将发生自锁。此时机构的压力角记为**临界压力角 (Critical pressure angle) α_c** ，其值为

$$\alpha_c = \arctan \left[\frac{1}{(1 + 2b/l) \tan \varphi_2} \right] - \varphi_1$$

为保证凸轮机构的正常运转，设计时要求临界压力角 α_c 小于最大压力角 α_{\max} 。通常规定 α_{\max} 不超过**许用压力角 (Allowable pressure angle) $[\alpha]$** ，并且 $[\alpha] < \alpha_c$ 。压力角的推荐值为：

推程：移动从动件 $[\alpha] = 30^\circ \sim 40^\circ$

摆动从动件 $[\alpha] = 40^\circ \sim 45^\circ$

回程： $[\alpha] = 70^\circ \sim 80^\circ$

第三节 凸轮机构的设计过程

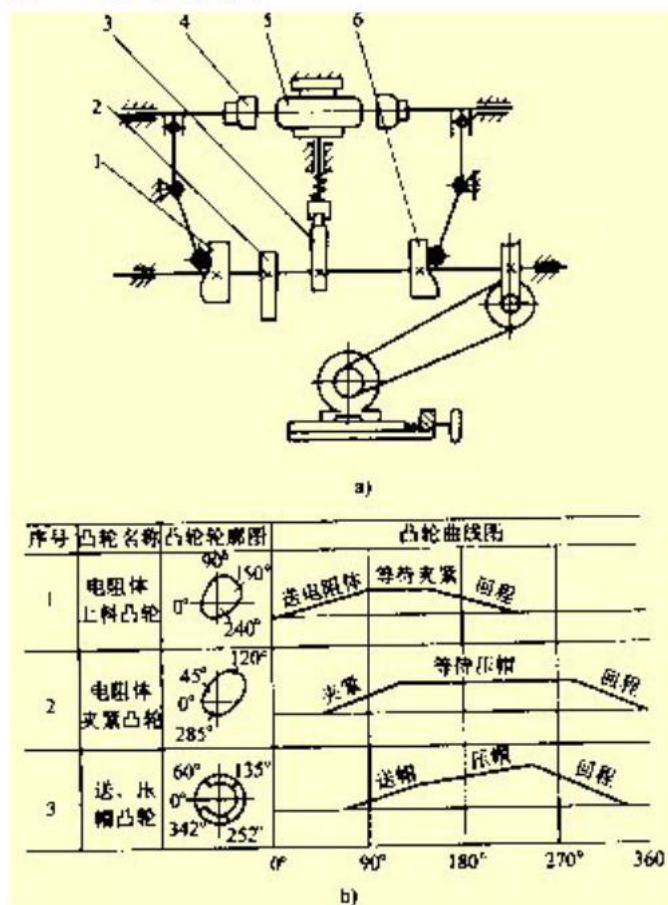
凸轮机构的设计通常有以下内容

1. 机构运动分配设计
2. 凸轮机构的选型
3. 凸轮机构的运动学尺度设计
 - (1) 计算从动件的位移参数
 - (2) 确定凸轮的各个转角
 - (3) 设计从动件运动规律
 - (4) 凸轮机构基本尺寸设计
 - (5) 凸轮轮廓曲线设计
4. 凸轮机构的结构设计
5. 刀具中心轨迹坐标计算
6. 凸轮机构的动力学分析与设计

第四节 凸轮机构运动学参数和基本尺寸的设计

一、工作循环图与凸轮工作转角的确定

在凸轮机构设计中，凸轮的工作转角应当根据机器中各个执行机构动作之间的配合关系，由工作循环图 (Working cycle diagram) 来确定。



二、从动件运动规律设计

从动件的**运动规律 (Law of motion)**，是由**凸轮轮廓曲线 (Cam profile)**形状决定的。从动件不同的运动规律，要求凸轮具有不同形状的轮廓曲线。正确选择和设计从动件的运动规律，是凸轮机构设计的重要环节。

工程实际中对凸轮机构的要求是多种多样的。在工程实际中经常用到的运动规律，称为常用运动规律。

从动件的运动规律既可以用线图表示，也可以用数学方程式表示。若从动件的位移方程为 **$s=f(\varphi)$** ，则

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{ds}{d\varphi} \\ a &= \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2} \\ j &= \frac{da}{dt} = \frac{da}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega^3 \frac{d^3s}{d\varphi^3} \end{aligned} \right\}$$

从动件的常用运动规律有以下几类：

(一) 基本运动规律

基本运动规律 (**Fundamental law**) 包括多项式类运动规律 (**Law of polynomial motion**) 和三角函数类运动规律。

1. 多项式类运动规律

$$s = c_0 + c_1\varphi + c_2\varphi^2 + c_3\varphi^3 + \cdots + c_n\varphi^n$$

基本运动规律中， $n < 3$ 。

2. 三角函数类运动规律

三角函数类运动规律主要有余弦加速度运动规律 (**Law of cosine acceleration motion**) 和正弦加速度运动规律 (**Law of sine acceleration motion**)

(1) 余弦加速度运动规律

$$a = c_1 \cos\left(\frac{2\pi}{T} t\right) \quad \text{或} \quad a = c_1 \cos\left(\frac{\pi}{\Phi} \varphi\right)$$

(2) 正弦加速度运动规律

$$a = c_1 \sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right) \quad \text{或} \quad a = c_1 \sin\left(\frac{\pi}{\Phi} \varphi\right)$$

3. 几种常用运动规律的特点

(1) 等速运动规律 (Law of constant velocity)

推程: $s = \frac{h}{\Phi} \varphi$

$$v = \frac{h}{\Phi} \omega$$

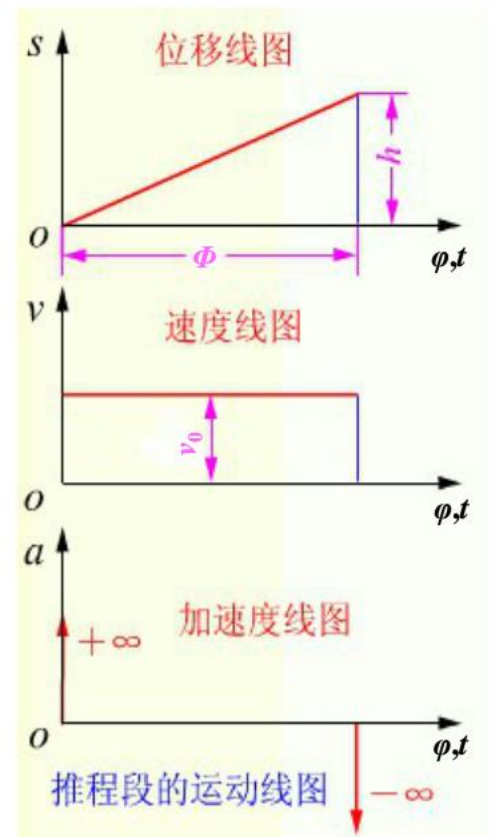
$$a = 0$$

回程: $s = h(1 - \frac{\varphi}{\Phi'})$

$$v = -\frac{h}{\Phi'} \omega$$

$$a = 0$$

速度曲线不连续，机构将产生**刚性冲击 (Rigid impulse)**。等速运动规律适用于低速轻载场合。



(2) 等加速等减速运动规律 (Law of constant acceleration and deceleration)

推程: $s = \frac{2h}{\Phi^2} \varphi^2$

$$s = h - \frac{2h}{\Phi^2} (\Phi - \varphi)^2$$

$$v = \frac{4h\omega}{\Phi^2} \varphi$$

$$v = \frac{4h\omega}{\Phi^2} (\Phi - \varphi)$$

$$a = \frac{4h\omega^2}{\Phi^2}$$

$$a = -\frac{4h\omega^2}{\Phi^2}$$

回程: $s = h - \frac{2h}{\Phi'^2} \varphi'^2$

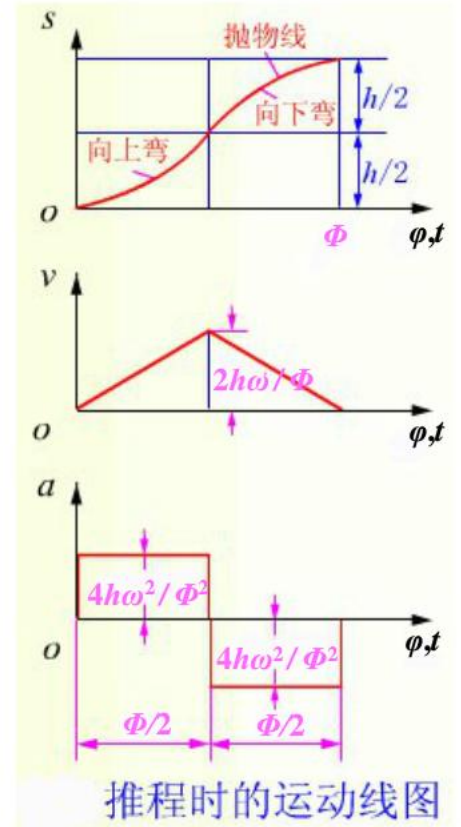
$$s = \frac{2h}{\Phi'^2} (\Phi' - \varphi')^2$$

$$v = -\frac{4h\omega}{\Phi'^2} \varphi'$$

$$v = -\frac{4h\omega}{\Phi'^2} (\Phi' - \varphi')$$

$$a = -\frac{4h\omega^2}{\Phi'^2}$$

$$a = \frac{4h\omega^2}{\Phi'^2}$$



加速度曲线不连续，机构将产生柔性冲击 (Soft impulse)。等加速等减速运动规律适用于中速轻载场合。

(3) 余弦加速度运动规律

推程:
$$s = \frac{h}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi} \varphi\right) \right]$$

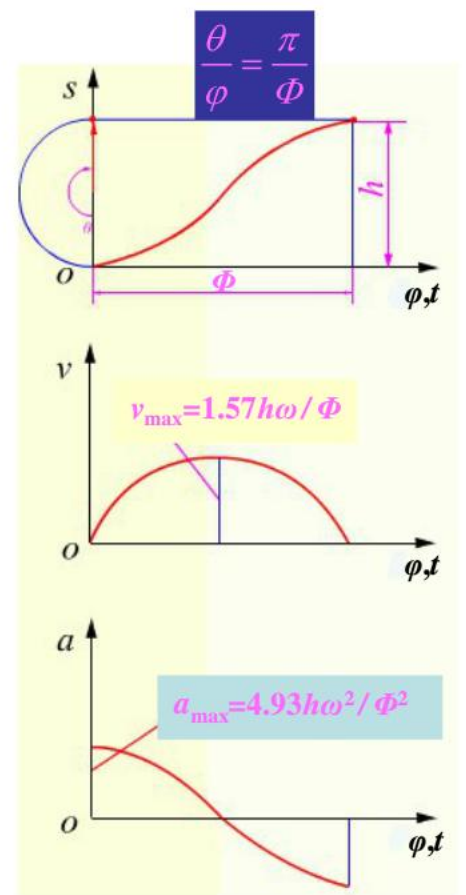
$$v = \frac{\pi h \omega}{2\Phi} \sin\left(\frac{\pi}{\Phi} \varphi\right)$$

$$a = \frac{\pi^2 h \omega^2}{2\Phi^2} \cos\left(\frac{\pi}{\Phi} \varphi\right)$$

回程:
$$s = \frac{h}{2} \left[1 + \cos\left(\frac{\pi}{\Phi'} \varphi\right) \right]$$

$$v = -\frac{\pi h \omega}{2\Phi'} \sin\left(\frac{\pi}{\Phi'} \varphi\right)$$

$$a = -\frac{\pi^2 h \omega^2}{2\Phi'^2} \cos\left(\frac{\pi}{\Phi'} \varphi\right)$$



推程段的运动线图

加速度曲线不连续，存在柔性冲击。若从动件作无停歇的升—降—升连续往复运动，加速度曲线变为连续曲线，可以避免柔性冲击。余弦加速度运动规律适用于中速中载场合。

(4) 正弦加速度运动规律

推程:
$$s = h \left[\frac{\varphi}{\Phi} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(\frac{2\pi}{\Phi} \varphi \right) \right]$$

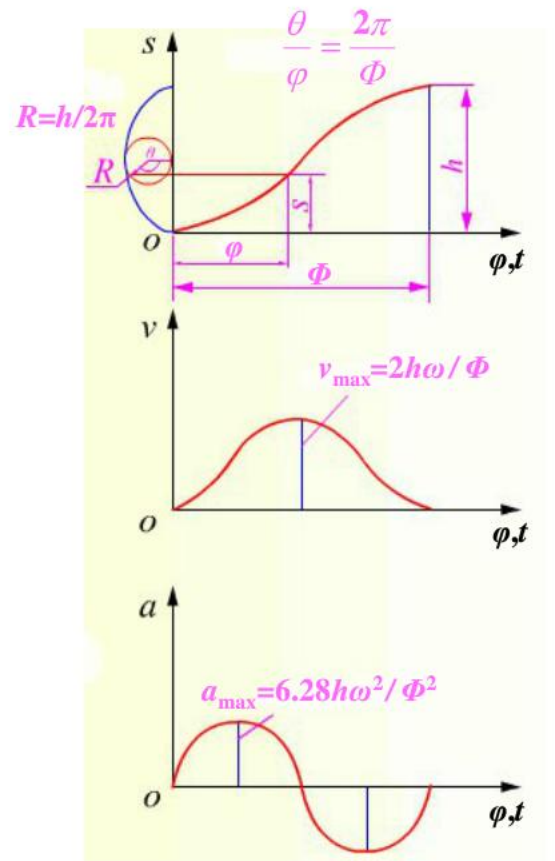
$$v = \frac{h\omega}{\Phi} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi}{\Phi} \varphi \right) \right]$$

$$a = \frac{2\pi h \omega^2}{\Phi^2} \sin \left(\frac{2\pi}{\Phi} \varphi \right)$$

回程:
$$s = h \left[1 - \frac{\varphi}{\Phi'} + \frac{1}{2\pi} \sin \left(\frac{2\pi}{\Phi'} \varphi \right) \right]$$

$$v = -\frac{h\omega}{\Phi'} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi}{\Phi'} \varphi \right) \right]$$

$$a = -\frac{2\pi h \omega^2}{\Phi'^2} \sin \left(\frac{2\pi}{\Phi'} \varphi \right)$$



推程段的运动线图

速度曲线和加速度曲线连续，无刚性冲击和柔性冲击。正弦运动规律适用于高速轻载场合。

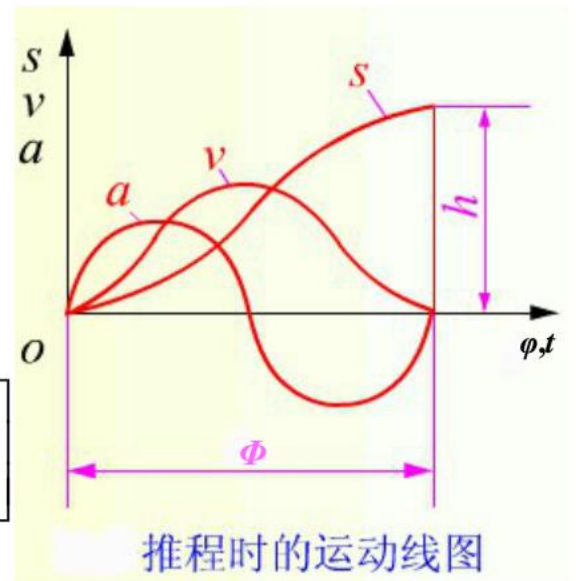
(5) **3-4-5次多项式运动规律 (Law of polynomial motion)**

推程:

$$s = h \left[10 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^3 - 15 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^4 + 6 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^5 \right]$$

$$v = \frac{h\omega}{\Phi} \left[30 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^2 - 60 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^3 + 30 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^4 \right]$$

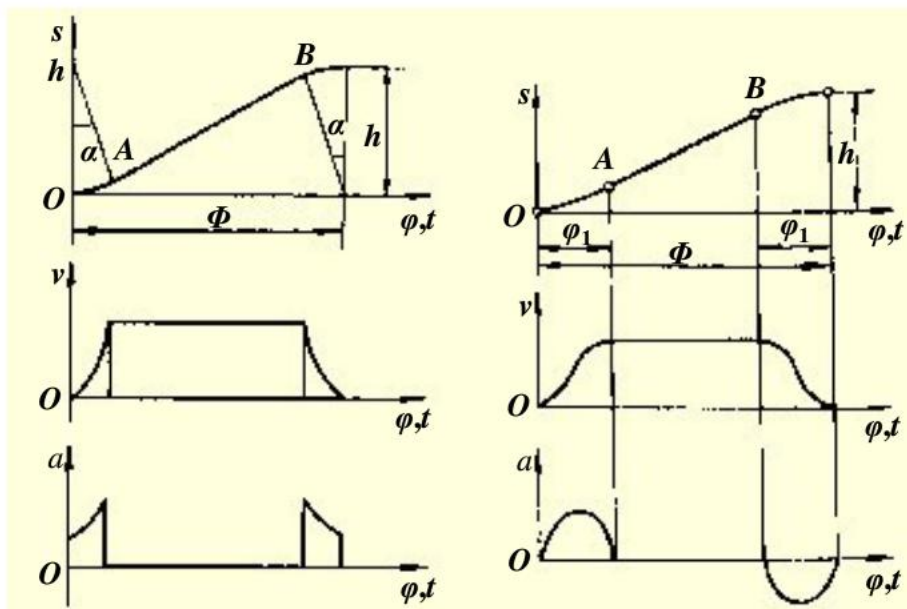
$$a = \frac{h\omega^2}{\Phi^2} \left[60 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right) - 180 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^2 + 120 \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^3 \right]$$



速度曲线和加速度曲线连续，无刚性冲击和柔性冲击。**3-4-5**次运动规律适用于高速中载场合。

(二) 组合运动规律

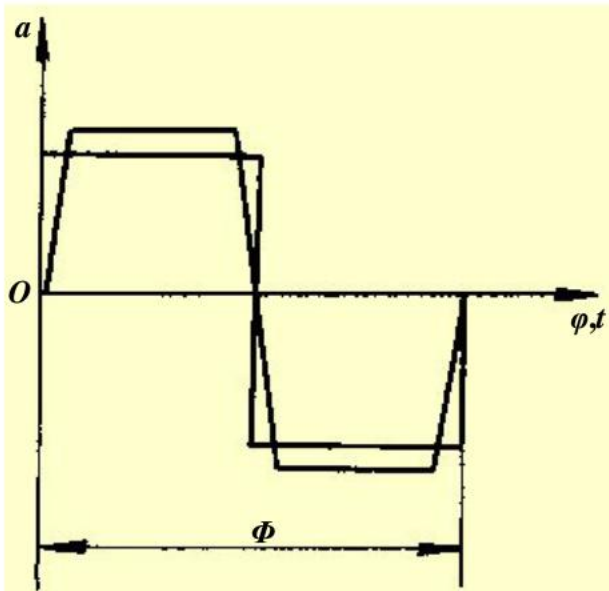
在工程实际中，对从动件的运动和动力特性的要求是多方面的。为了克服单一运动规律的某些缺陷，获得更好的运动和动力特性，可以把几种运动规律拼接起来，构成**组合运动规律 (Law of combined motion)**。



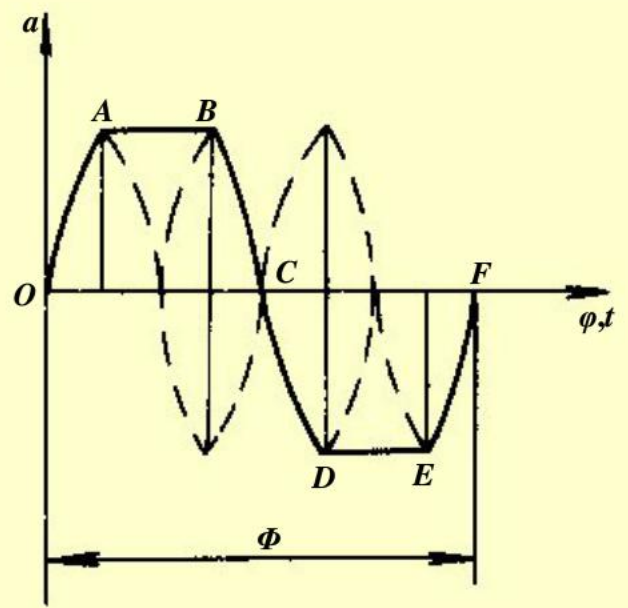
a) 圆弧与直线组合

b) 正弦加速度曲线与直线组

改进型等速运动规律



a) 梯形加速度运动规律



b) 改进型梯形加速度运动规律

梯形加速度运动规律

(三) 设计从动件运动规律时应考虑的问题

(1) 当机器的工作过程对从动件的运动规律有特殊要求时，应从实现工作过程要求出发，设计其运动规律。

(2) 当机器的工作过程只要求从动件具有一定的工作行程，而对其运动规律无特殊要求时，应根据具体情况确定设计时首先需要满足的条件。

(3) 当机器对从动件的运动特性有特殊要求，而只用一种基本运动规律又难于满足这些要求时，可以考虑采用满足要求的组合运动规律。

(4) 在设计从动件运动规律时，除了要考虑其冲击特性之外，还要考虑从动件的最大速度 v_{\max} 、最大加速度 a_{\max} 以及最大跃度 j_{\max} 。

三、盘形凸轮机构基本尺寸的设计

凸轮机构的设计，首先应保证从动件能够准确实现预期运动规律，并使机构具有良好的动力性能和合理的结构尺寸。

(一) 移动从动件盘形凸轮机构基本尺寸的设计

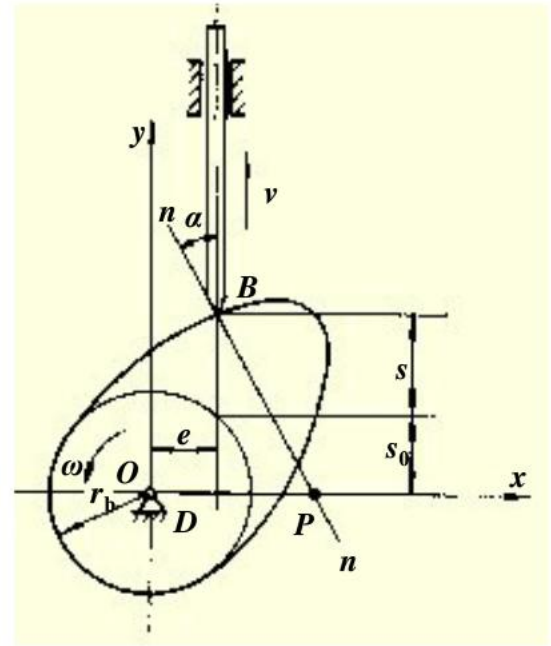
1. 压力角与凸轮基圆的关系

压力角对凸轮机构的受力状况有直接影响，在运动规律选定之后，它主要取决于凸轮机构的基本结构尺寸。

$$\text{偏置式} \quad \tan \alpha = \frac{ds/d\varphi \mp e}{s + \sqrt{r_b^2 - e^2}}$$

$$\text{对心式} \quad \tan \alpha = \frac{ds/d\varphi}{s + \sqrt{r_b^2 - e^2}}$$

由以上两式可知，移动从动件盘形凸轮机构的压力角 α 与基圆半径 r_b 、从动件偏置方位和偏距 e 有关。



压力角与凸轮基圆的关系

2. 偏置方位和偏距 e 的确定

偏置方位的选择应有利于减小凸轮机构推程时的压力角，以改善机构的传力性能。因此，应当使从动件偏置在推程时瞬心 P 的位置的同一侧。

需要注意的是，若推程压力角减小，则回程压力角将增大。

在设计凸轮机构时，如果压力角超过了许用值，而机械的结构空间又不允许增大基圆半径以减小压力角，则可以通过选取适当的从动件偏置方位来获得较小的推程压力角。

确定 e 可用图解法或解析法。

3. 凸轮基圆半径的确定

限制基圆半径的条件是：

- (1) 凸轮的基圆半径应大于凸轮轴的半径。
- (2) 最大压力角 $\alpha_{\max} \leq$ 许用压力角 $[\alpha]$ 。
- (3) 凸轮轮廓曲线的最小曲率半径 $\rho_{\min} > 0$ 。

当要求机构具有紧凑的尺寸时，应当按许用压力角 $[\alpha]$ 来确定凸轮的基圆半径 r_b 。

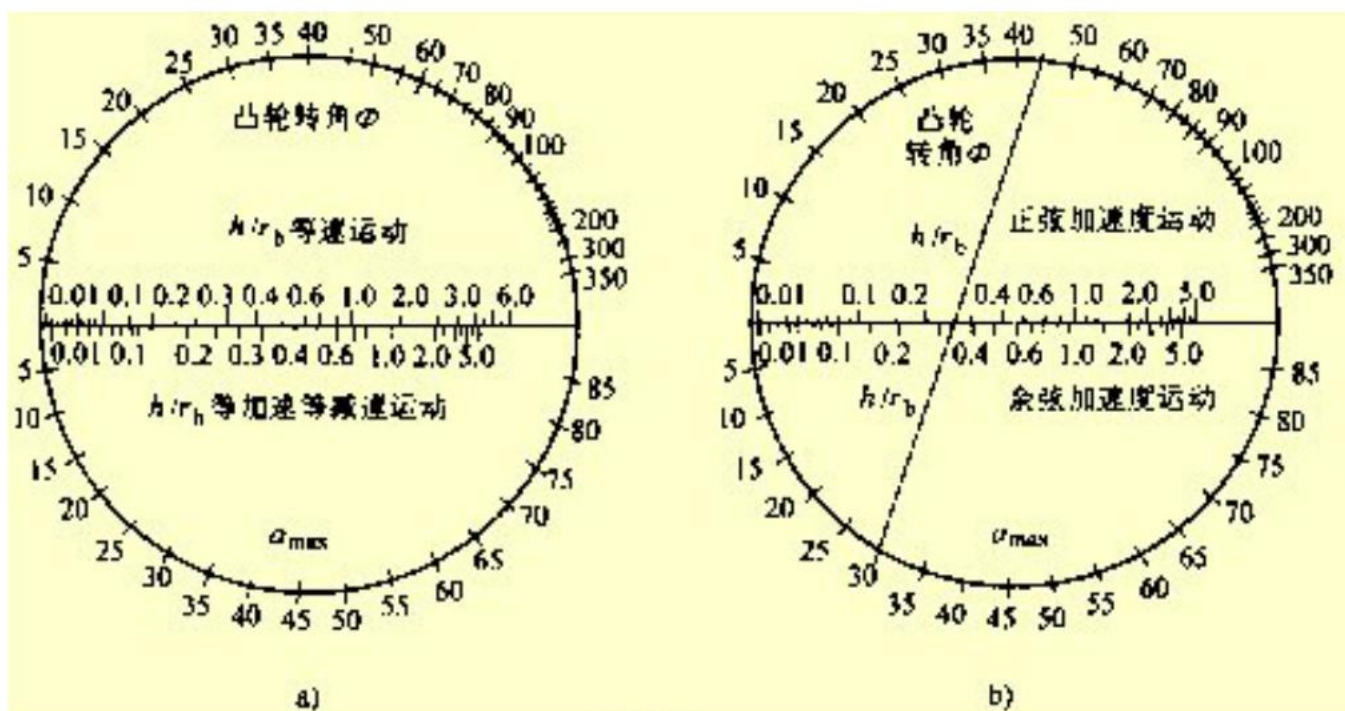
步骤：

- 确定凸轮转动轴心的位置
- 确定从动件的正确偏置方位以及偏距 e
- 将 $[\alpha]$ 代入前式，得到

$$r_b \geq \sqrt{\left(\frac{ds/d\varphi - e}{\tan[\alpha]} - s \right)^2 + e^2}$$

● 确定 $s=s(\varphi)$ ，求出 $ds/d\varphi$ ，代入上式求出一系列 r_b 值，选取其中的最大值作为凸轮的基圆半径

工程上常常借助于**诺模图 (Nomogram)** 来确定凸轮的最小基圆半径。借助于诺模图既可以近似确定凸轮的最大压力角，也可以根据所选择的基圆半径来校核最大压力角。



诺模图

一般可以根据结构和强度的需要，按经验公式 $r_b \geq (1.6 \sim 2) r_s$ 初步选定凸轮基圆半径 r_b ，然后校核压力角，以满足 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$ 的条件。

由前述可知，凸轮机构的效率不仅与压力角有关，还与从动件支承的悬臂长 b 及两支承的距离 l 有关，在设计时也要注意选择。此外，压力角还与 $ds/d\varphi$ 有关，在工作升距(Lift) h 确定后， $ds/d\varphi$ 则与推程角 Φ 有关。若推程角没有因多个运动协调关系而受到严格限制，也可以通过适当增大 Φ 来获得较好的动力特性。

(二) 摆动从动件盘形凸轮机构基本尺寸的设计

凸轮逆时针转动

$$\tan \alpha = \frac{l(1 + d\psi/d\varphi)}{L \sin(\psi_0 + \psi)} - \frac{1}{\tan(\psi_0 + \psi)}$$

凸轮顺时针转动

$$\tan \alpha = \frac{l(1 - d\psi/d\varphi)}{L \sin(\psi_0 + \psi)} - \frac{1}{\tan(\psi_0 + \psi)}$$

式中, ψ_0 为摆杆初始摆角

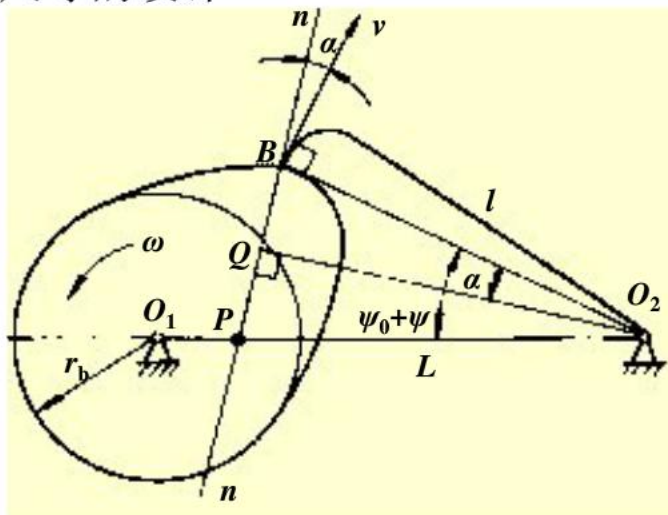
$$\psi_0 = \arccos\left(\frac{L^2 + l^2 - r_b^2}{2Ll}\right)$$

设计步骤:

- 按具体结构所允许的条件, 选定基圆半径 r_b 和中心距 L
- 设摆杆在起始位置时与基圆半径垂直, 可得

$$l = \sqrt{L^2 - r_b^2} \quad \text{及} \quad \tan \psi_0 = r_b / l$$

- 选定运动规律, 计算凸轮廓线上各点压力角 α , 校核 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$
- 如果 $\alpha_{\max} > [\alpha]$, 调整 l 值, 重新计算; 若 l 超过某一规定值, 则增大 r_b , 重新计算 l 和 ψ_0 , 直至满足要求为止



摆动从动件盘形凸轮机构

第五节 平面凸轮轮廓曲线的设计

一、凸轮轮廓曲线设计的反转法原理

完成了凸轮机构运动学参数和基本尺寸设计后，就可以进行凸轮轮廓曲线设计了。凸轮轮廓曲线的设计方法有作图法和解析法。

凸轮轮廓曲线设计方法的基本原理

用作图法设计移动从动件盘形凸轮轮廓曲线

用作图法设计摆动从动件盘形凸轮轮廓曲线

用作图法涉及摆动 随着机械不断向高速、精密、自动化的方向发展以及**CAD**、**CAM**技术的广泛应用，凸轮轮廓曲线设计的作图法因其繁琐和误差较大的缺点，已逐渐失去实用价值。解析法由于具有计算精度高、速度快，适合凸轮在数控机床上加工的优点，获得了广泛应用。

二、平面凸轮轮廓曲线设计的解析法

用解析法设计凸轮轮廓曲线，就是根据凸轮机构的运动学参数和基本尺寸的设计结果，求出凸轮轮廓曲线的方程，利用计算机精确地计算出凸轮轮廓曲线上各点的坐标值。

(一) 尖顶从动件盘形凸轮机构

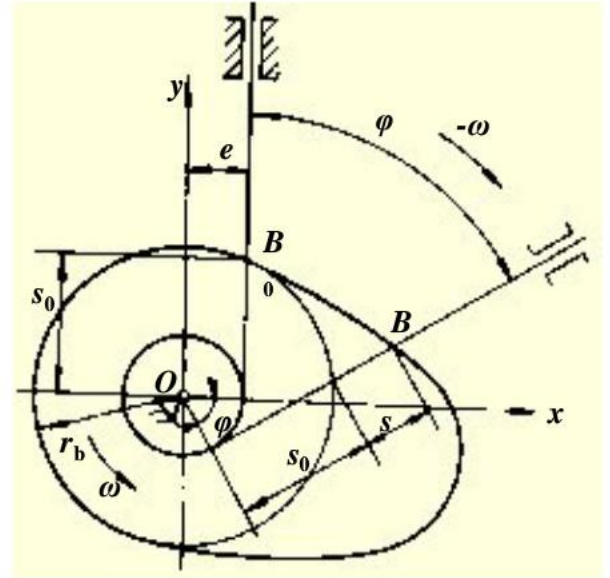
1. 尖顶移动从动件盘形凸轮机构 凸轮轮廓曲线方程

$$\left. \begin{aligned} x_B &= (s_0 + s) \sin \varphi + e \cos \varphi \\ y_B &= (s_0 + s) \cos \varphi - e \sin \varphi \end{aligned} \right\}$$

式中， e 为偏距， $s_0 = \sqrt{r_b^2 - e^2}$

注意： e 为代数量，若从动件导路偏在 y 轴的右侧，则 $e > 0$ ；否则， $e < 0$ 。为对心移动从动件， $e = 0$ 。

规定凸轮逆时针方向转动时，转角 $\varphi > 0$ ，否则， $\varphi < 0$ 。

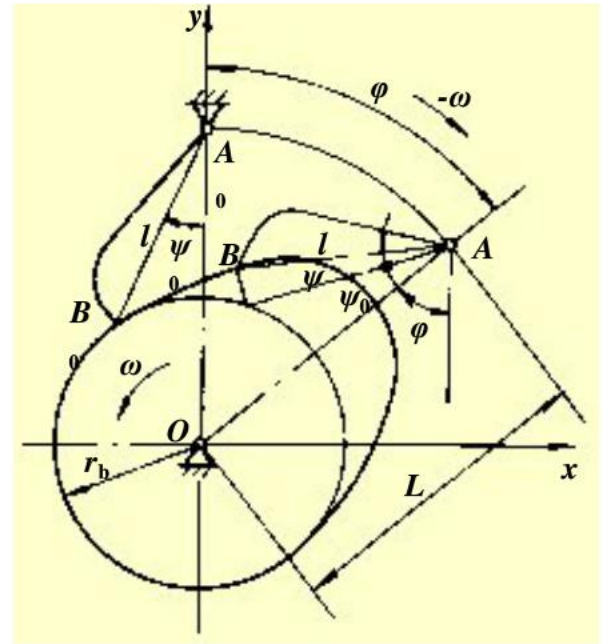


偏置尖顶移动从动件盘形凸轮机构

2. 尖顶摆动从动件盘形凸轮机构
凸轮轮廓曲线方程

$$\left. \begin{aligned} x_B &= L \sin \varphi - l \sin(\varphi + \psi_0 + \psi) \\ y_B &= L \cos \varphi - l \cos(\varphi + \psi_0 + \psi) \end{aligned} \right\}$$

注意：角度 φ 、 $(\psi_0 + \psi)$ 都是代数值，规定逆时针方向为正。



摆动从动件盘形凸轮机构

(2) 实际轮廓线曲线方程

凸轮的**实际轮廓曲线 (Cam profile)**与理论轮廓曲线在各点法线上均相差滚子半径 r_r ，为理论轮廓曲线的等距曲线。具有凹槽的凸轮，有两条实际轮廓曲线 η' 、 η'' 。

凸轮的实际轮廓曲线方程

$$\left. \begin{aligned} x_A &= x_B \pm r_r \frac{dy_B/d\varphi}{\sqrt{\left(\frac{dx_B}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy_B}{d\varphi}\right)^2}} \\ y_A &= y_B \mp r_r \frac{dx_B/d\varphi}{\sqrt{\left(\frac{dx_B}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy_B}{d\varphi}\right)^2}} \end{aligned} \right\}$$

2. 滚子摆动从动件盘形凸轮机构

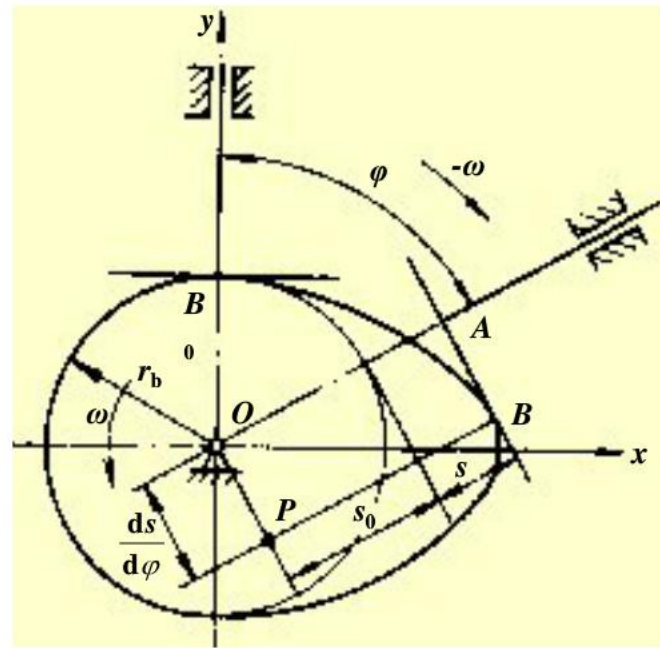
按前述处理尖顶摆动从动件盘形凸轮轮廓曲线的方法，可以建立与其相同的凸轮理论轮廓曲线方程，凸轮的实际轮廓曲线方程式与上式一样，只是 $dx_B/d\varphi$ 、 $dy_B/d\varphi$ 不同。

(三) 平底移动从动件盘形凸轮机构

平底移动从动件盘形凸轮机构中，从动件的平底通常垂直于从动件移动导路，其凸轮的实际轮廓曲线是平底一系列位置的包络线。这种凸轮机构的从动件偏置与否，都不影响凸轮形状，一般按对心从动件进行设计。

凸轮的实际轮廓曲线方程

$$\left. \begin{aligned} x_B &= (r_b + s) \sin \varphi + \frac{ds}{d\varphi} \cos \varphi \\ y_B &= (r_b + s) \cos \varphi + \frac{ds}{d\varphi} \sin \varphi \end{aligned} \right\}$$

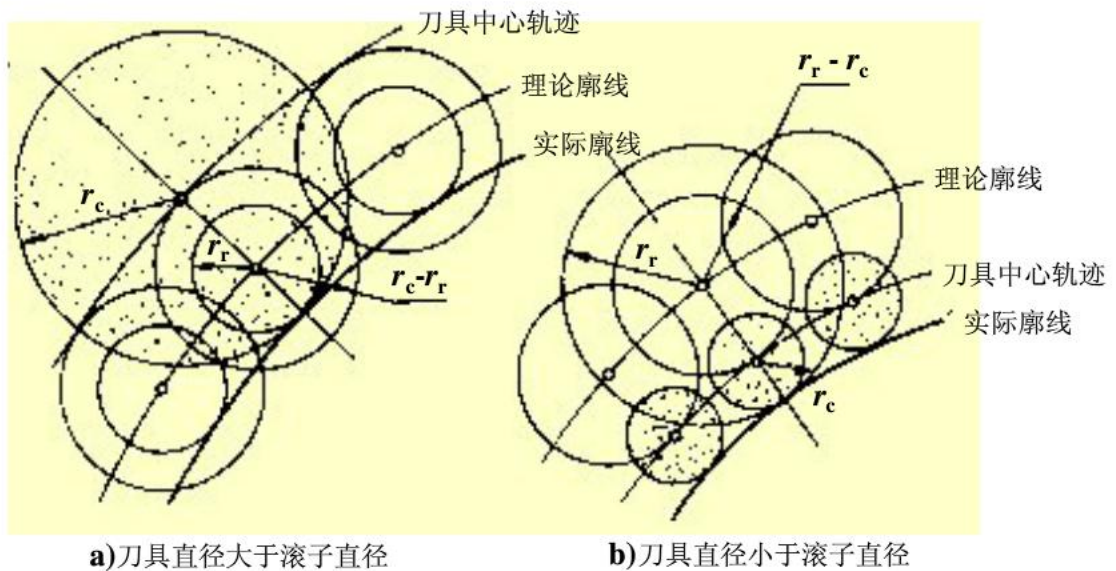


对心平底移动从动件盘形凸轮机构

三、刀具中心轨迹计算

在数控机床上铣削凸轮，或者用线切割机加工凸轮，以及在凸轮磨床上磨削凸轮时，通常需要给出刀具中心的直角坐标值。在用直径大于滚子直径的铣刀或砂轮加工凸轮，或者用极细的钼丝加工凸轮时，在凸轮工作图上还应标注刀具中心轨迹的坐标值，供加工时使用。

(一) 滚子从动件盘形凸轮机构



滚子从动件盘形凸轮的加工

刀具中心直角坐标方程

$$\left. \begin{aligned} x_c &= x_B \pm |r_c - r_r| \frac{dy_B/d\varphi}{\sqrt{\left(\frac{dx_B}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy_B}{d\varphi}\right)^2}} \\ y_c &= y_B \mp |r_c - r_r| \frac{dx_B/d\varphi}{\sqrt{\left(\frac{dx_B}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy_B}{d\varphi}\right)^2}} \end{aligned} \right\}$$

(二) 平底移动从动件盘形凸轮机构

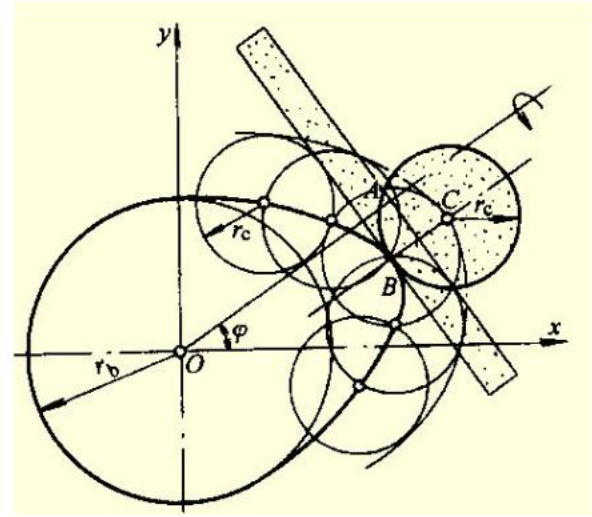
平底移动从动件盘形凸轮机构的凸轮既可以用砂轮的端面磨削，也可以用铣刀、砂轮或钼丝的外圆加工。根据两种不同的加工方式，容易得到刀具中心的直角坐标方程。

(1) 用砂轮的端面加工凸轮

$$\left. \begin{aligned} x_A &= (r_b + s) \sin \varphi \\ y_A &= (r_b + s) \cos \varphi \end{aligned} \right\}$$

(2) 用圆形刀具加工凸轮

$$\left. \begin{aligned} x_C &= x_B + r_c \sin \varphi = (r_b + s) \sin \varphi + \frac{ds}{d\varphi} \cos \varphi + r_c \sin \varphi \\ y_C &= y_B + r_c \cos \varphi = (r_b + s) \cos \varphi - \frac{ds}{d\varphi} \sin \varphi + r_c \cos \varphi \end{aligned} \right\}$$



平底从动件盘形凸轮的加工

第六节 凸轮机构从动件的设计

从动件的设计是凸轮加工设计中的一个重要环节。从动件高副元素的形状、从动件与凸轮轮廓维持接触的方式、滚子从动件的滚子直径、平底从动件的平底宽度等的确定，与凸轮机构的工作场合、工作性能、从动件的运动规律等方面的要求密切相关。

一、从动件高副元素形状的选择

平面凸轮可以采用尖顶、滚子、平底等形状从动件，空间凸轮通常只能采用滚子从动件。从动件高副元素形状应根据凸轮机构的应用场合确定。

二、从动件滚子半径及平底宽度的确定

(一) 滚子半径的确定

从动件滚子半径的确定

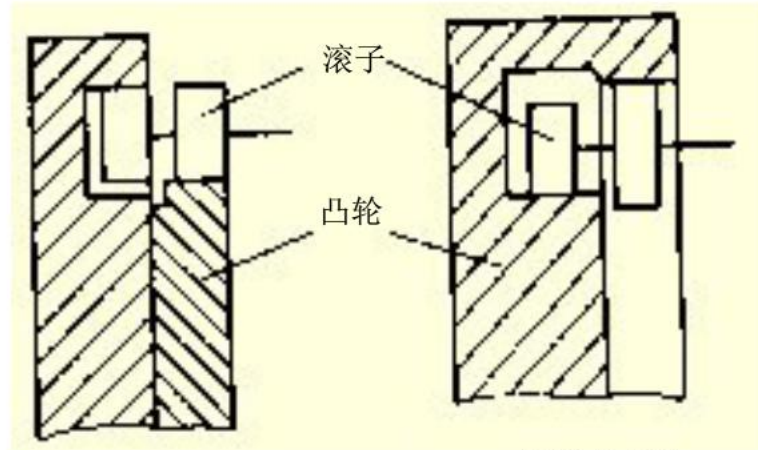
(二) 平底宽度的确定

平底宽度的确定

三、封闭形式的选择

力封闭的优点是凸轮轮廓制造比较方便，在机构运转过程中具有自适应性，使两构件可以始终实现无间隙的传动。

形封闭克服了从动件与凸轮脱离接触的现象，能够可靠地实现封闭。



a) 组合式凸轮

b) 整体式凸轮

消除了接触间隙的形封闭凸轮机构

基本要求

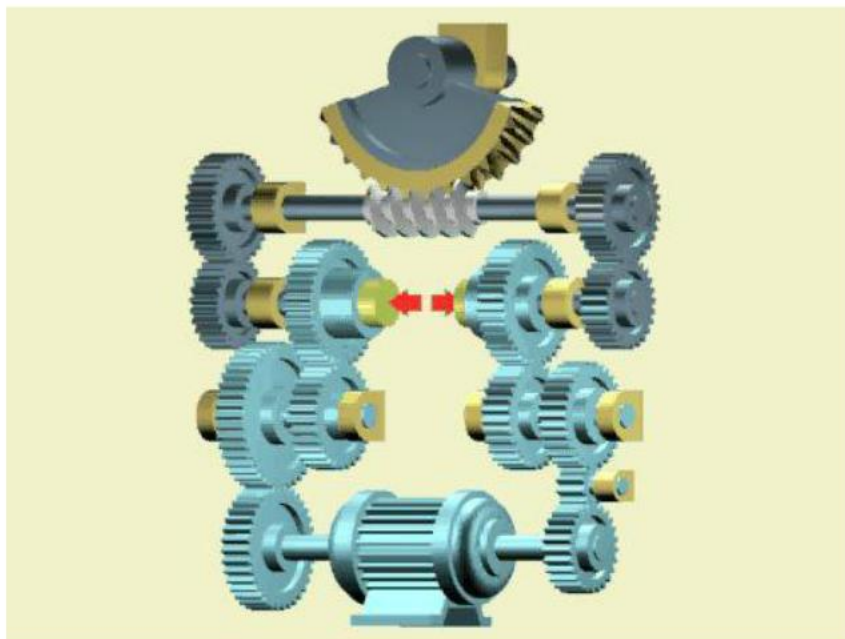
- 了解凸轮机构的基本结构特点、类型及应用，学会根据工作要求和使用寿命选择凸轮机构。
- 了解凸轮机构的设计过程，对凸轮机构的运动学、动力学参数有明确的概念。
- 掌握从动件常用运动规律的特点及适用场合，了解不同运动规律位移曲线的拼接原则与方法。
- 掌握凸轮机构基本尺寸设计的原则，学会根据这些原则确定移动滚子从动件盘形凸轮机构的基圆半径、滚子半径和偏置方向，摆动从动件盘形凸轮机构的摆杆长、中心距以及移动平底从动件平底宽度。
- 熟练掌握应用反转法原理设计平面凸轮廓线，学会凸轮机构的计算机辅助设计方法。

第四章 轮系及其设计

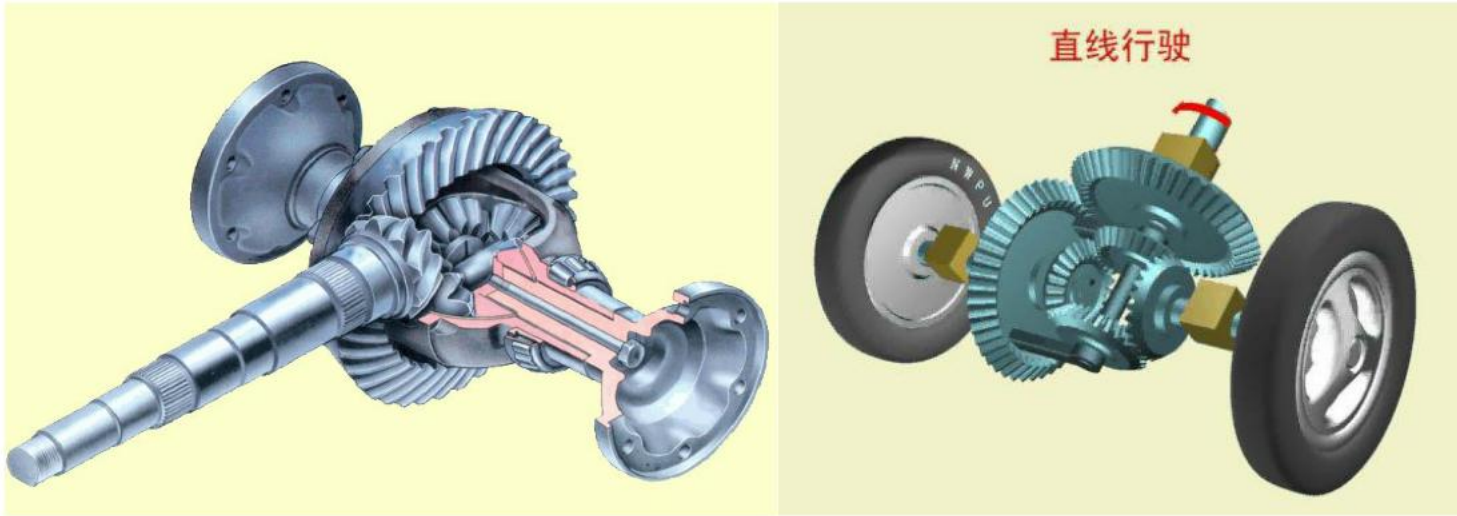
由一系列齿轮组成的齿轮传动系统称为**轮系 (Gear train)**。

轮系应用举例

导弹发射快速反应装置



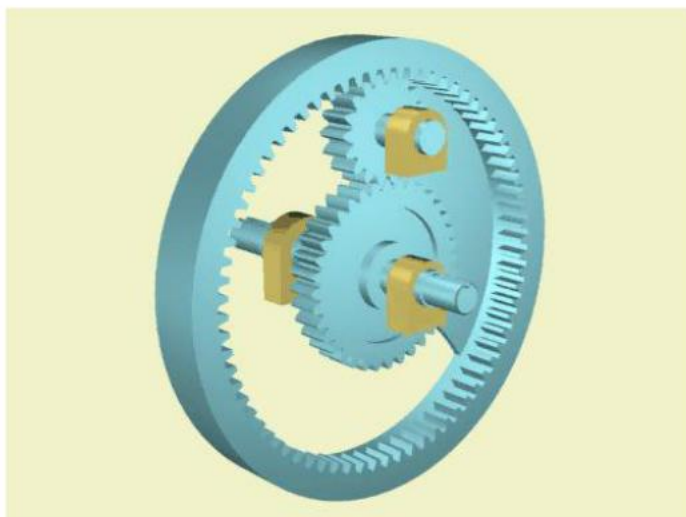
汽车后轮中的传动机构



第一节 轮系的分类

根据轮系在运转过程中各齿轮的几何轴线在空间的相对位置关系是否变动，可以将轮系分为以下两大类：

定轴轮系
Ordinary gear train

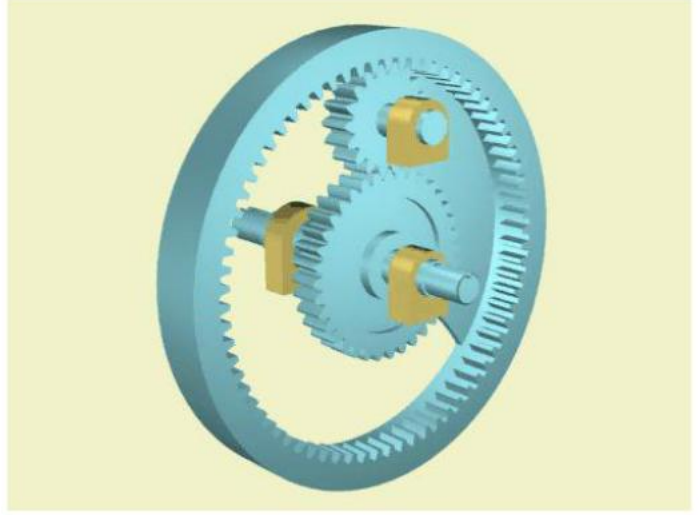
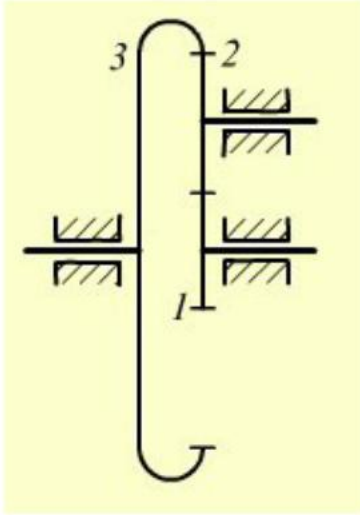


周转轮系
Epicyclic gear train



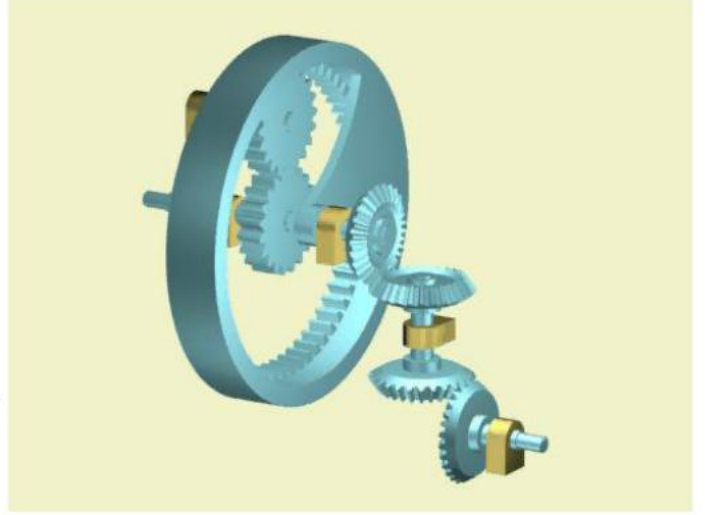
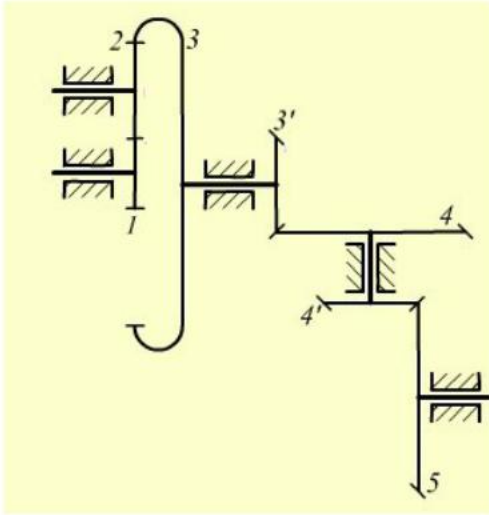
平面定轴轮系

**Gear train with fixed
parallel axes**



空间定轴轮系

Gear train with fixed non-parallel axes



第二节 定轴轮系传动比计算

当定轴轮系运转时，轮系输入轴的角速度(或转速)与输出轴的角速度(或转速)之比，称为轮系的**传动比(Train ratio)**，常用 i 表示。在一个轮系中，若设 1 为轮系的输入轴， k 为输出轴，则该轮系的传动比为 $i_{1k}=\omega_1/\omega_k=n_1/n_k$ ， ω 和 n 分别表示轴的角速度和轴的转速。

轮系传动比的计算，除了需要确定 i_{1k} 的大小之外，还需要确定输入轴与输出轴的转向关系。

定轴轮系传动比计算

第三节 周转轮系及其设计

一、周转轮系分类

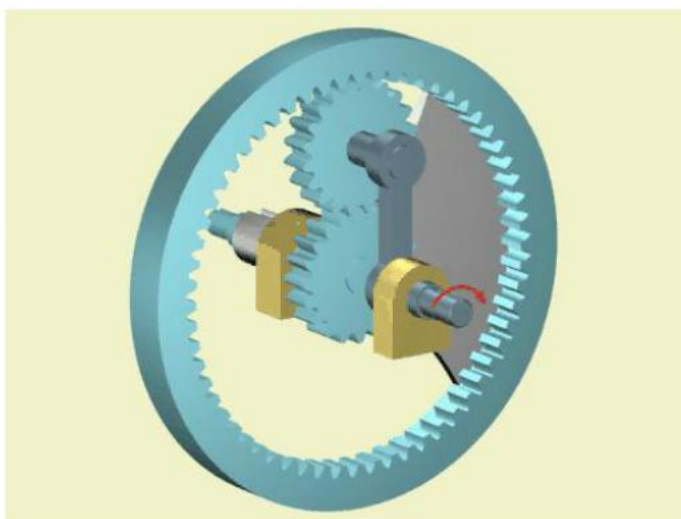
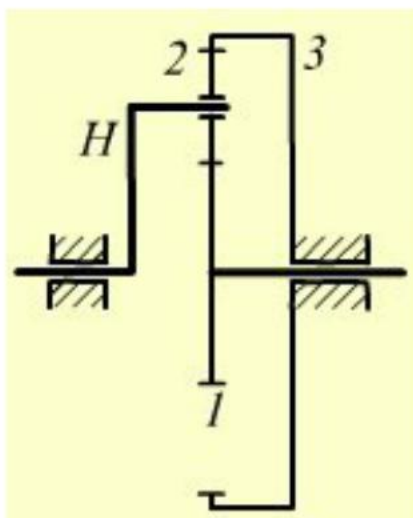
周转轮系由行星轮(Planet gears)、太阳轮(Sun gears)和系杆组成，太阳轮又称为中心轮，常用字母**K**表示；系杆又称为转臂或行星架(Planet carrier)，常用字母**H**表示。

周转轮系的太阳轮和系杆的回转轴线必须共线，否则轮系不能运转。周转轮系一般都以太阳轮和系杆作为运动和动力的输入或输出构件，因此它们又被称为周转轮系的基本构件(Fundamental members)。

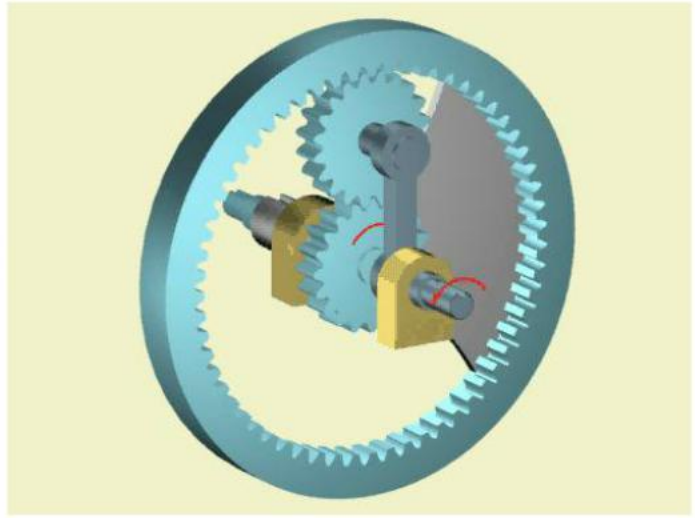
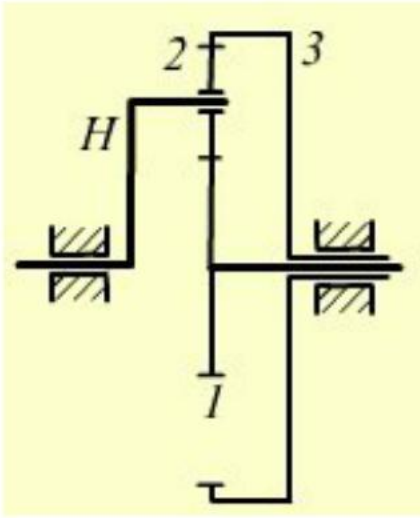
根据自由度的不同，周转轮系可以分为自由度为**1**的行星轮系(Planetary gear train)和自由度为**2**的差动轮系(Differential gear train)。

按基本构件的特点，周转轮系还可分为**2K-H**型周转轮系，**3K**型周转轮系等。在工程实际中应用最多的是**2K-H**型的行星轮系。

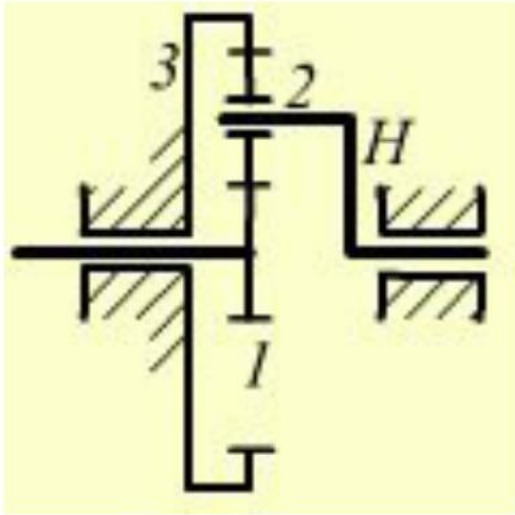
行星轮系



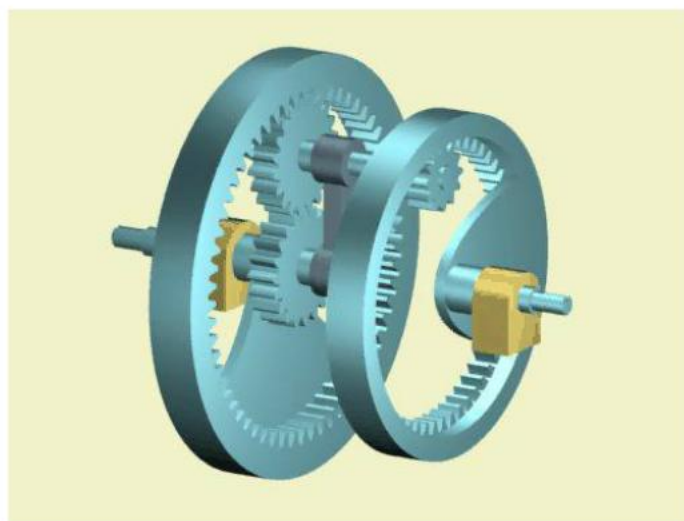
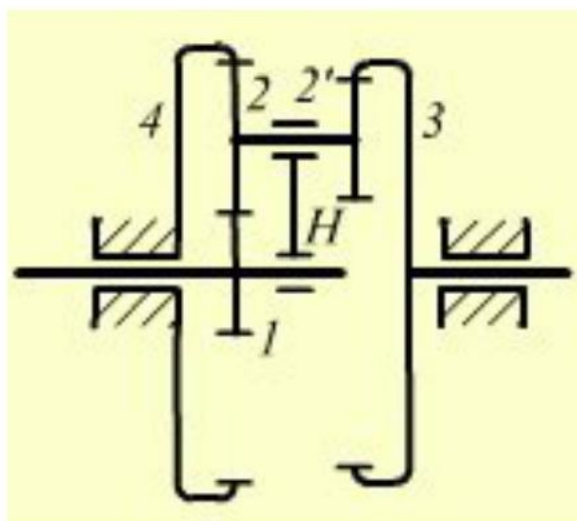
差动轮系



2K-H型行星轮系



3K型周转轮系



二、周转轮系的传动比计算

周转轮系传动比计算

周转轮系传动比计算的进一步说明

由于周转轮系中所有基本构件的回转轴共线，无论行星轮的轴线方向如何，总可以根据周转轮系的转化轮系写出三个基本构件的角速度与其齿数之间的比值关系式。当已知两个基本构件的角速度矢量的大小和方向时，就可以利用该关系式计算出第三个基本构件角速度的大小和方向。

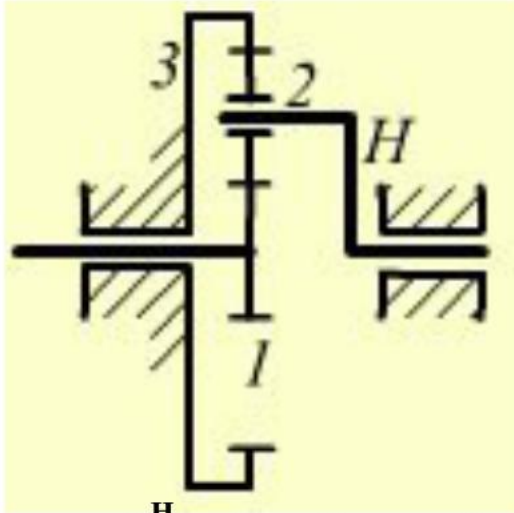
建立关系式及求解时应特别注意：

$$i_{mn}^H = \frac{\omega_m^H}{\omega_n^H} = \frac{\omega_m - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \pm \frac{z_{m+1}z_{m+3}\dots z_n}{z_m z_{m+2}\dots z_{n-1}}$$

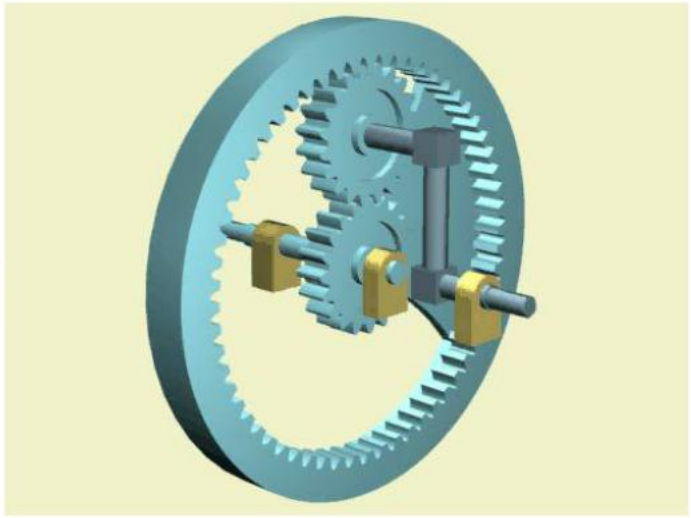
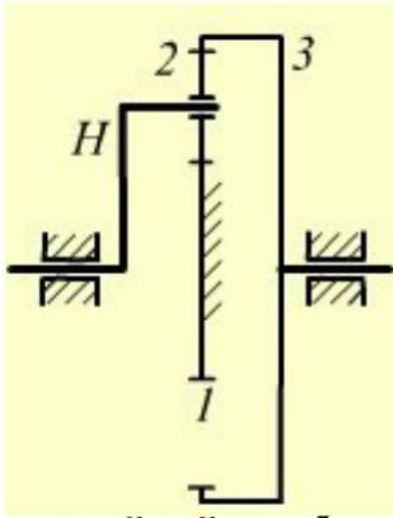
上式中，齿数比前的“+”、“-”号对计算的正确性非常重要，必须根据周转轮系的转化轮系(定轴轮系)中齿轮 m 、 n 的传动关系来确定。其方法是：先假定齿轮 m 的转向，按定轴轮系的传动关系确定出齿轮 n 的转向。两者转向相同取“+”号，否则取“-”号。

“+”、“-”号与周转轮系中两太阳轮的真实转向无直接关系，即“+”号并不表示两太阳轮的真实转向一定相同，“-”号并不表示两太阳轮的真实转向一定相反。

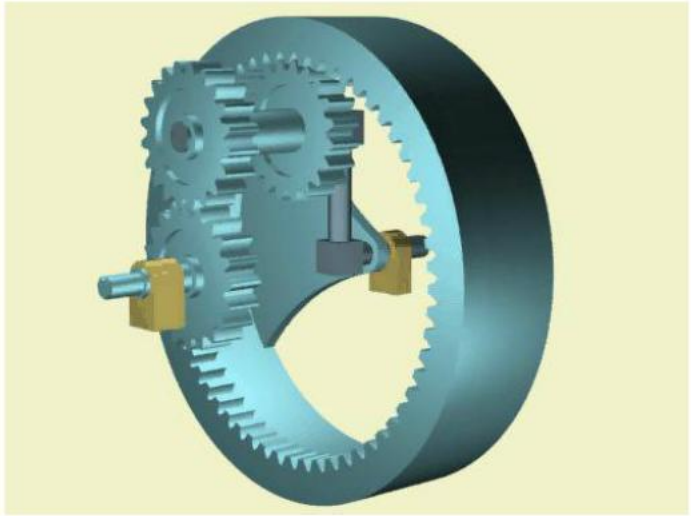
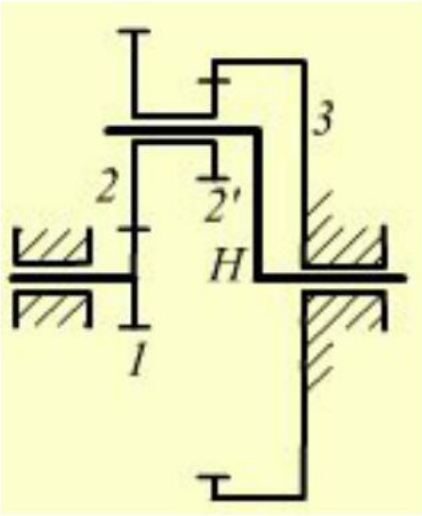
常见2K-H型周转轮系及其 转化轮系传动比计算



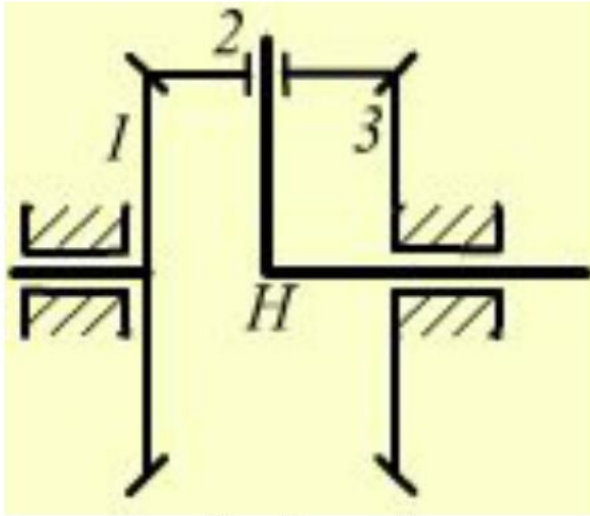
$$i_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$



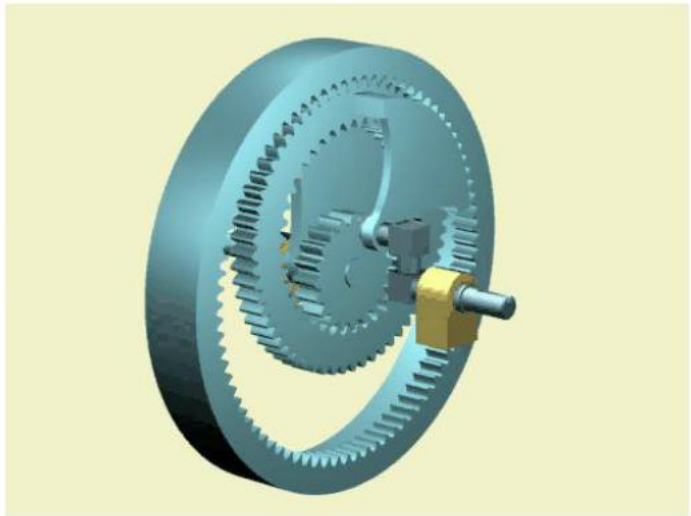
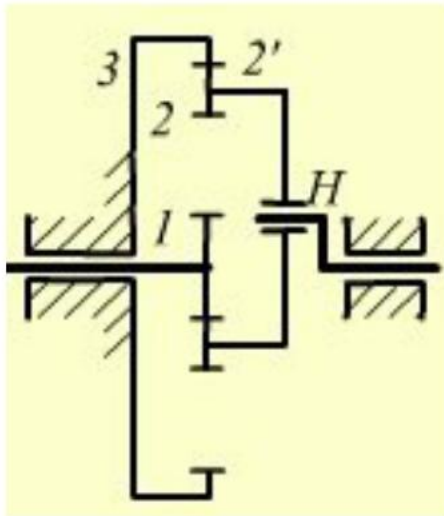
$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$



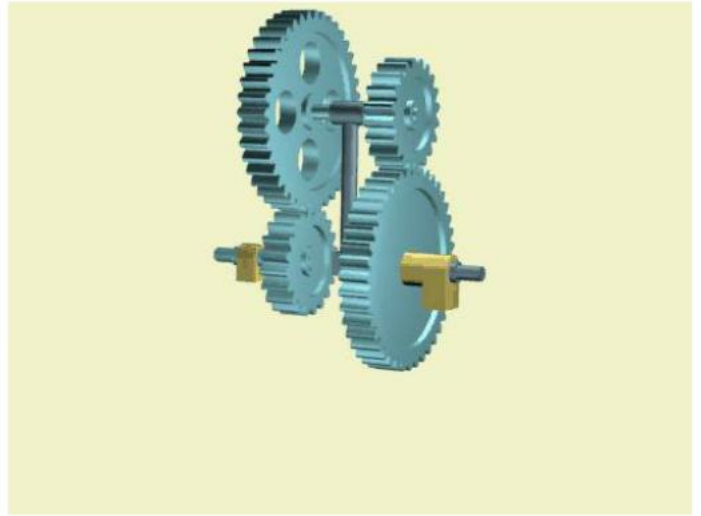
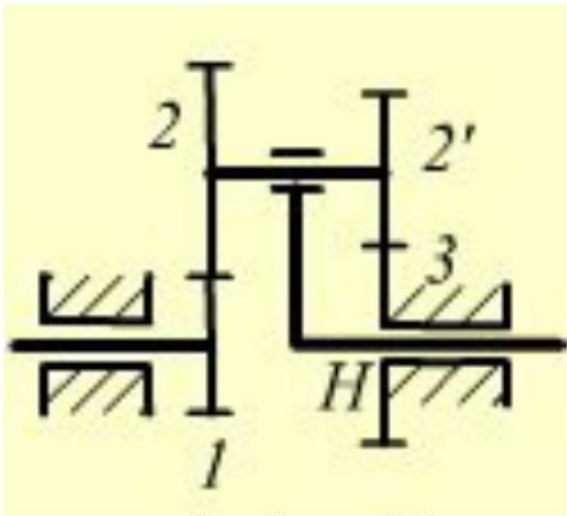
$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$



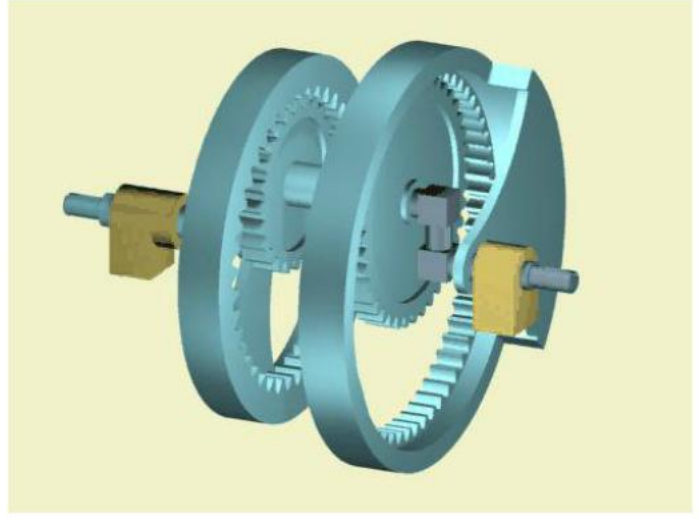
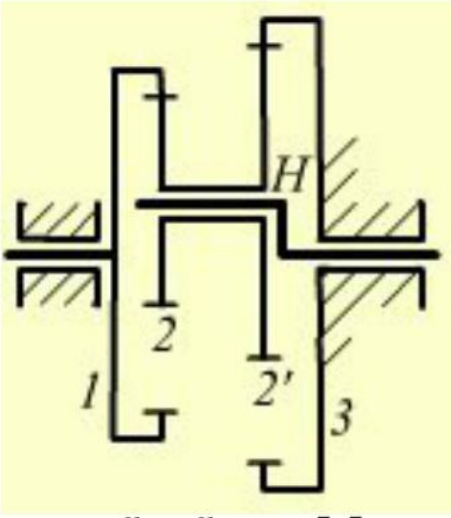
$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$



$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$



$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$



$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$

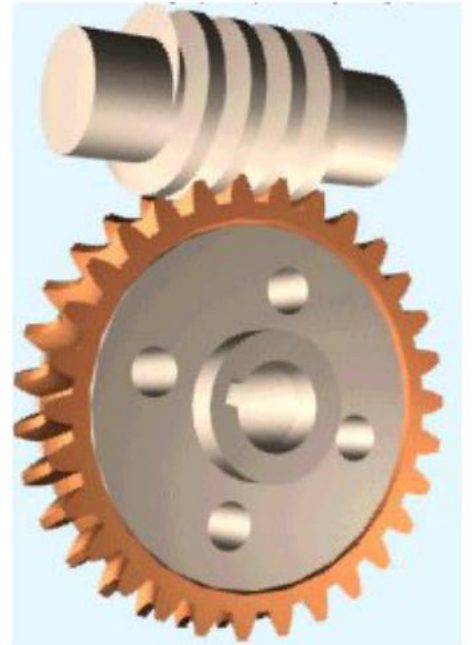
齿数比前的“+”、“-”号反映了周转轮系的转化轮系中内、外啮合的结构特征。通常把在齿数比前为“-”号的周转轮系称为负号机构，把在齿数比前为“+”号的周转轮系称为正号机构。

判断周转轮系转化机构中齿数比的“+”、“-”号的方法有：

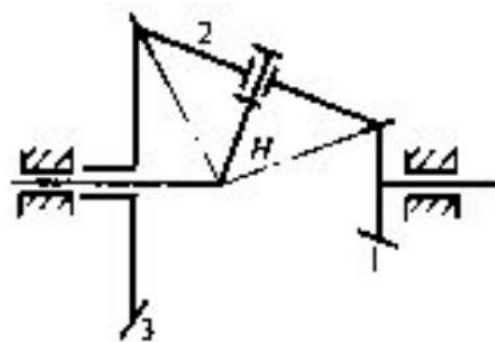
方法1 由 $(-1)^m$ 确定“+”、“-”号。 m 表示外啮合齿轮对数。“+”表示两轮转向相同，“-”表示两轮转向相反。这种方法适用于所有齿轮轴线平行的周转轮系。

方法2 用箭头方向表示齿轮可见齿侧面的圆周速度方向。蜗杆蜗轮的传动方向可以由右手法则或左手法则确定。这种方法具有通用性，适用于所有周转轮系。

蜗杆蜗轮机构转向关系的确定



例1 在图示轮系中，已知 $z_2=z_3=60$ 、 $z_1=20$ ，太阳轮1的转速为 1r/min ，太阳轮3的转速为 2r/min ，试求：1) 两太阳轮转向相同时的 n_H 值、转向和传动比 i_{1H} ；2) 两中心轮转向相反时的 n_H 值、转向和传动比 i_{1H} 。



2K-H锥齿轮差动轮系

解

根据该轮系转化后的定轴轮系判定，齿轮1、3转向相反，在其转化轮系的传动比计算式中，其齿数比前应加上“—”号(也可以根据该机构是负号机构确定符号)。

该轮系的转化轮系的传动比为

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -3$$

1) 当两中心轮转向相同时, 设 $n_1=1$, $n_3=2$, 代入上式得

$$\frac{1 - n_H}{2 - n_H} = -3$$

$n_H = (7/4) \text{ r/min}$, 因 n_H 为正, 故系杆 H 的转向与中心轮 1 、 3 转向相同。

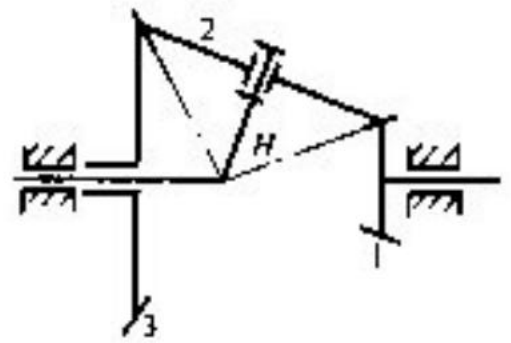
$$i_{1H} = n_1/n_H = 4/7。$$

2) 当两中心轮转向相反时, 设 $n_1=1$, $n_3=-2$, 代入上式得

$$\frac{1 - n_H}{-2 - n_H} = -3$$

$n_H = (-5/4) \text{ r/min}$, 因 n_H 为负, 故系杆 H 的转向与中心轮 3 转向相同, 与中心轮 1 转向相反。

$$i_{1H} = n_1/n_H = -4/5$$



2K-H 锥齿轮差动轮系

例 2

行星轮系传动比计算例

在这种行星轮系中，当将 z_3 改为**100**，其他各轮齿数不变时， $i_{H1}=-100$ 。

根据本例计算结果可知，当各轮齿数相差很小时，周转轮系可获得很大的传动比。其次，周转轮系输出构件的转向既与输入运动转向有关，又与各轮齿数有关，这一点与定轴轮系有明显不同。因此，周转轮系各轮的转向应通过计算确定。

三、行星轮系的传动效率计算

行星轮系的效率

四、行星轮系设计的几个问题

设计行星轮系时要特别注意几个以下问题。

(一) 类型选择

行星轮系类型选择

(二) 齿数确定

行星轮系各轮齿数的确定

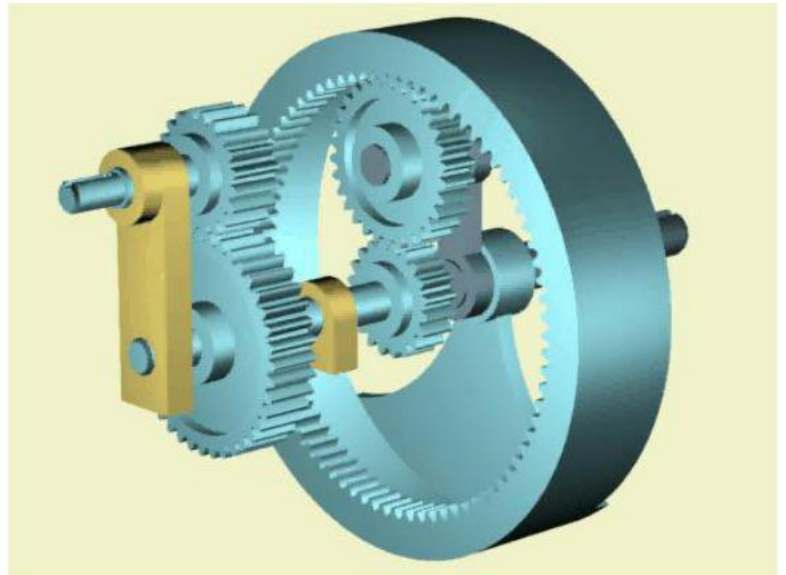
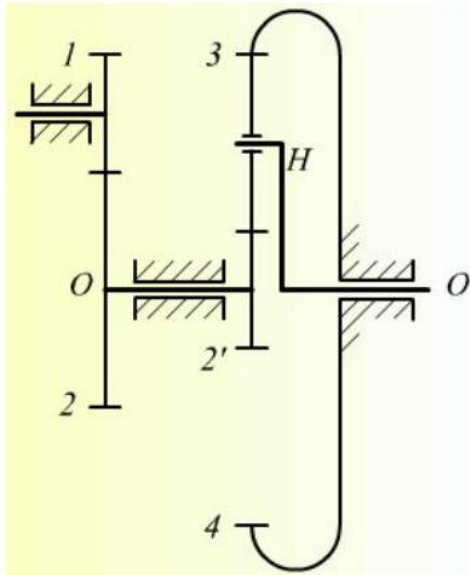
(三) 均载装置

行星轮系的均载装置

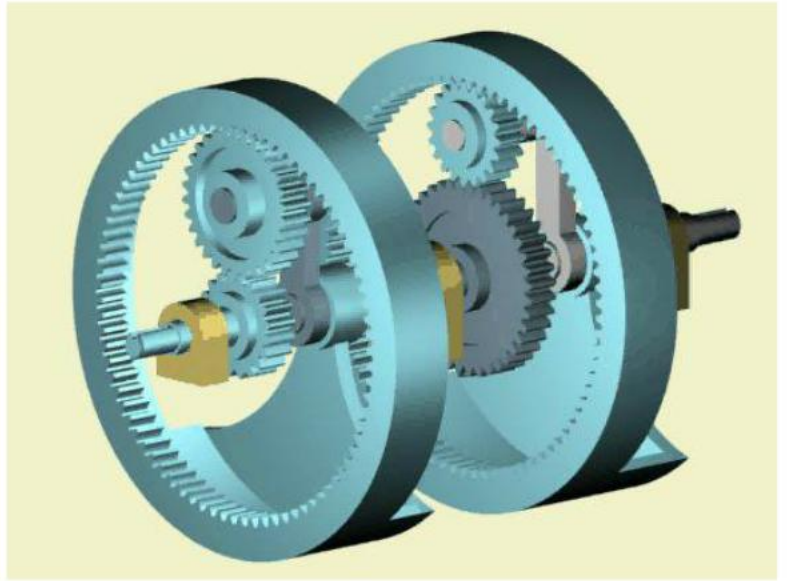
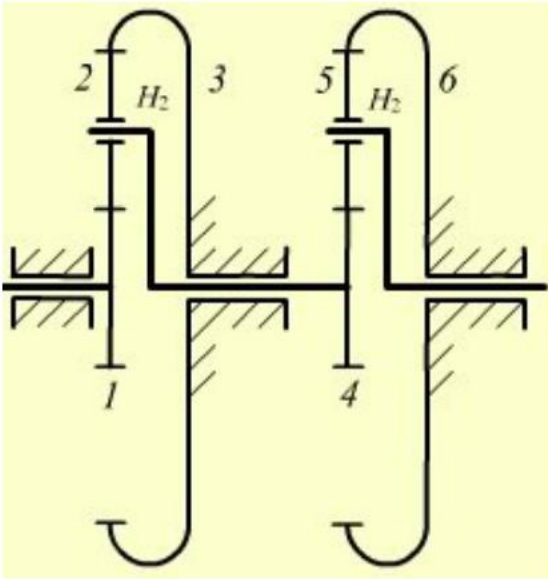
第四节 复合轮系及其设计

前面所介绍的 $2K-H$ 型周转轮系，称为**基本周转轮系 (Elementary epicyclic gear train)**。既包含定轴轮系又包含基本周转轮系，或包含多个基本周转轮系的复杂轮系称为**复合轮系 (Combined gear train)**。

定轴轮系与周转轮系组成的复合轮系



周转轮系与周转轮系组成的
复合轮系



一、复合轮系的传动比计算

复合轮系按其结构的组成方式，可以分为三种类型：

(一) 串联型复合轮系

为了获得大的传动比，较小的尺寸、重量和高的传动效率，充分发挥行星轮系的特点，常采用自由度为1的基本轮系(定轴轮系或行星轮系)，按前一基本轮系的输出构件，即为后一基本轮系输入构件的方式组合成复合轮系，称为**串联型复合轮系 (Series combined gear train)**。定轴轮系与行星轮系串联、行星轮系与行星轮系串联，都可以组成串联型复合轮系。

串联型复合轮系的传动比

由上例可知，在计算复合轮系的传动比时，最重要的问题是首先要分析复合轮系的结构组成，将轮系中的定轴轮系和各个周转轮系正确地划分开。划分的关键是先把轮系中的周转轮系一一划分出来。

划分基本周转轮系的步骤：

- (1) 找出行星轮(即不用直轴直接架在机架上的齿轮)
- (2) 确定系杆(安装或支撑行星轮的构件)及其回转中心
- (3) 确定与行星轮相啮合的所有太阳轮

这样，一个基本周转轮系即被确定。按此步骤将复合轮系中所有基本周转轮系划分出来，剩下的即为定轴轮系。

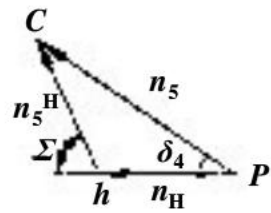
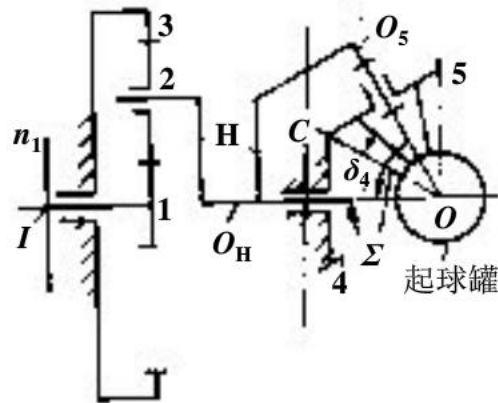
例 3 图示为用来检验羊毛收缩性能的羊毛起球机构，其工作原理是在球罐中放入一定量的羊毛，旋转一定时间，羊毛缩成的球愈小，表明其收缩性愈好。已知 $z_1=20$ ， $z_2=30$ ， $z_3=80$ ， $z_4=z_5=30$ ， O_H 轴与 O_5 轴夹角 Σ 为 60° ，齿轮4的节锥角 $\delta_4=30^\circ$ ，输入转速 $n_1=900\text{r/min}$ ，方向如图，求 n_5 的大小及方向。

解

齿轮2、5的轴不与机架组成转动副，为行星轮，系杆为H，与齿数2啮合的太阳轮为齿轮1、3(固定不动)，与齿轮5啮合的太阳轮为齿轮4(固定不动)。轮系由行星轮系1-2-3-H和行星轮系4-5-H串联而成。

对于行星轮系
1-2-3-H，有

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{0 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$



a) 行星轮系的串联

b) 轮5转向分析

羊毛起球机构

(二) 封闭型复合轮系

为了实现运动的合成或分解，实现功率的分流，或者为了得到更复杂多样和方便可调的传动系统，可采用**封闭型复合轮系 (Closed combined gear train)**。封闭型复合轮系的明显结构特征是：轮系中一定包含有自由度为**2**的差动轮系，在差动轮系的三个基本构件中，用一个自由度为**1**的轮系将其中两个基本构件联接封闭，使两者之间始终保持一定的运动约束关系，从而使整个轮系成为一个自由度为**1**的复合轮系。这种复合轮系被称为封闭型复合轮系，也称为封闭式行星轮系。

封闭型复合轮系传动比计算

例 4 设已知图中1和5均为单头右旋蜗杆，各轮齿数 $z_1=101$ ， $z_2=99$ ， $z_2'=z_4$ ， $z_4'=100$ ， $z_5'=100$ ， $n_1=1\text{r/min}$ ，方向如图。求 n_H 的大小及方向。

解

在定轴轮系1-2中

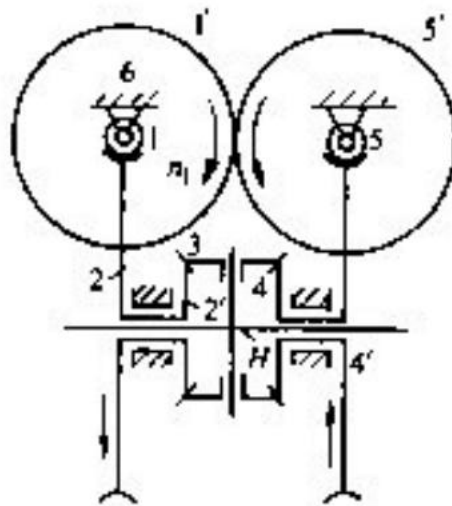
$$n_2 = \frac{z_1}{z_2} n_1 = \frac{1}{99} \text{ r/min}$$

方向向下。

在定轴轮系1'-5'-5-4'中

$$n_{4'} = \frac{z_1 z_5}{z_5' z_4'} n_1 = \frac{101}{10000} \text{ r/min}$$

方向向上。



封闭型复合轮系

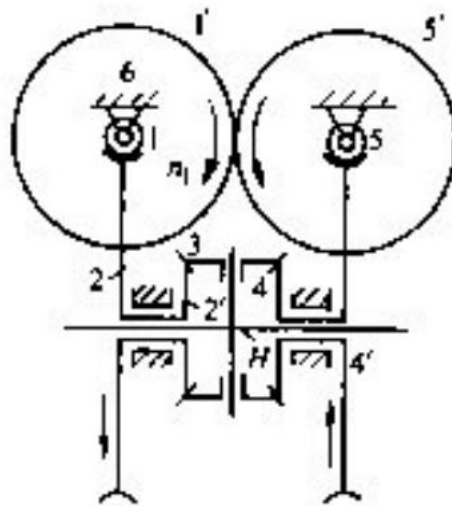
在差动轮系2'-3-4-H中

$$i_{2'4}^H = \frac{n_{2'} - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_4}{z_{2'}} = -1$$

将前两式代入上式，并注意
到 n_2 和 $n_{4'}$ 方向相反。设 n_2 为
正， $n_{4'}$ 为负，得到

$$n_H = \frac{1}{1980000} \text{ r/min}$$

计算结果说明， n_1 需转1980000周， n_H 才转1周。 n_H 为正值
说明 n_H 的转向与 n_2 的转向相同。该轮系实现了两个转向相反的
输入运动的合成，以紧凑的结构实现了很大的传动比。



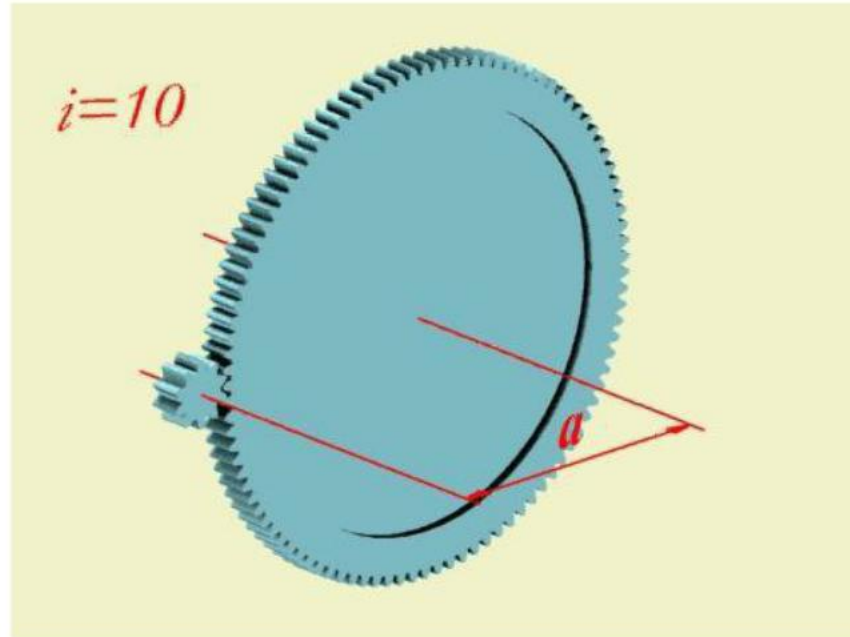
封闭型复合轮系

第五节 轮系的功用

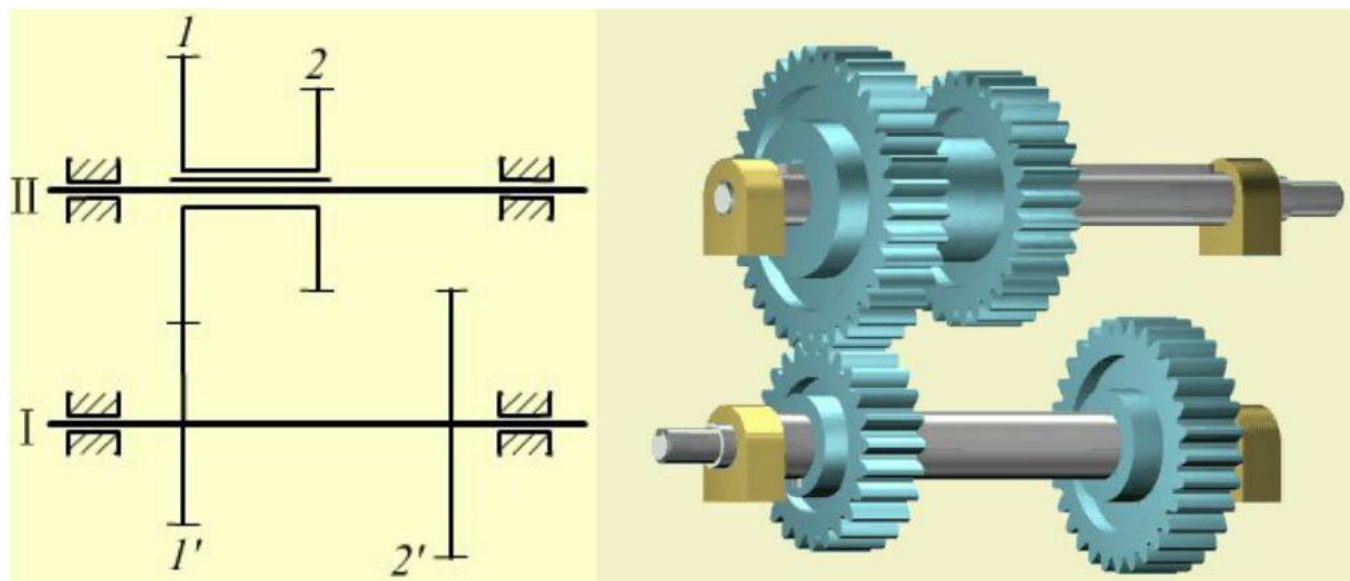
轮系的功能与用途可以概括为以下几个方面。

1. 实现大传动比传动

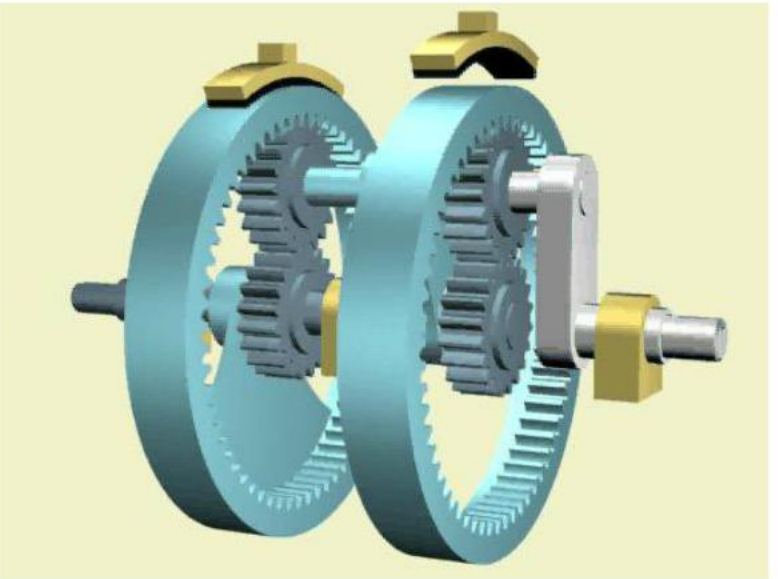
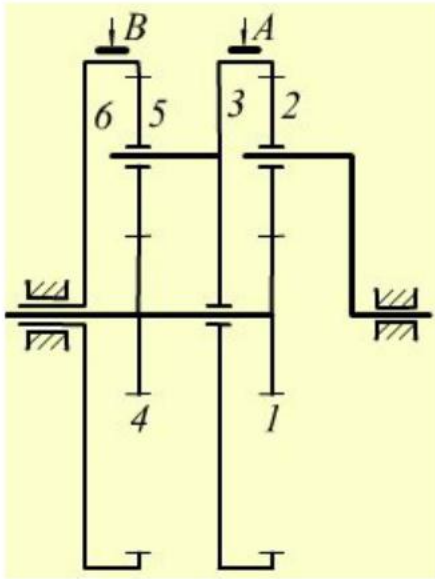
若仅用一对齿轮实现较大的传动比，必将使两轮的尺寸相差悬殊，外廓尺寸庞大，故一对齿轮的传动比一般不大于8。实现大传动比应采用轮系。



2. 实现变速传动

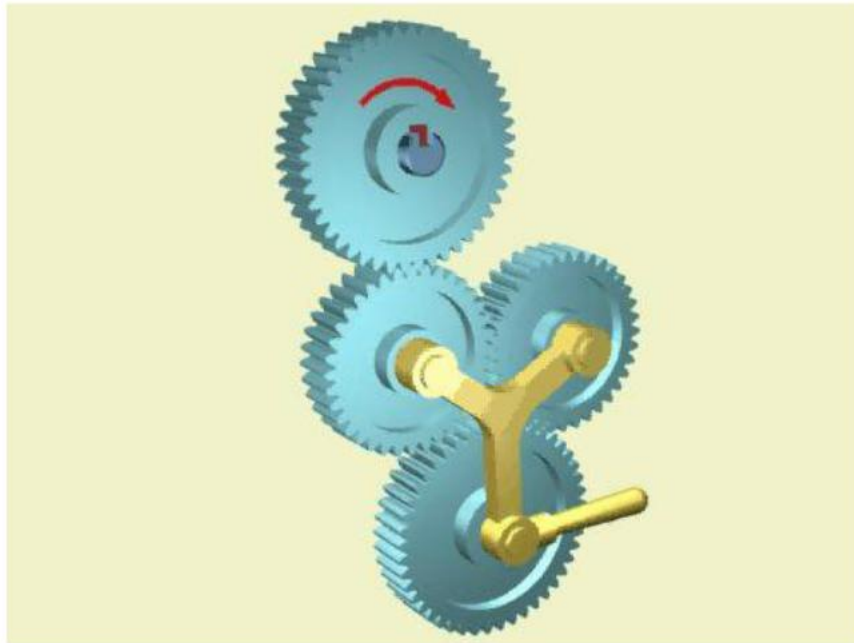


此机构为换档变速传动机构，在主动轴转速不变的条件下，通过换档可使从动轴得到不同的转速。



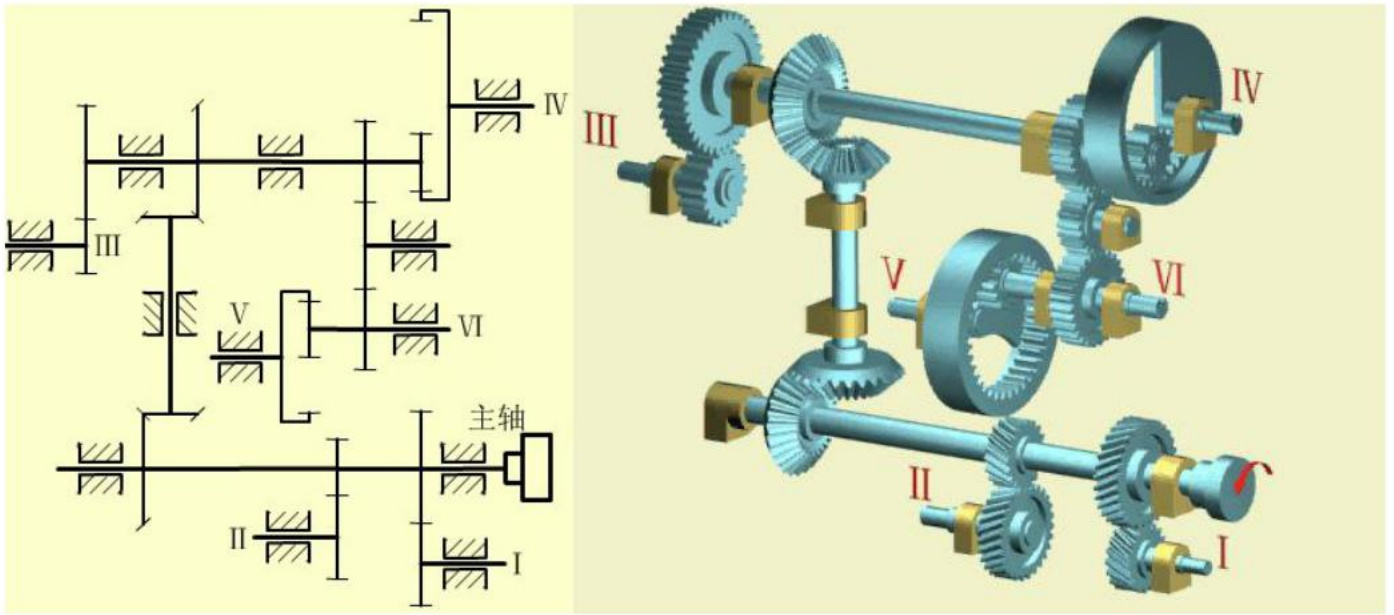
此周转轮系为一简单二级行星轮系变速器。其结构较为复杂，但操作方便，可在运动中变速，又可利用摩擦制动器的打滑起到过载保护作用。

3. 实现换向传动



此机构为车床走刀丝杆的三星轮换向机构。在主动轴转向不变的条件下，可改变从动轴的转向。

4. 实现分路传动



此为某航空发动机附件传动系统。它可把发动机主轴的运动分解成六路传出，带动各附件同时工作。

5. 实现结构紧凑的大功率传动

大功率行星传动

6. 实现运动合成与分解

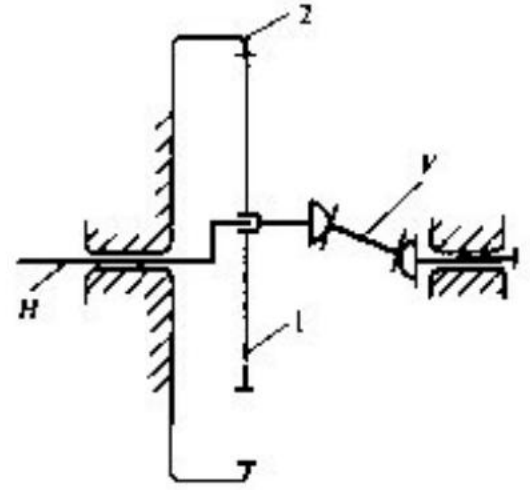
运动合成与分解

第六节 少齿差传动简介

渐开线行星减速传动，当行星轮齿数与其啮合的内齿轮齿数相差很少时，称为**少齿差行星传动 (Planetary transmission with small tooth difference)**。这种传动不但装配方便、体积小，而且传动效率高、传动比大、不需要贵重金属铜。因此，渐开线少齿差传动受到人们的广泛注意。根据少齿差传动的啮合原理，人们又开发出了诸如**摆线针轮传动 (Cycloidal-pin wheel planetary gearing)**、**谐波传动 (Harmonic drive gearing)**、**活齿传动 (Movable-tooth drive gearing)**等等，根据这些传动原理研制出的各种减速器也在不同场合得到广泛应用。

(一) 渐开线少齿差行星齿轮传动

在图示行星轮系中，如果取消太阳轮，而把行星轮的齿数做成与内齿轮只差几个齿(通常为1~4齿)，并安装成图示结构形式，就构成了少齿差行星齿轮传动。这种轮系用于减速传动时，应以系杆**H**为主动件，系杆通常做成偏心轴。输出运动为行星轮的转动。由于行星轮作一般平面运动，需要采用能传递两平行轴回转运动的联轴器作为运动的输出机构，输出机构常用**V**表示。



K-H-V行星轮系

由于机构中只有一个太阳轮，故这种轮系又称为**K-H-V**行星轮系，其传动比可根据这种轮系传动比公式计算。

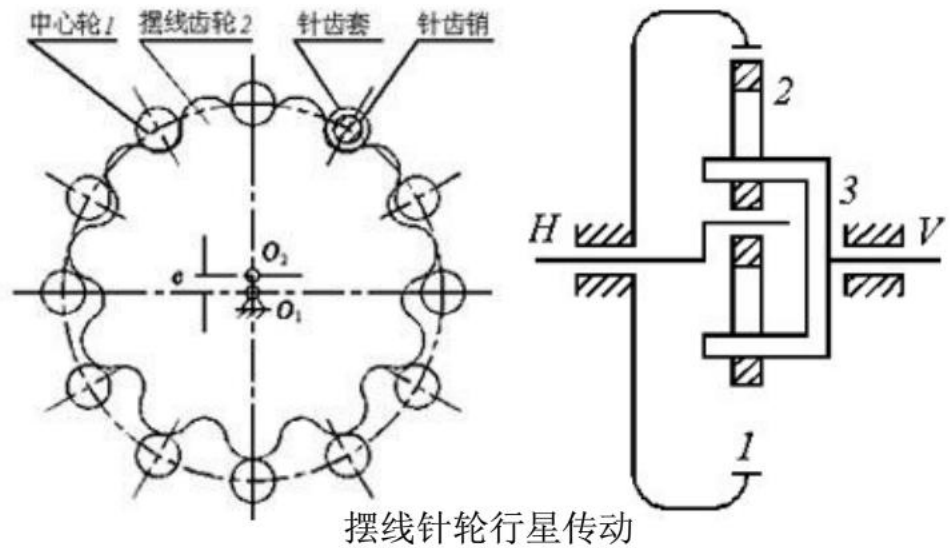
$$i_{12}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = \frac{n_1 - n_H}{-n_H} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{故} \quad i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = \frac{-z_1}{z_2 - z_1}$$

当 $z_2 - z_1 = 1$ 时，机构为一齿差行星轮系，这时， $i_{H1} = -z_1$ 。

(二) 摆线针轮传动

摆线针轮行星传动的工作原理和结构与渐开线少齿差行星传动基本相同。如图所示，由系杆**H**、行星轮**2**(摆线齿轮)和中心轮**1**(内齿轮)组成。

摆线针轮行星传动与渐开线少齿差传动的不同之处在于齿廓曲线。其中心轮上的内齿是带套筒的圆柱销形针齿，而摆线齿行星轮的齿廓曲线则是短幅外摆线的等距曲线。





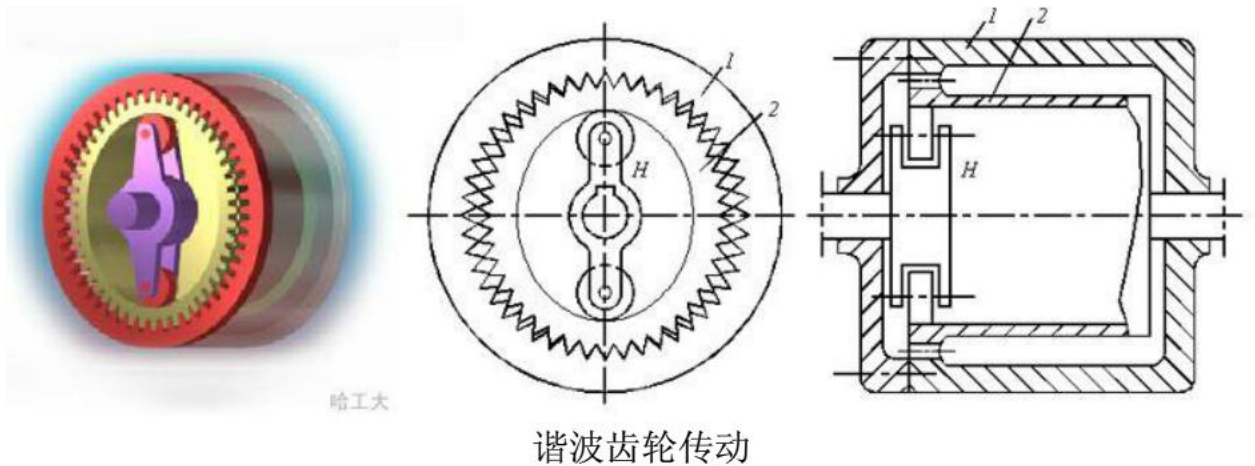
摆线针轮行星传动的传动比计算与渐开线少齿差行星传动的计算相同

$$i_{H2} = \frac{n_H}{n_2} = \frac{-z_2}{z_1 - z_2}$$

当 $z_1 - z_2 = 1$ 时，机构为一齿差行星轮系，这时， $i_{H2} = -z_2$ 。

(三) 谐波齿轮传动

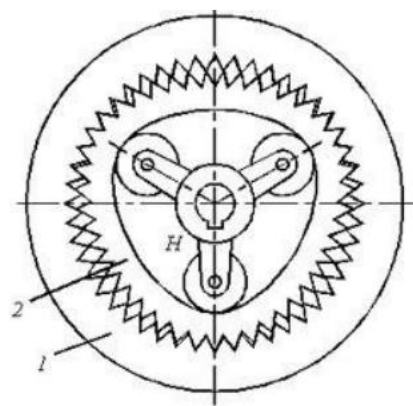
谐波齿轮传动的主要组成部分如图示，**H**为波发生器，它相当与行星轮系中的系杆；齿轮**1**为刚轮，其齿数为 z_1 ，它相当于中心轮；齿轮**2**为柔轮，其齿数为 z_2 ，可产生较大的弹性变形，它相当于行星轮。系杆**H**的外缘尺寸大于柔轮内孔直径，所以将它装入柔轮内孔后，柔轮变成椭圆形，椭圆长轴处的轮齿与刚轮相啮合而短轴处的轮齿脱开，其他各点则处于啮合和脱开的过渡状态。



谐波齿轮传动中，一般刚轮固定不动，当主动件波发生器H转动时，柔轮与刚轮的啮合区也就跟着发生转动。由于柔轮齿数比刚轮齿数少 (z_1-z_2) 个，所以当波发生器转过一周时，柔轮相对刚轮少啮合 (z_1-z_2) 个齿，也就是柔轮与原位比较相差 (z_1-z_2) 个齿距角，从而反转 $(z_1-z_2)/z_2$ 周，因此传动比为

$$i_{H2} = \frac{n_H}{n_2} = \frac{-1}{(z_1-z_2)/z_2} = \frac{-z_2}{z_1-z_2}$$

谐波齿轮传动按照波发生器上装的滚轮数不同，可以有双波传动和三波传动等。最常用的是双波传动。谐波齿轮传动的齿数差应等于波数或波数的整数倍。为了实际加工的方便，谐波齿轮的齿形多采用渐开线。



非圆行星齿轮传动



基本要求

- 了解各类轮系的组成和运动特点，学会判断一个已知轮系属于何种轮系。
- 熟练掌握各种轮系传动比的计算方法，会确定主、从动轮的转向关系；掌握周转轮系的传动特性与类型和结构的关系。
- 了解各类轮系的功能，学会根据各种要求正确选择轮系类型。
- 了解行星轮系效率的概念及其主要影响因素。
- 了解复合轮系的组合方法，学会分析复合轮系的组成，正确计算其传动比。
- 了解行星轮系设计的几个基本问题；了解几种其它类型行星传动的原理及特点。

第五章 其他常用机构

为了满足各种工作需要，除前述的连杆机构、凸轮机构及齿轮机构外，还有其他常用机构。

第一节 间歇运动机构

在机械中，常需要某些构件作周期性的**间歇运动 (Intermittent motion)**。常用的间歇运动机构有**槽轮机构 (Geneva drive)**、**棘轮机构 (Ratchet mechanism)**、**不完全齿轮机构 (Intermittent gearing)**、**凸轮式间歇运动机构 (Cam-type index mechanism)**等。

一、槽轮机构

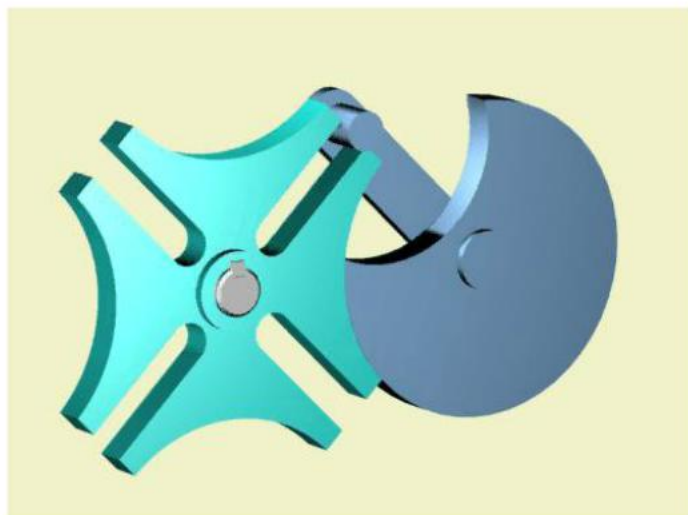
槽轮机构的组成及工作特点

槽轮机构在电影放映机、自动传送装置中都有应用。

槽轮机构可以分为外槽轮机构、内槽轮机构、槽条机构、球面槽轮机构等类型。

外槽轮机构

External Geneva drive



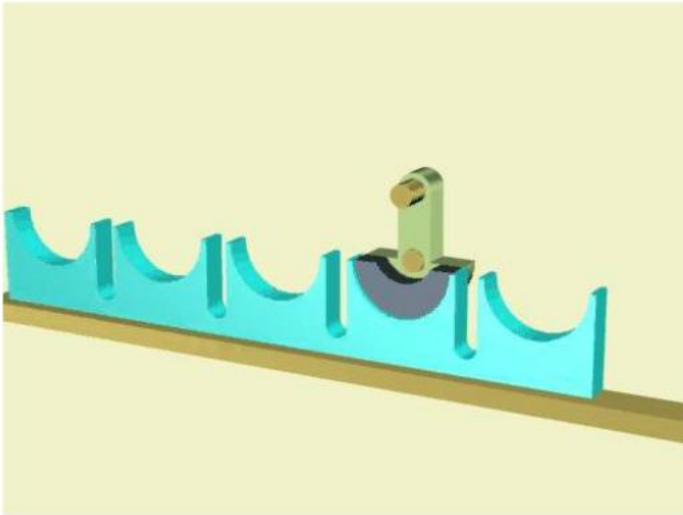
内槽轮机构

Internal Geneva drive



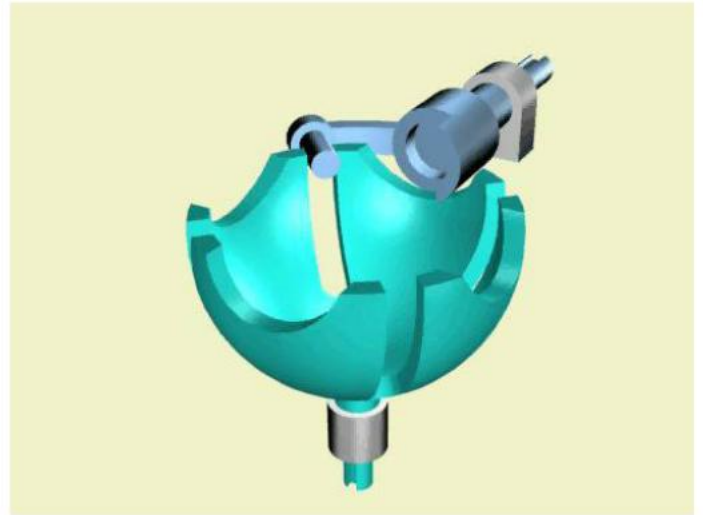
槽条机构

Geneva rack mechanism



球面槽轮机构

Spherical Geneva drive



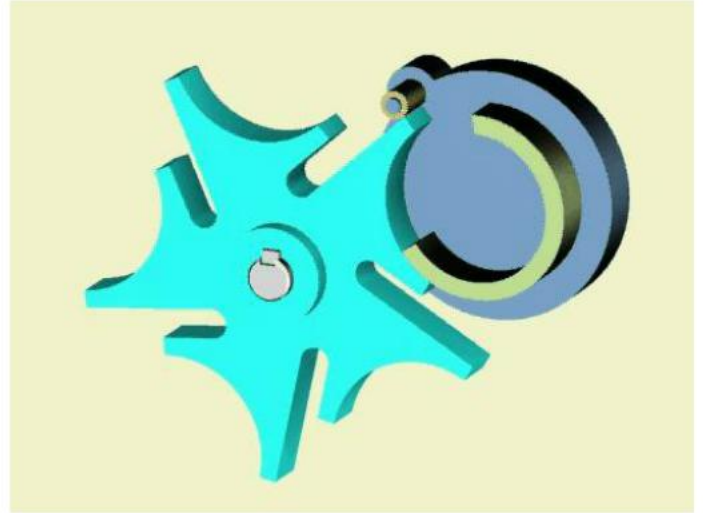
不等臂长多销槽轮机构

**Nonequivalent arm and
multiple-pin Geneva drive**



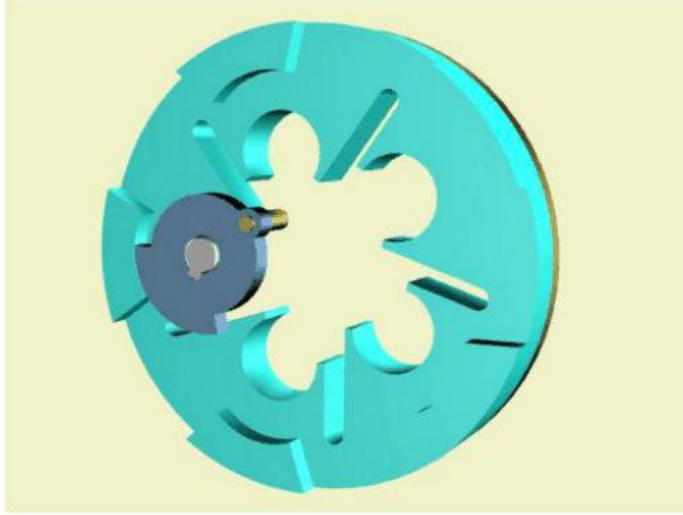
偏置外槽轮机构

Offset external Geneva drive



偏置内槽轮机构

Offset internal Geneva drive

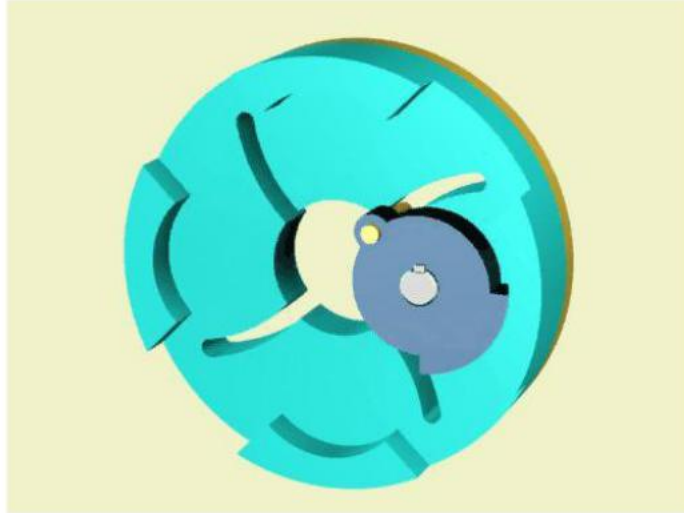


曲线槽外槽轮机构

Curved groove external Geneva drive

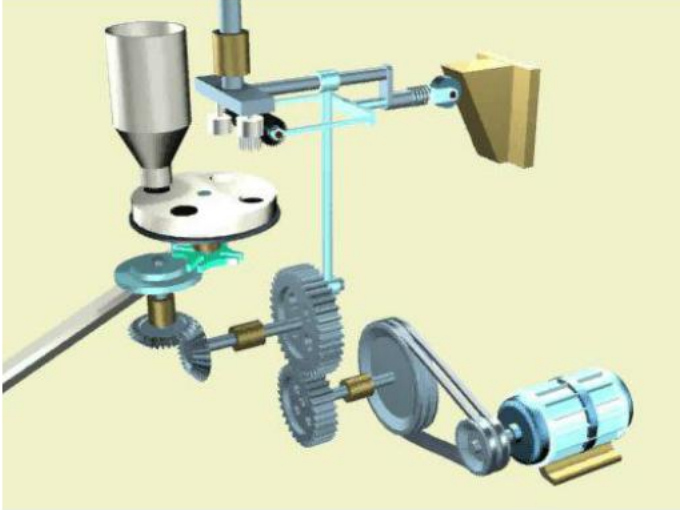
曲线槽内槽轮机构

Curved groove internal Geneva drive

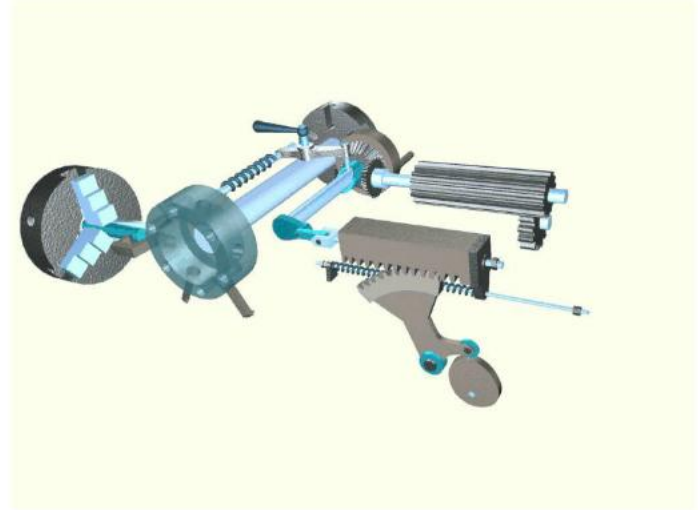


槽轮机构应用举例

蜂窝煤成型机模盘转位机构



六角车床刀架转位机构



二、棘轮机构

棘轮机构的组成及工作特点

棘轮机构可以分为轮齿式棘轮 (**Tooth ratchet**) 机构和摩擦式棘轮 (**Friction ratchet**) 机构两大类。

棘轮机构常用于转位分度 (**Indexing**)、进给 (**Feed**)、单向离合器 (**One-way clutch**)、超越离合器 (**Overrun clutch**)、制动器 (**Brake**) 等。

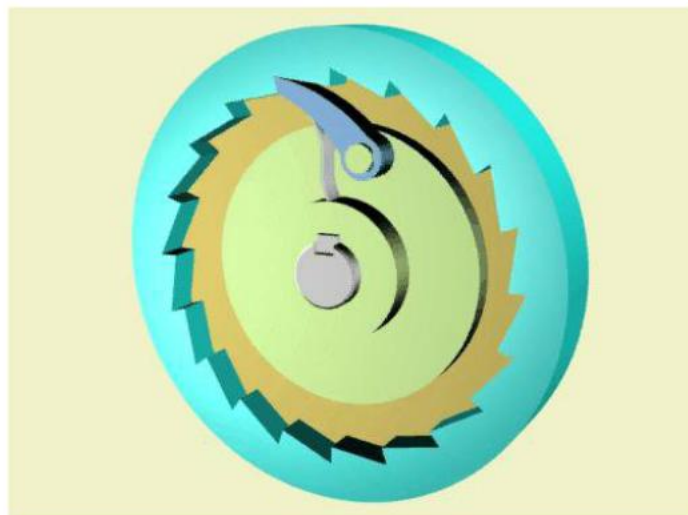
外啮合轮齿式棘轮机构

Externally meshed tooth ratchet mechanism



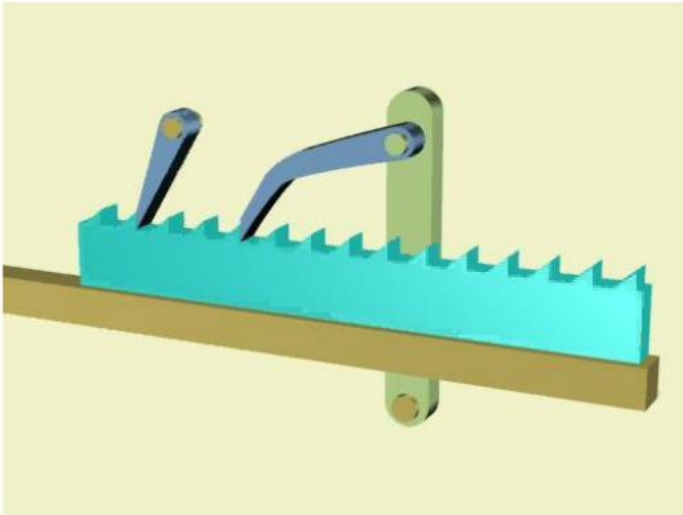
内啮合轮齿式棘轮机构

Internally meshed tooth ratchet mechanism



棘条机构

Ratchet rack mechanism



钩头双动式棘轮机构

Hooked double function ratchet mechanism



直推双动式棘轮机构

Straight double function ratchet mechanism



可变向棘轮机构

Changeable direction ratchet mechanism



可变向棘轮机构

Changeable direction ratchet mechanism



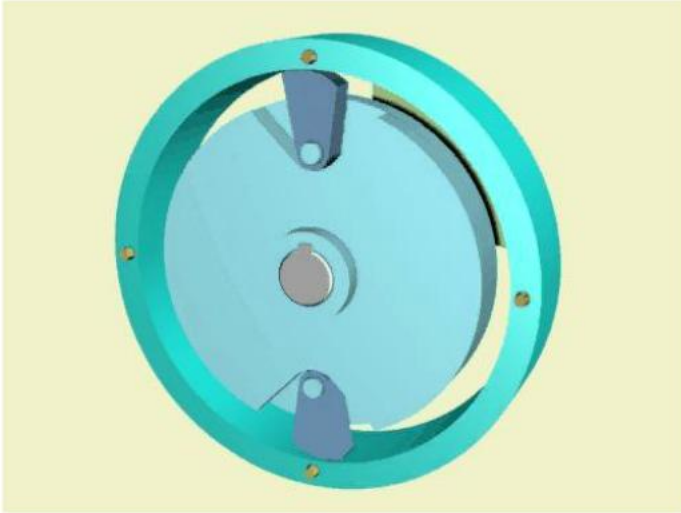
外啮合摩擦式棘轮机构

Externally meshed silent ratchet mechanism



内啮合摩擦式棘轮机构

Externally meshed silent ratchet mechanism



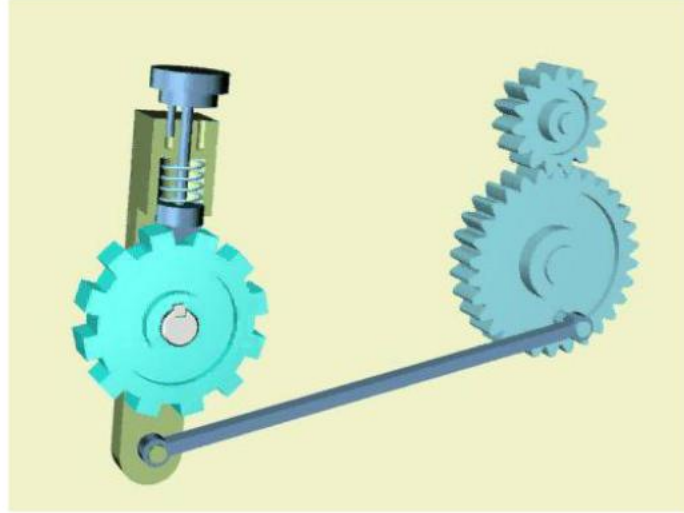
滚子内啮合摩擦式棘轮机构

Internally meshed roller silent ratchet mechanism



棘轮机构应用举例

牛头刨床工作台进给机构



三、不完全齿轮机构

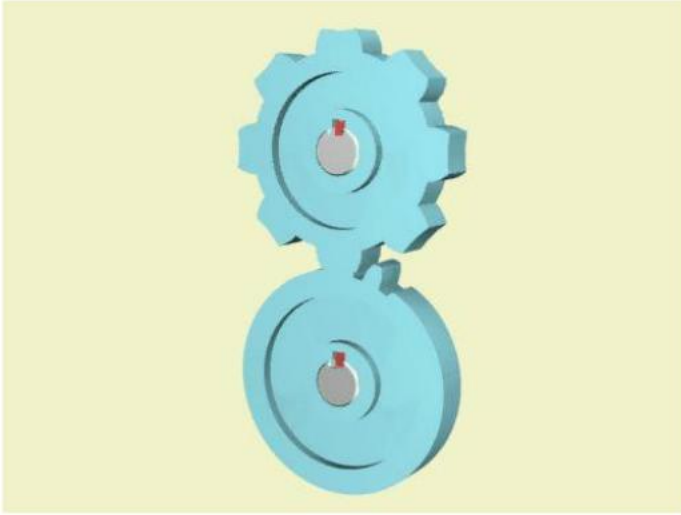
不完全齿轮机构的工作原理及特点

不完全齿轮机构多用于多工位自动机和半自动机工作台的间歇转位 (**Intermittent indexing**)、计数机构 (**Counting mechanism**) 及某些间歇进给 (**Intermittent feed**) 机构中。

不完全齿轮机构的类型

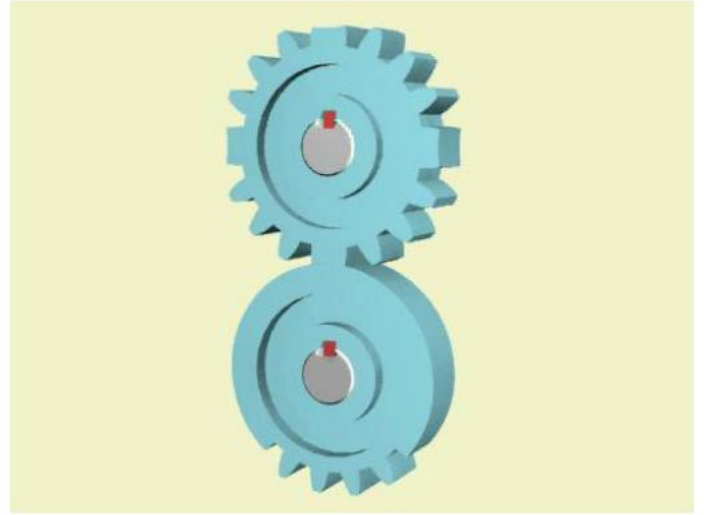
单齿外啮合传动

**Externally meshed single-tooth
intermittent gearing**



部分齿外啮合传动

**Externally meshed several-tooth
intermittent gearing**



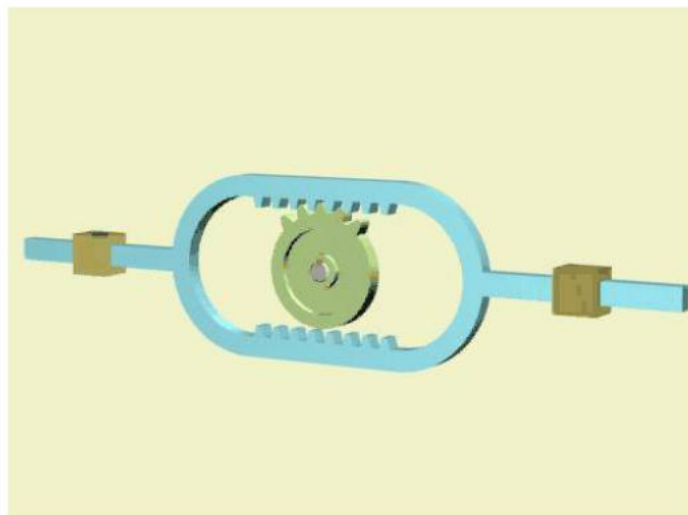
单齿内啮合轮传动

**Internally meshed single-tooth
intermittent gearing**



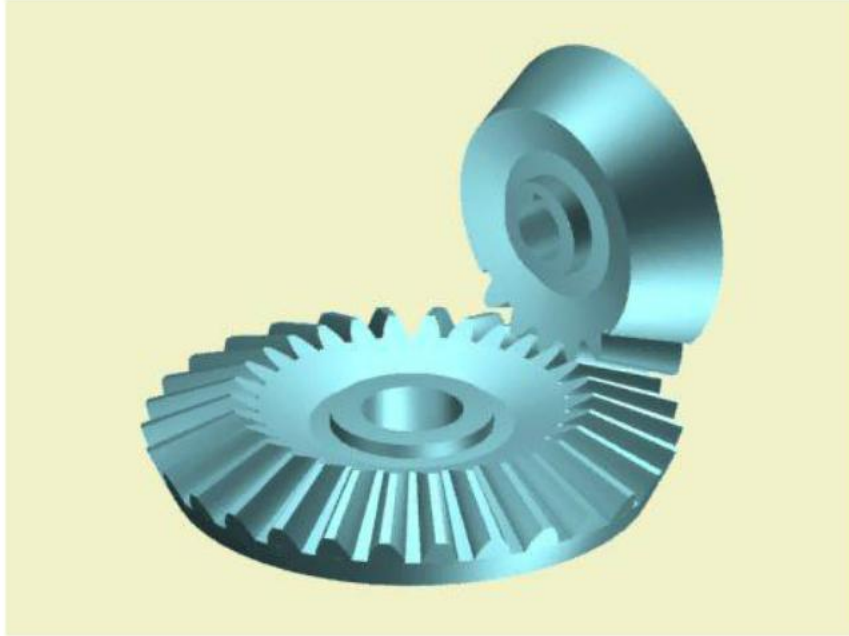
齿轮与齿条传动

Intermittent pinion and rack



圆锥不完全齿轮传动

Intermittent bevel gearing



四、凸轮式间歇机构

凸轮式间歇运动机构的工作原理及特点

凸轮式间歇机构常用于需要高速间歇转位的分度装置和要求**步进 (Stepping)**动作的机械中，例如多工位立式半自动机中工作盘的转位，某些包装机、拉链嵌齿机的间歇供料传动系统。

第二节 螺旋机构

螺旋机构 (**Screw mechanism**) 是利用螺旋副传递运动和动力的机构。

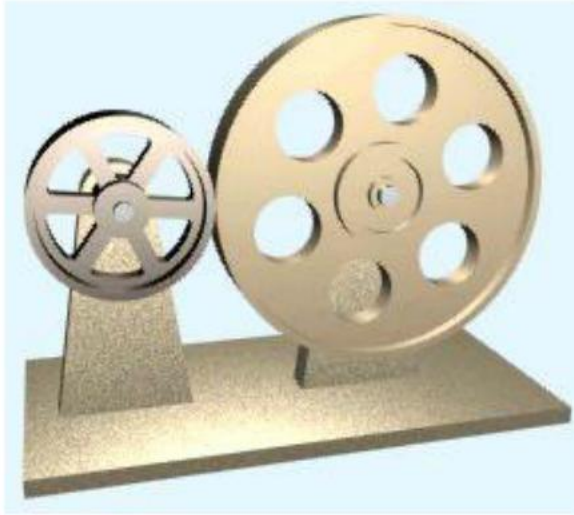
螺旋机构的组成及特点

螺旋机构的运动分析及设计要点

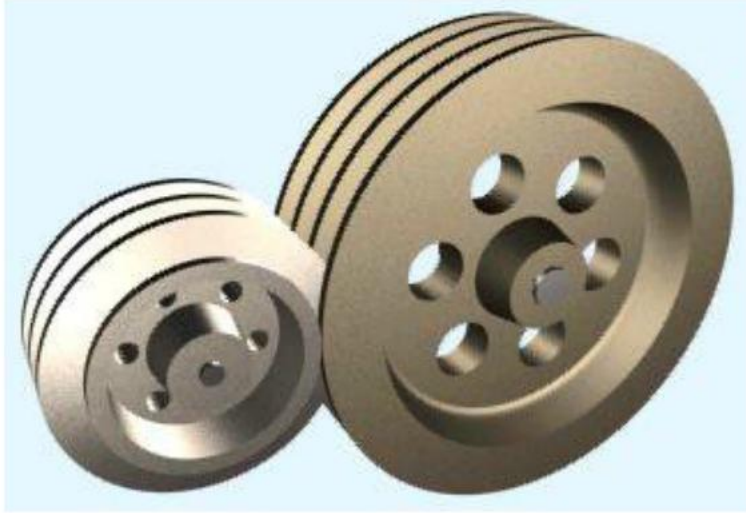
第三节 摩擦传动机构

摩擦传动机构 (**Friction mechanism**) 是利用接触面间的摩擦力传递运动和动力的机构。

圆柱平摩擦传动机构



圆柱槽摩擦传动机构



圆锥摩擦轮机构

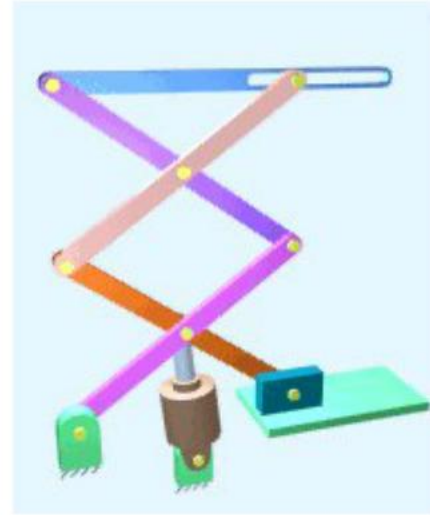
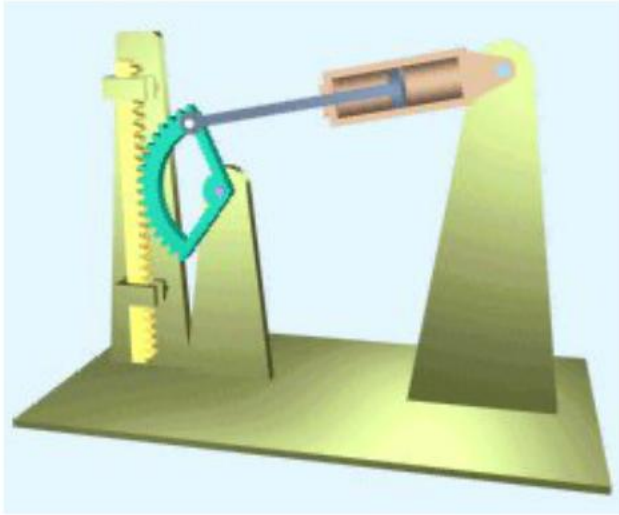


滚轮圆盘式摩擦传动机构



第四节 气动机构

气动机构 (**Pneumatic mechanism**) 是以压缩空气为工作介质来传递动力和控制信号的机构。



基本要求

- 了解槽轮机构、棘轮机构、不完全齿轮机构、凸轮式间歇机构、螺旋机构、摩擦传动机构、气动机构的工作原理、运动特点和适用场合。

第六章 机械动力学

对低速、轻载的机械进行运动分析和受力分析时，都是假定机构的原动件作匀速运动，在这种假定下得到的分析结果与真实情况是有差异的。对于高速、重载、大质量的机械，这种分析误差可能直接影响到设计的安全性和可靠性。

在实际工况中，作用在机器执行构件的生产阻力形式是各种各样的，并且绝大多数机器受到的生产阻力是变化的(时大时小，时有时无,突然加载，毫无规律等)。此外，作用在构件上的摩擦力和摩擦力矩随着机器的运转也在不断变化。原动机要在这样复杂变化力的作用下维持机械系统的**主轴 (Main shaft)**作匀速转动，就必须提供与之相适应的驱动力，这显然是不可能的。因此，绝大多数机械系统运转时，其主轴的速度是波动的。

机器主轴速度过大的波动变化会影响机器的正常工作，增大运动副中的动载荷，加剧运动副的磨损，降低机器的工作精度和传动效率，缩短机器的使用寿命。周期性的速度波动还会激发机器振动，产生噪声，甚至引起机器共振，造成意外事故。

高速、重载的机械系统中，构件周期性运动的**惯性力 (Inertia force)**和**惯性力矩 (Inertia torque)**是造成系统主轴周期性波动的重要原因之一，也是造成系统振动、产生噪声和增大机构动载荷的直接原因。合理分配各构件的质量与质心位置，对于减轻机构惯性力和惯性力矩对运动的不利影响是十分必要的。

当构件的惯性力不能忽略时，则必须准确计算构件的质量和转动惯量。由于构件的这些参数与其剖面尺寸和结构尺寸有关，而确定这些尺寸的主要技术依据是对构件作的符合其真实受力情况的受力分析。对于高速、重载的机械系统进行计入构件惯性力和惯性力矩的受力分析，也是十分必要的。

本章讨论的问题

- 机构的**动态静力分析 (Kinetostatical analysis)**
- 机械的**平衡 (Balancing of machinery)**
- 机械的**真实运动 (Actual motion)**规律分析与**速度波动调节 (Speed fluctuation regulation)**

第一节 机构的动态静力分析

受力分析的主要目的：

(1) 确定运动副中的约束反力。

(2) 确定在按给定的运动规律条件下需要加在原动件上的**平衡力 (Balance force)**或**平衡力矩 (Trimming moment)**。

对于低速机械，可以在不计惯性力的条件下对机构进行受力分析，即**静力分析 (Statical analysis)**。

对于中、高速机械，可以根据达朗贝尔原理将构件运动时产生的惯性力作为已知外力加在相应的构件上，将动态受力系统转化为瞬时静力平衡系统，用静力学的方法对机构进行受力分析，即动态静力分析。

机构的动态静力分析从本质上讲，仍然是一种在假定条件下的受力分析，但它的分析结果较静力分析更接近机构的真实受力情况。这种受力分析方法仍然是中、高速机械受力分析主要采用的方法。

一、构件组的静定条件

可以用动力学方法或动态静力分析方法确定机构中构件组全部运动副约束反力的结构条件，称为构件组的**静定条件 (Statically determinate condition)**。

要使构件组成为静定的，就要求该构件组所能列出的力的平衡方程数等于该构件组中所有运动副反力的未知要素数，这样该构件组中的所有未知力可通过求解联立方程或图解方法求得。

构件组是否具有静定特性，与该构件组所含构件数、运动副数及其类型有关。

构件组的静定条件

二、构件惯性力的确定

用力学方法确定机构的惯性力

在用解析法对机构进行动态静力分析时，常采用分量的形式表示惯性力。例如，施加在构件*i*上的惯性力 F_{ui} 在*x*、*y*方向上的分量为

$$\left. \begin{aligned} F_{ui}^x &= -m_i \ddot{x}_{si} \\ F_{ui}^y &= -m_i \ddot{y}_{si} \end{aligned} \right\}$$

惯性力的方向用惯性力在坐标系中的方位角 θ_i 表示为

$$\theta_i = \arctan \left(\frac{-m_i \ddot{y}_{si}}{-m_i \ddot{x}_{si}} \right) = \arctan \left(\frac{-\ddot{y}_{si}}{-\ddot{x}_{si}} \right)$$

惯性力的大小为

$$F_{ui} = -m_i \sqrt{\ddot{x}_{si}^2 + \ddot{y}_{si}^2} = -m_i a_{si}$$

三、机构动态静力分析的解析法

机构动态静力分析，是已知机构中各构件的重力、惯性力和给定的工作阻力及各构件的运动参数，求出各运动副中的约束反力和原动件上所需的驱动力或驱动力矩(也称为机构的平衡力或平衡力矩)。平衡力或平衡力矩对驱动原动机的类型和功率十分重要，运动副中的最大约束反力是决定构件结构和形状尺寸的主要技术依据。

机构动态静力分析的解析法主要有矢量方程解析法、基本杆组法和直角坐标法。这些方法都是根据力的平衡条件，列出机构中已知力和待求力之间的力平衡关系式，然后采用相应的数学方法求解。

直角坐标法的主要步骤：

- 建立一个平面直角坐标系，将各构件上所有的已知力，向各自的质心简化为一个通过质心的合力 (**Combined force**) 和一个合力偶 (**Combined couple of forces**)，并将该合力用平行于坐标轴的两个分量表示。
- 将运动副中的所有待求约束反力用平行于坐标轴的两个分量表示。
- 以每一个构件为受力分析单元，根据静力平衡条件建立单元力平衡方程式，并将其表示成单元力平衡矩阵方程。
- 根据约束力与约束反力大小相等、方向相反的原则，最后将各单元力平衡矩阵方程 “组装” 成机构力平衡矩阵方程，用计算机求解。

机构动态静力分析力平衡矩阵方程的建立

设已知力列阵为 $\{F\}$ ，待求力列阵为 $\{R\}$ ，待求力系数矩阵为 $[A]$ ，机构动态静力分析方程组可以统一表示为

$$[A] \{R\} = \{F\}$$

该方程组为一非齐次线性方程组。

系数矩阵是机构运动位置的函数，已知力列阵中的惯性力和惯性力矩也是机构运动位置的函数。在进行机构动态静力分析过程中，应根据机构运动的不同位置计算待求力系数矩阵和已知力中的惯性力和惯性力矩。若系数矩阵 $[A]$ 是非奇异矩阵，则可解出机构在不同运动位置时，作用在运动副中的约束反力和作用在原动件上的平衡力矩。

求出机构在一个运动循环中的全部约束反力后，可以根据约束反力中的最大值对构件强度或刚度条件进行校核，若校核结果不满足要求，应重新修改设计，直至满足设计要求。根据平衡力矩计算结果的最大值和变化规律，结合机构的传动效率和工作阻力的特点，可以选择原动机的类型和功率。

四、机构动态静力分析的图解法

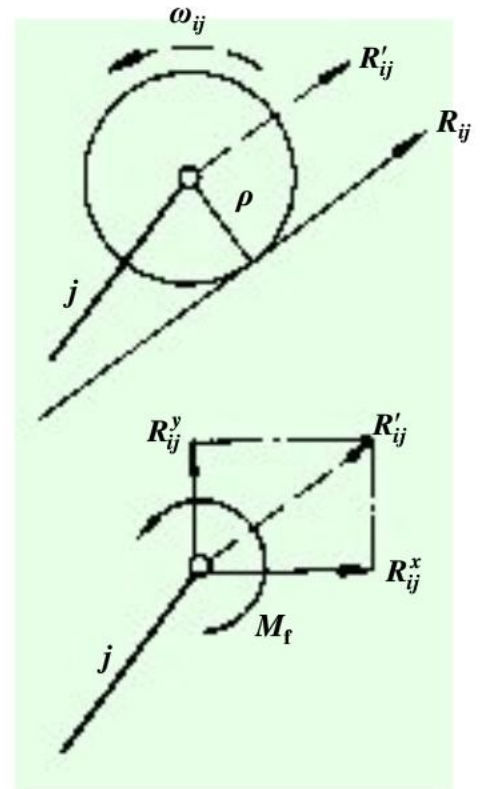
机构动态静力分析的图解法

五、考虑运动副摩擦的受力分析

对机构进行受力分析时，如果计入运动副中的摩擦，则力平衡方程的待求力部分还应包括运动副中的摩擦力。运动副中的摩擦力与作用在运动副中的约束反力和运动副元素间的当量摩擦系数 μ_0 有关，可以把摩擦力和摩擦力矩表示为约束反力的函数。

转动副中的摩擦力偶矩 将切于半径为 $\rho = \mu_0 r$ 的摩擦圆的约束反力 R_{ij} 向转动副中心简化，得到大小和方向与 R_{ij} 相同的总反力和一个摩擦力偶矩 $\mu_0 r R_{ij}$ ，其方向与 ω_{ij} 方向相同。表示成待求力的分量形式

$$\mu_0 r \sqrt{(R_{ij}^x)^2 + (R_{ij}^y)^2}$$



计入摩擦时转动副中的约束反力

移动副中的摩擦力 其大小表示成待求力的分量形式

$$\mu_0 \sqrt{(R_{ij}^x)^2 + (R_{ij}^y)^2}$$

设滑块相对于导轨的速度 v_{ji} 的方向与 x 轴正向的夹角为 β ，约束反力 R_{ij} 产生的摩擦力在 x 方向和 y 方向的分量分别为

$$-\mu_0 \cos \beta \sqrt{(R_{ij}^x)^2 + (R_{ij}^y)^2} \quad \text{和} \quad -\mu_0 \sin \beta \sqrt{(R_{ij}^x)^2 + (R_{ij}^y)^2}$$

将摩擦力和摩擦力偶矩加入力平衡方程中，整理后得到一非线性方程组。方程组中含有下列待求机构约束反力项

$$R_{ij}^x、R_{ij}^y \text{ 和 } \sqrt{(R_{ij}^x)^2 + (R_{ij}^y)^2}$$

应用逼近法可以对方程组进行求解步骤：

(1) 令 $\mu_0=0$ ，求出理想机械中的运动副反力。

(2) 根据求出的约束反力计算运动副中的摩擦力和摩擦力矩，并将其作为已知力加在相应的构件上重新进行受力分析，计算移动副中的约束反力。若相邻两次计算出的约束反力误差满足分析精度要求，则以最后一次计算结果作为力分析的最终结果，否则重复上述过程，直到满足分析精度要求为止。

第二节 机械的平衡

机械平衡的目的

为了完全或部分消除惯性力和惯性力矩对机械的不良影响所采取的措施称为机械的平衡。机械的平衡问题可以归纳为以下两方面的内容：

机械平衡的内容

一、转子的平衡

如前所述，转子的平衡包括刚性转子的平衡 (**Balancing of rigid rotor**) 和挠性转子的平衡 (**Balancing of flexible rotor**)。

(一) 刚性转子的平衡计算

- 刚性转子的静平衡 (**Static balance**)

刚性转子的静平衡计算

- 刚性转子的动平衡 (**Dynamic balance**)

刚性转子的动平衡计算

(二) 刚性转子的平衡实验

刚性转子的平衡实验

二、平面机构的平衡

一般平面机构中作往复运动和平面复合运动的构件，在运动中产生的惯性力和惯性力矩不能由构件本身加以平衡，必须对整个机构进行平衡。由于机构总惯性力矩的平衡问题必须综合考虑机构的驱动力矩和生产阻力矩，情况较为复杂，我们只研究机构总惯性力在机架上的平衡问题。

平面机构的平衡 (Balancing of planar mechanism) 就是平衡机构的惯性力，这样做是为了：有目的地减轻某些运动副中过大的动反力；减轻或消除机构连同机架的振动。

平面机构惯性力的平衡包括**完全平衡 (Entirely balancing)** 和 **部分平衡 (Partial balance)**。

(一) 平面机构惯性力的完全平衡

完全平衡是使机构的总惯性力恒为零。为此需使机构的质心保持静止不动，从而达到完全平衡的目的

平面机构惯性力的完全平衡

(二) 平面机构惯性力的部分平衡

平面机构惯性力的部分平衡

第三节 机械的运转及其速度波动的调节

机械系统的运动规律，是由各构件的**质量 (Mass)**、**转动惯量 (Moment of inertia)**和作用于各构件上的力等多方面因素决定的。机械运转过程中，外力变化所引起的速度波动，会导致运动副产生附加的动压力，并导致机械振动，从而降低机械的寿命、效率和工作可靠性。

研究速度波动产生的原因，掌握通过合理设计来减少速度波动的方法，是工程设计者应具备的能力。

研究机械的真实运动规律时，必须知道作用在机械上的力及其变化规律。

作用在机械上的驱动力和生产阻力

机器运转的三个阶段

机器的输入功与有用功和有害功之和不能时时保证相等，是造成机器主轴速度波动的主要原因。机器主轴的速度波动分为**周期性速度波动 (Periodic speed fluctuation)**和**非周期性速度波动 (Aperiodic speed fluctuation)**。

一、单自由度机械系统的等效动力学模型

研究机械系统的真实运动规律，必须分析系统的功能关系，建立作用于系统上的外力与系统动力参数和运动参数之间的关系式，即机械运动方程。

机械运动方程的一般表达式

对于单自由度机械系统，只要知道其中一个构件的运动规律，其余所有构件的运动规律就可随之求得。因此，可以把复杂的机械系统简化成一个构件，即**等效构件 (Equivalent link)**，建立最简单的**等效动力学模型 (Dynamically equivalent model)**，使研究机械系统真实运动的问题大为简化。

机械系统的等效动力学模型

等效转动惯量(**Equivalent moment of inertia**)、等效力矩(**Equivalent moment of force**)以及等效质量(**Equivalent mass**)、等效力(**Equivalent force**)，是建立等效动力学模型的重要参数。

选取等效构件时应当考虑：

- (1) 便于计算等效构件的等效动力学参数。
- (2) 便于计算等效构件的运动周期和运动位置。
- (3) 便于在等效构件的运动分析完成后求解其他构件的运动参数。

通常选取机构中作转动的原动件或机器的主轴作为等效构件。

对等效构件的等效动力学参数计算公式的进一步分析。

(1) ω_j / ω_1 、 v_{Sj} / ω_1 是机构位置的函数，而与 ω_1 真实值的大小无关，因此可在机械真实运动未知的情况下求出 J_e 和 M_e 。

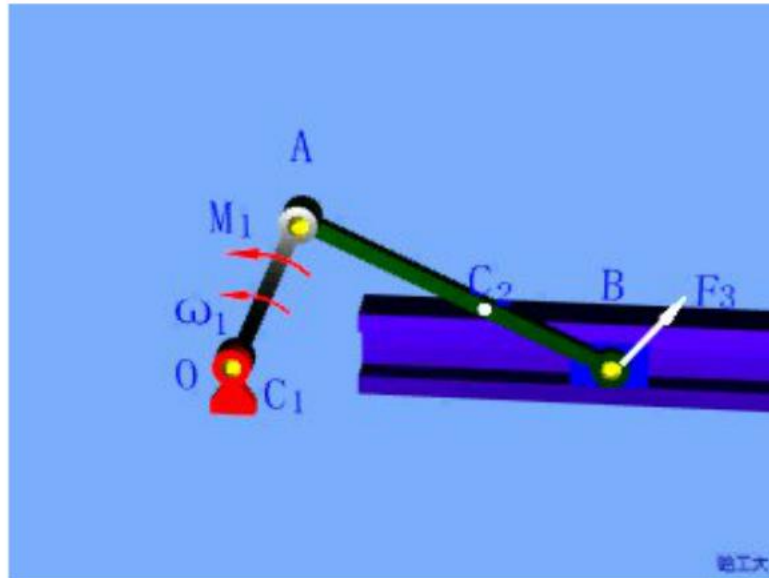
(2) J_e 恒为正值。如果 m_j 和 J_{Sj} 是常量，则 J_e 也是机构位置的函数。对于各构件与等效构件的速比为定值的系统， J_e 为常量；对于各构件与等效构件的速比为变量的系统， J_e 是变量，其变化周期与机械系统的运动循环周期相同。

(3) M_e 力之值可能是正值，也可能是负值。为了分析方便，将系统的等效力矩用等效驱动力矩和等效阻力矩之和表示，即 $M_e = M_{ed} + M_{er}$ ， $M_{ed} > 0$ ， $M_{er} < 0$ 。 M_e 可能是常量，也可能是变量。为变量时，其变化周期为作用在系统中各力的变化周期与系统循环的公共周期。

对于各构件质量和转动惯量不变的机械系统， J_e 之值总可以在对机构进行真实运动分析之前求出，但 M_e 之值能否在运动分析之前求出，取决于力的机械特性。

上述结论也适用于等效动力学参数 m_e 和 F_e 。

例1 图示曲柄滑块机构，已知构件1转动惯量 J_1 ，构件2质量 m_2 ，质心 C_2 ，转动惯量 J_{C_2} ，构件3质量 m_3 ，构件1上有驱动力矩 M_1 ，构件3有阻力 F_3 ，求等效构件的等效参数。



解 (1) 以构件1为等效构件时, 等效动力学模型如图所示。等效构件的角速度与构件1的角速度同为 ω_1 。

由动能相等得到

$$\frac{1}{2}J_e\omega_1^2 = \frac{1}{2}J_1\omega_1^2 + \frac{1}{2}J_{C2}\omega_2^2 + \frac{1}{2}m_2v_{C2}^2 + \frac{1}{2}m_3v_3^2$$

等效转动惯量 J_e 为

$$J_e = J_1 + J_{C2}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + m_2\left(\frac{v_{C2}}{\omega_1}\right)^2 + m_3\left(\frac{v_3}{\omega_1}\right)^2$$

由瞬时功率相等得到

$$M_e\omega_1 = M_1\omega_1 + F_3 \cos\alpha_3 v_3$$

等效力矩 M_e 为

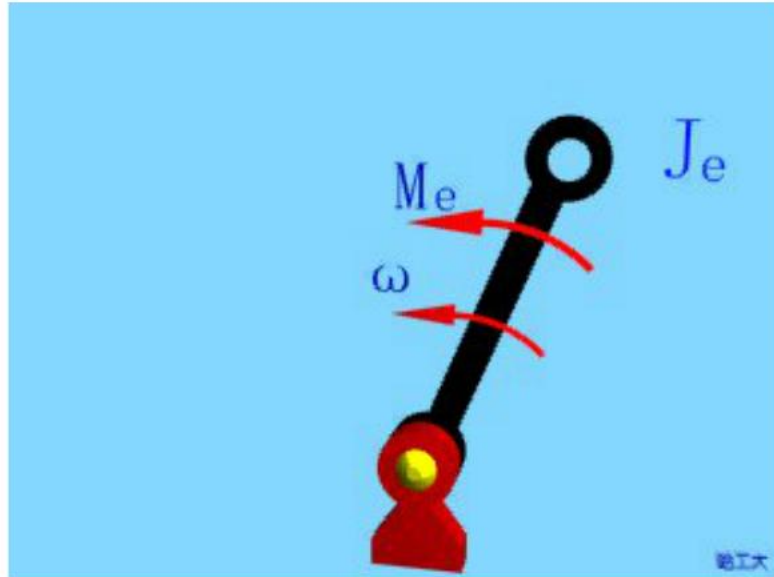
$$M_e = M_1 + F_3 \cos\alpha_3 \left(\frac{v_3}{\omega_1}\right)$$

等效驱动力矩

$$M_{ed} = M_1$$

等效阻力矩 M_{er}

$$M_{er} = -F_3 \cos\theta_3 \left(\frac{v_3}{\omega_1}\right)$$



(2) 以滑块3为等效构件时，等效动力学模型如图示，等效构件的速度与构件3的速度同为 v_3 。

等效质量 m_e 为

$$m_e = J_1 \left(\frac{\omega_1}{v_3} \right) + J_{C2} \left(\frac{\omega_2}{v_3} \right)^2 + m_2 \left(\frac{v_{C2}}{v_3} \right)^2 + m_3$$

等效力 F_e

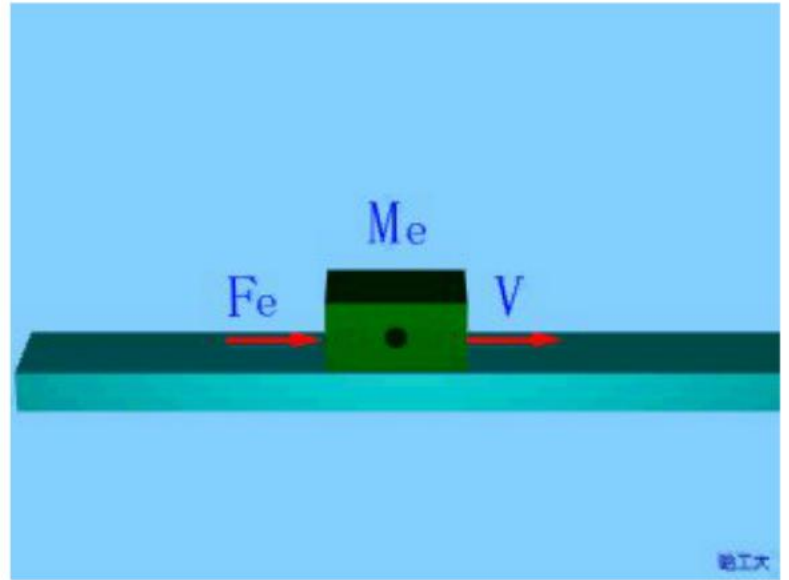
$$F_e = M_1 \left(\frac{\omega_1}{v_3} \right) + F_3 \cos \alpha_3$$

等效驱动力 F_{ed}

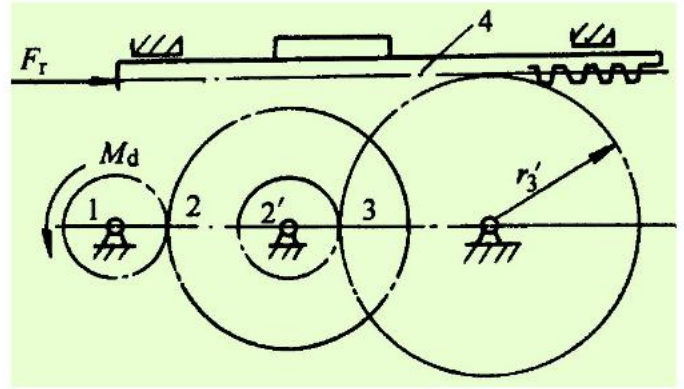
$$F_{ed} = M_1 \left(\frac{\omega_1}{v_3} \right)$$

等效阻力 F_{er}

$$F_{er} = -F_3 \cos \theta_3$$



例2 图示机床工作台传动系统，已知各齿轮的齿数分别为： $z_1=20$ ， $z_2=60$ ， $z_{2'}=20$ ， $z_3=80$ 。齿轮3与齿条4啮合的节圆半径为 r'_3 ，各轮转动惯量分别为 J_1 、 J_2 、 $J_{2'}$ 和 J_3 ，工作台与被加工件的重量和为 G ，齿轮1上作用有驱动矩 M_d ，齿条的节线上水平作用有生产阻力 F_r 。求：以齿轮1为等效构件时系统的等效转动惯量和等效力矩。



机床工作台传动系统

解 等效转动惯量为

$$\begin{aligned}
 J_e &= J_1 + (J_2 + J_{2'}) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \frac{G}{g} \left(\frac{v_4}{\omega_1} \right)^2 \\
 &= J_1 + (J_2 + J_{2'}) \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 + J_3 \left(\frac{z_1 z_{2'}}{z_2 z_3} \right)^2 + \frac{G}{g} \left(\frac{z_1 z_{2'} r'_3}{z_2 z_3} \right)^2
 \end{aligned}$$

代入已知值得

$$J_e = J_1 + \frac{1}{9}(J_2 + J_2') + \frac{1}{144}J_3 + \frac{1}{144}\left(\frac{Gr_3'^2}{g}\right)$$

由计算结果可知，系统的等效转动惯量为常数。同时，高速运动构件的转动惯量在等效转动惯量中占的比例大。

等效阻力矩为

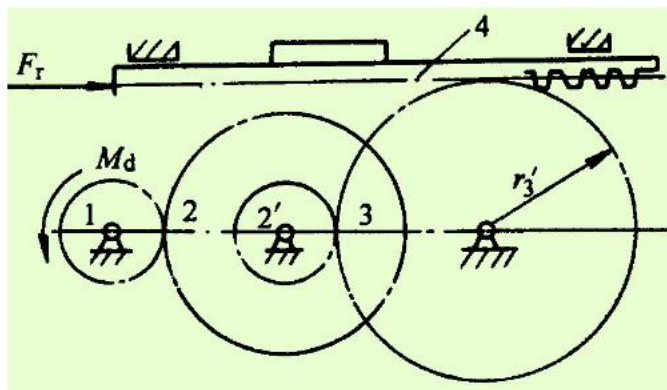
$$M_{er} = -F_r r_3' \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right) = -F_r r_3' \left(\frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3} \right) = -\frac{F_r r_3'}{144}$$

整个传动系统的等效力矩为

$$M_e = M_{ed} + M_{er} = M_d - \frac{F_r r_3'}{144}$$

例3 齿轮—连杆机构的等效转动惯量和等效力矩计算

齿轮—连杆机构的等效转动惯量和等效力矩计算



机床工作台传动系统

二、机械运动方程及其求解

(一) 机械运动方程

利用等效动力学模型方法，可以把单自由度机械系统的运动分析简化为等效构件的运动分析，只要能解出等效构件的运动规律，即可以用运动分析方法求出整个系统中所有构件的运动规律。

机械运动方程式的推演

(二) 运动方程求解

机械运动方程可以采用图解法、解析法和数值方法求解。

图解法计算精度低，不便于对机械运动全过程进行分析，已很少采用。运动方程能否用解析法求解，取决于 J_e 、 M_e 能否用解析函数式表示，以及这些函数的性质。目前，数值数值方法已成为机械系统真实运动规律分析的常用方法。

机械运动方程式的求解

三、机械系统速度波动的调节

构件质量不变的机械系统，随着机构周期性地重复运动，等效转动惯量也按一定的规律周期性地重复变化。如果机械系统的等效力矩的变化也具有周期性，系统的等效构件将作周期性的变速运动，否则，系统的主轴将作无规律的变速运动。

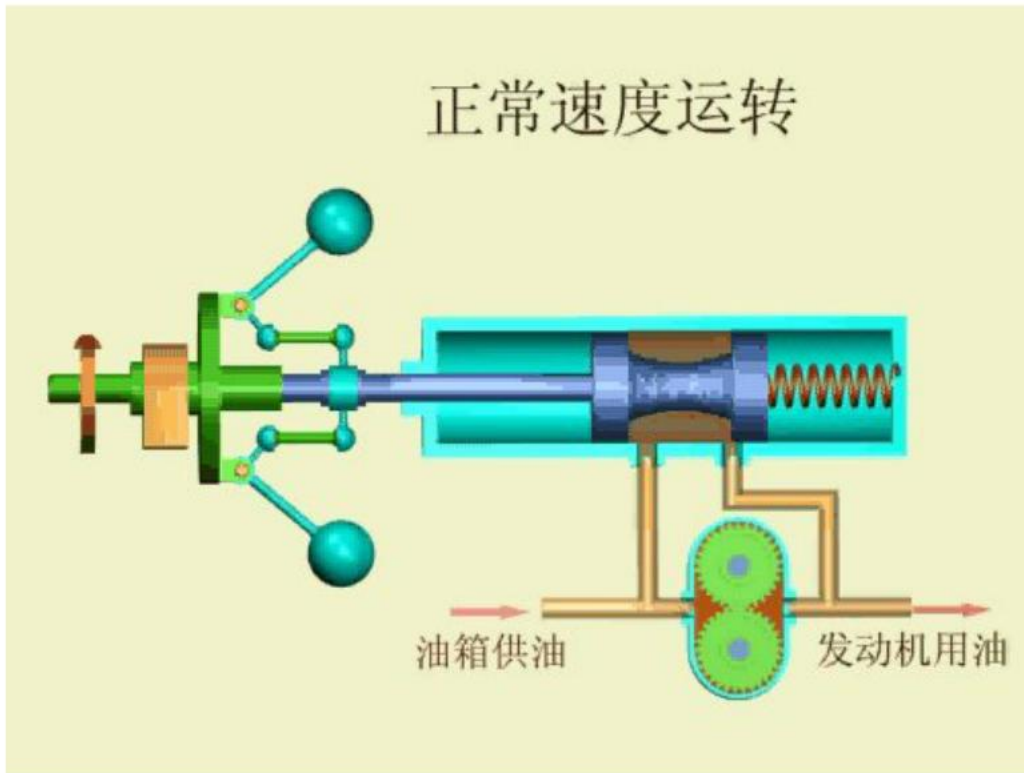
稳定运转状态下机械的周期性速度波动

机械周期性速度波动的调节

机械非周期性速度波动的调节

离心式调速器

centrifugal governor



基本要求

- 明确认识惯性力、惯性力矩对机械工作的稳定性、动载荷和输入力矩的影响，了解机构动态静力分析的方法。
- 了解机械平衡的目的及其分类，掌握机械平衡的方法。熟练掌握刚性转子的平衡设计方法，了解平衡试验的原理及方法，了解平面机构惯性力平衡的方法。
- 掌握机械运转过程的三个阶段，机械系统的功、能量和原动件运动速度的特点。了解作用在机械中的力与某些运动参数之间的函数关系。
- 掌握建立单自由度机械系统等效动力学模型以确定机械的真实运动规律的基本思路及建立运动方程式的方法，能求解等效力矩和等效转动惯量均是机构位置函数时机械的运动方程式。
- 了解周期性速率波动的调节方法，掌握飞轮调速原理及飞轮的设计方法，能求解等效力矩是机构位置函数时飞轮的转动惯量。

第七章 机械系统运动方案设计

第一节 机械总体方案设计

机械系统方案设计是机械产品创新与质量保证的首要环节。

一般而言，机械产品是以机械运动为特征的技术系统，所以机械系统方案设计的核心是机械运动方案设计，它在机械系统设计的总体中，占有十分重要的地位，也是最具创造性和综合性的内容。

一、机械产品的设计过程

机械设计的一般进程，可以分为五个阶段，即：产品规划(概念设计)、总体方案设计、结构技术设计、生产施工设计(工艺设计)和改进设计。

二、机械总体方案设计的目的和内容

(一) 总体方案设计的目的

进行机械产品规划、确定设计任务、明确设计的要求和条件，进行功能原理设计，拟定机械功能结构方案，选择机构类型，得出若干机械系统运动方案，为详细的结构设计及设计方案的评价、优选、决策做好准备工作。

(二) 总体方案设计的内容

1. 执行系统的方案设计

主要有功能原理设计、动作及运动设计、执行机构的型式设计、执行系统的协调设计和执行系统的方案评价与决策。

2. 原动机类型的选择和传动系统的方案设计

包括传动类型和传动路线的选择，传动链中机构顺序的安排和各级传动比的分配。

3. 控制系统的方案设计

4. 其它辅助系统的设计

包括润滑系统、冷却系统、故障检测系统、安全保障系统和照明系统等的设计。

第二节 现代设计观念与创新设计简介

一、现代设计观念

(一) 机械设计的历史

人类的设计工作大致经历了以下几个阶段：

1. 直觉设计阶段 凭直观感觉来设计制作工具和机械，往往带有一定的盲目性。

2. 经验设计阶段 依靠个人的才能和经验，运用一些基本设计计算理论，借助类比、模拟和试凑等设计方法进行设计。

3. 半理论半经验设计阶段 加强了设计基础理论、各种专业机械产品设计机理以及关键零部件的设计研究，使设计者能够充分利用数据、图表和手册等进行设计，减少了设计的盲目性，增加合理性。

(二) 现代设计方法的产生

由于电子计算机日渐广泛的应用，**设计方法学 (Design methodology)** 和 **创造方法学 (Creation methodology)** 的迅速发展以及科学技术的进步，使机械产品的设计工作发生了质的变化，出现了一系列新兴学科分支，主要有设计方法学、**优化设计 (Optimal design)**、**价值工程 (Value engineering)**、**计算机辅助设计 (CAD)**、**可靠性设计 (Reliability design)**、**工业艺术造型设计 (Visual design)**、**模块化设计 (Modular design)**、**反求工程 (Inverse engineering)**、**有限元法 (Finite element method)**、**机械动态设计 (Dynamic design)** 等等。还有其它新的设计方法，如**相似性设计 (Similarity design)**、**系统化设计 (Systematization design)**、**并行设计 (Concurrent design)**、**人机工程学 (Man-machine engineering, ergonomics)**、**模态设计 (Modal design)** 等等。现代设计在设计指导思想、设计对象、设计方法和设计手段上都有着显著特点和先进性。

机械创新设计 (Creative design) 是现代机械设计的核心，机械系统运动方案设计的每一个环节，都包含有创新设计的内容，都离不开创造性思维。

(三) 机械现代设计和创新设计的特点

- 从经验积累上升到系统理论，更具科学性。
- 由漫长的相对稳定到充满活力的快速飞跃发展，更具创造性。
- 从较单一的应用力学体系发展到多学科融合的系统工程，更具多元性。
- 从设计的指导思想、理论体系以及设计技法、设计的物质手段都充分体现了最新的科学技术成就，更具完美性。
- 设计“绿色机器”成了现代机械设计追求的目标。

二、创造性设计与创造性思维

创造性设计是现代设计的基石。在工程设计中，无论是确定技术原理、还是确定系统的功能结构，乃至具体零件的尺寸、形状、制造方法等，充分发挥人的创造力，就能创造出各种原理独特、结构新颖的机械产品。

创造性思维具有独立性、连动性、多向性、跨越性和综合性的特点。

第三节 机械执行系统运动方案设计

执行系统是机械系统中的重要组成部分，是直接完成机械系统预期工作任务的部分。

执行系统由一个或多个执行机构组成。执行构件是执行机构的输出构件，其数量及运动形式、运动规律和传动特性等要求，决定了整个执行系统的结构方案。

机械执行系统的方案设计是机械系统总体方案设计的核心，是整个机械设计工作的基础。

一、机械执行系统运动方案设计的主要内容和过程

执行系统运动方案设计，是在产品规划明确拟定了其功能目标后进行的。其过程表示在图中。

(1) 功能原理设计

根据机械预期实现的功能，考虑选择何种工作原理来实现所需的功能要求。采用不同的工作原理设计出的机械，其性能、结构、工作品质、适用场合等都会有很大的差异，因此必须根据机械的具体工作要求，如强度、精度、寿命、效率、产量、成本、环保等诸多因素综合考虑确定。同时在满足要求的前提下尽可能多采用几个方案。

(2) 动作及运动设计

根据工艺要求进行工艺动作的分解及执行运动的确定。同一个工作原理，可以有多种工艺动作分解。不同的工艺动作分解，将会得到不同的设计结果。

(3) 执行机构型式设计

实现同一种运动，可以选择不同型式的机构。执行机构的型式设计，即选用何种机构来实现所需运动，这需要考虑机构的动力特性、机械效率、制造成本等因素。

(4) 执行系统的协调设计

对于由多个执行构件及执行机构组合而成的复杂机械，必须使这些执行构件的运动以一定的次序协调配合，以完成预期的工作要求。

(5) 机构的尺度设计

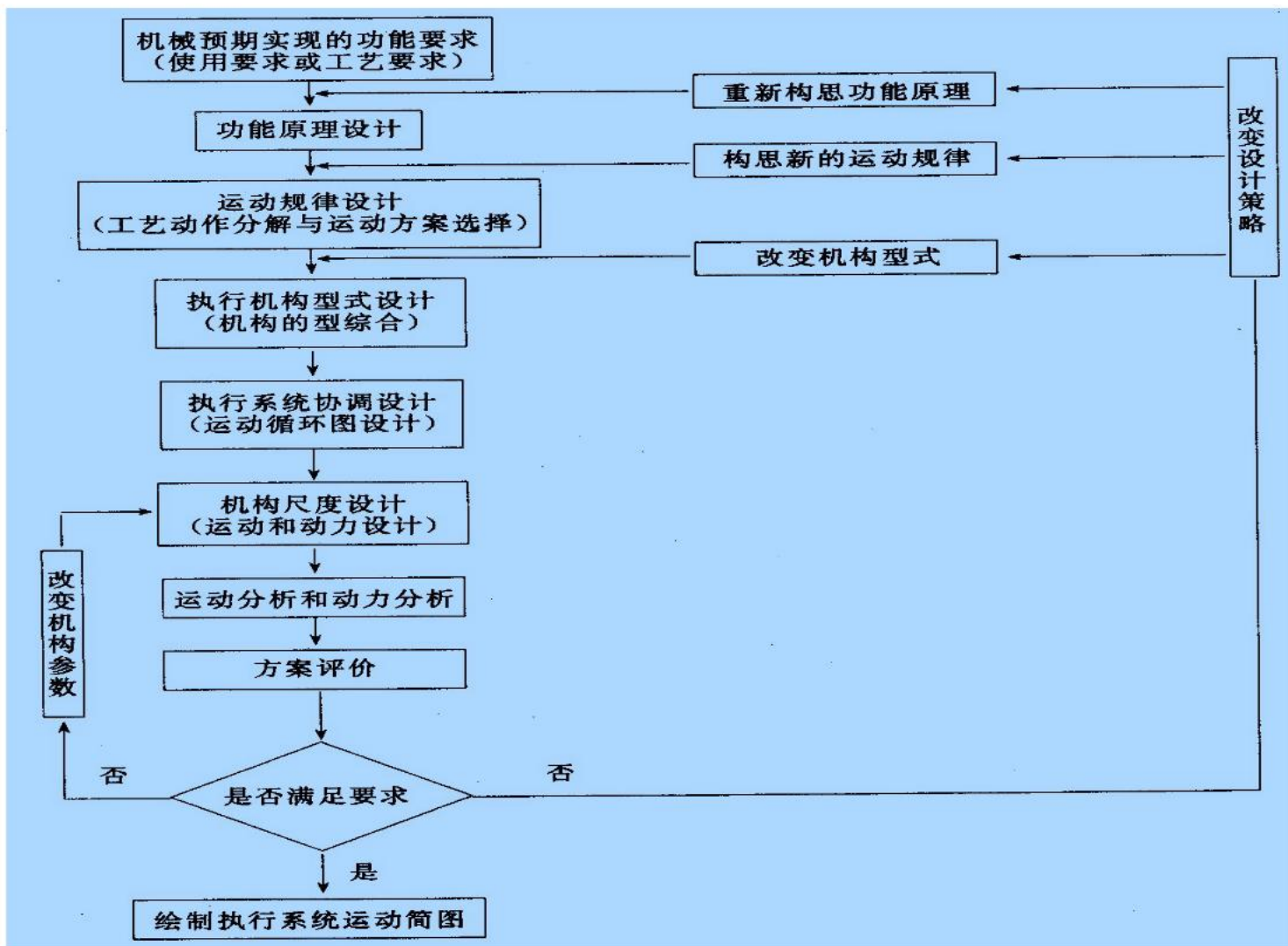
对所选择的各个执行机构进行运动和动力设计，确定各执行机构的运动学尺寸，如转动副间的相对位置尺寸、移动副的导路位置、高副运动副元素的几何形状及尺寸等等。

(6) 运动和动力分析

对整个系统进行运动分析和动力分析，检验是否满足运动要求和动力性能方面的要求。

(7) 方案评价与决策

方案评价包括定性评价和定量评价。实现同一种功能要求，可以采用不同的工作原理；实现同一种工作原理，可以选择不同的运动规律；实现同一种运动规律，可以采用不同型式的机构。因此，为了实现同一种预期的功能要求，可以有多种不同的方案。机械执行系统方案设计所要研究的课题，就是如何合理地利用设计者的专业知识和分析能力，创造性地构思出各种可能的方案，并从中选出最佳方案。



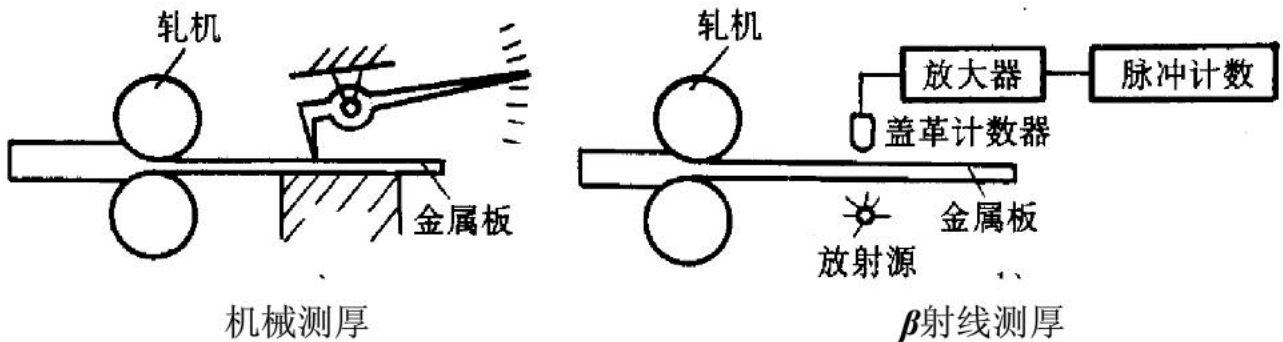
二、执行系统运动方案设计的思路与策略

(一) 巧妙的构思

(1) 根据设计对象的用途和要求，合理表述机械的功能目标或原理。通常表述越抽象，思路就会更宽。

(2) 要充分关注在进行功能原理设计和工艺动作分解时要考虑的影响因素，如产品加工批量、品种、规格、生产率、质量与工艺要求、材料、生产流程、工艺路线及生产方式等。

(3) 确定合适的技术原理。

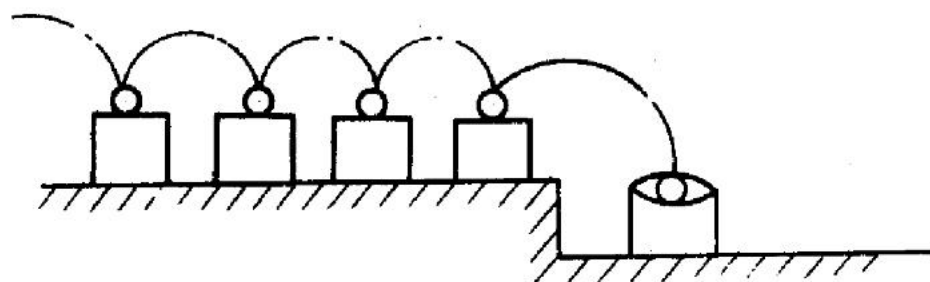
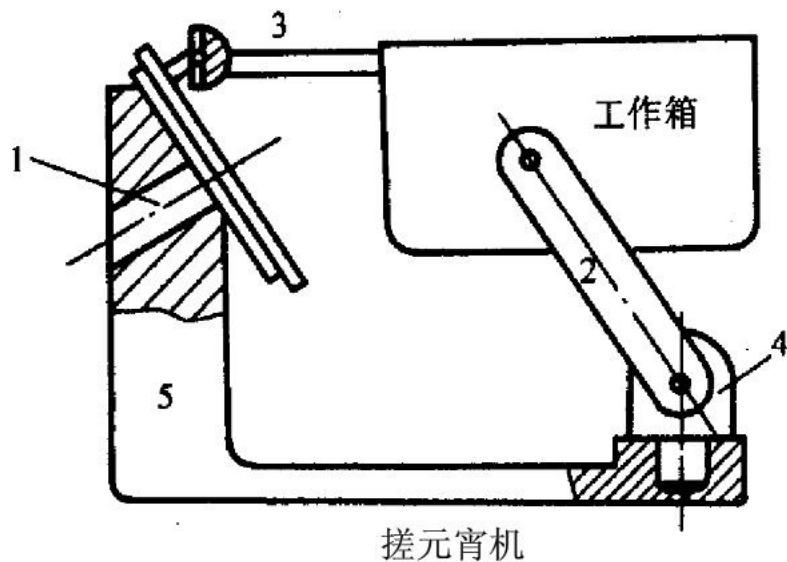


测厚仪原理方案

(4) 找准功能原理设计
的原点。

(5) 仿生法。模仿人或
动物的动作，进行分解，构
思出实现预定工作原理的运
动和结构。

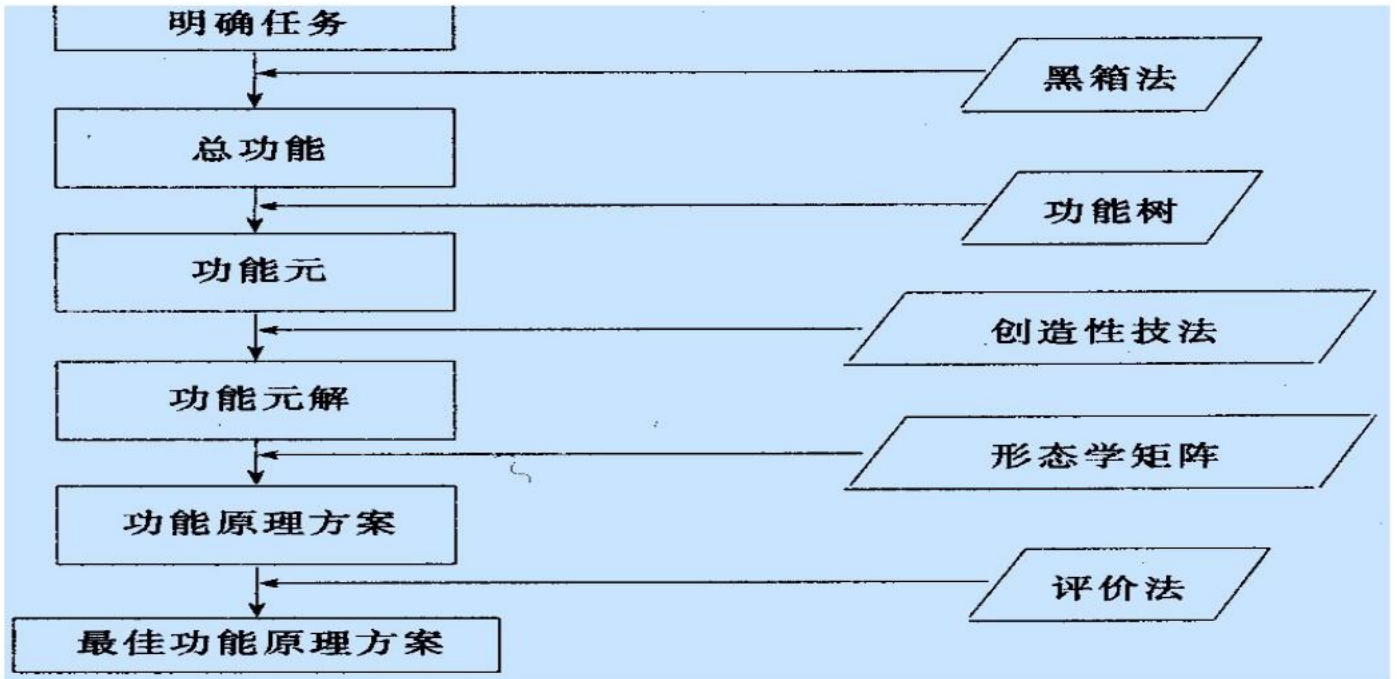
(6) 充分考虑工作对象及
物料的几何特性、力学特
性。



滚珠综合检测装置

(二) 功能分析与功能求解

1. 功能分析 **功能分析法(Function analysis)**是系统设计中拟定功能原理方案的主要方法。一台机器所能完成的功能，称为机器的**总功能(Total function)**。功能分析法就是将机械产品的总功能分解成若干**功能元(Function element)**，然后求解功能元，再将其组合，得到满足总功能要求的多种解决方案，以供评价选择。



总功能

分功能

分功能

分功能

•

•

•

•

分功能

二级分功能

二级分功能

二级分功能

二级分功能

二级分功能

二级分功能

功能元

功能元

功能元

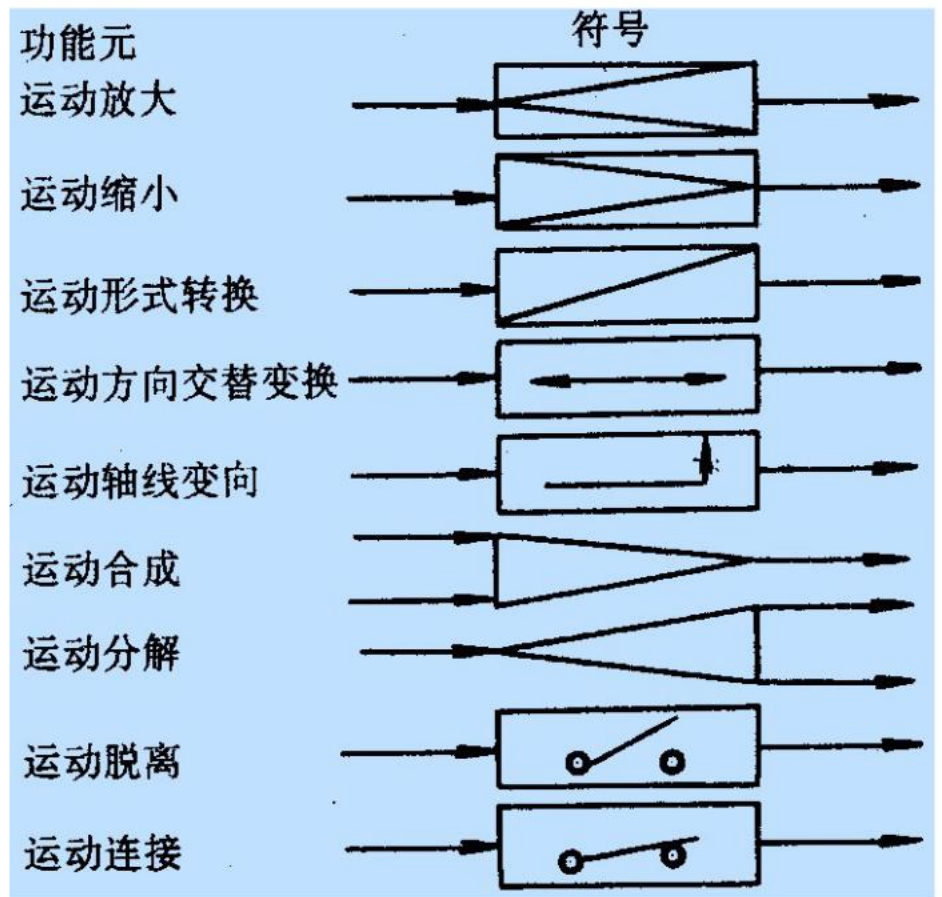
功能元

功能元

功能元

2. 功能求解

(1) 根据机构的基本功能，归纳整理为功能元。任何一个复杂的机构系统所要实现的运动，都可以认为是由一些基本的功能元按一定规律组成的，根据功能元就易于找到相应的功能载体，实现功能元的求解。



基本功能元及符号表示

(2) 列出功能元解的目录。为了便于设计人员进行功能原理的构思，可以将有关的功能元解，按一定的分类排序原则，用矩阵表的形式列出。

(3) 注意功能求解的技巧。进行功能求解时，应注意以下几点：

- 确定工艺动作时要充分注意机械自身的特点
- 把复杂的工艺动作先进行分解再合成
- 分解后的运动规律要协调配合

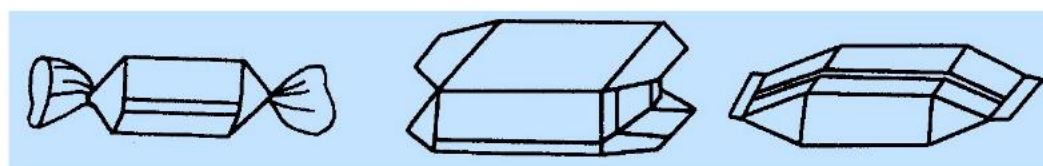
三、机械执行系统的功能原理及运动方案设计的多方案性

为实现同一预定的功能目标，可以选择不同的功能原理来实现，选用不同的技术原理来完成。

例 1 斜面的应用 螺旋压力机、螺旋千斤顶、螺纹联接件、螺旋输送机、螺杆泵、螺旋微动机构、千分尺等

例 2 齿轮加工方法 无屑加工(精密铸造、粉末冶金成型、滚压成型)、切削加工(成型法、展成法)、成型法加工的盘状齿轮铣刀和指状齿轮铣刀、展成法的滚齿和插齿

例 3 糖果包装机设计

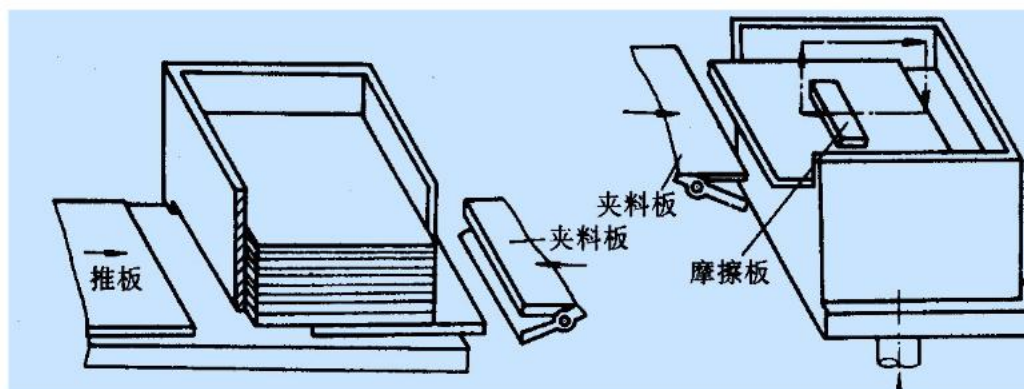


纽结式

折叠式

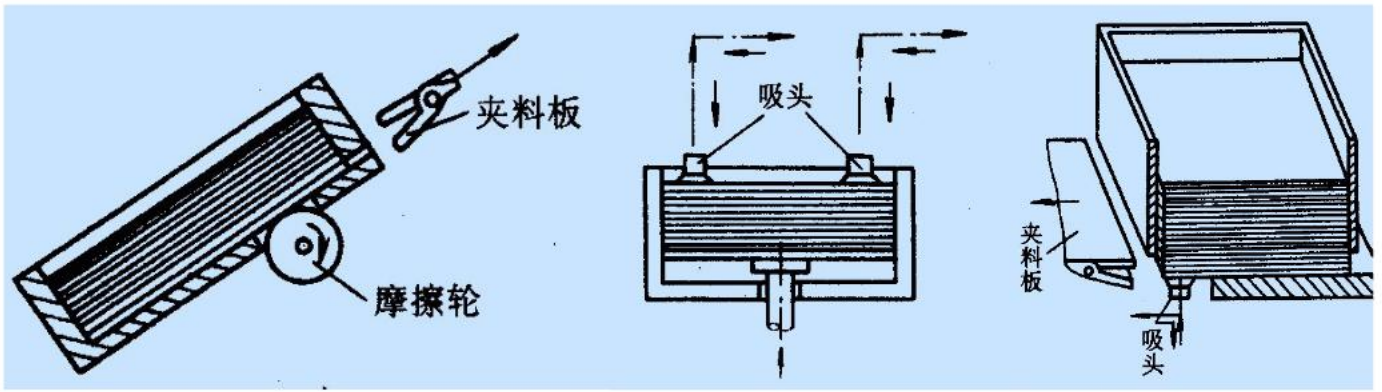
接缝式

例 4 自动输送料板的装置



机械推拉

平板摩擦



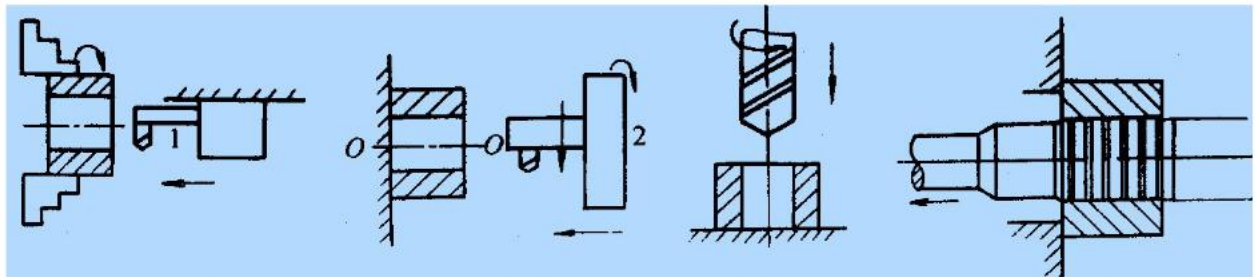
摩擦轮

顶部气吸

底部气吸

工艺动作分解与运动方案选择有着密切关系。实现同一机器功能时，应尽可能采用动作简单、工序少数的动作过程。

例 5 加工内孔



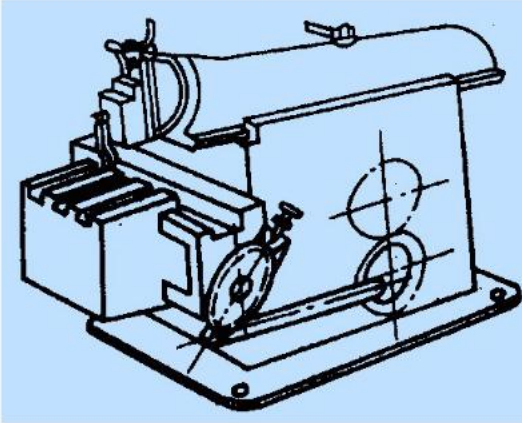
车床

镗床

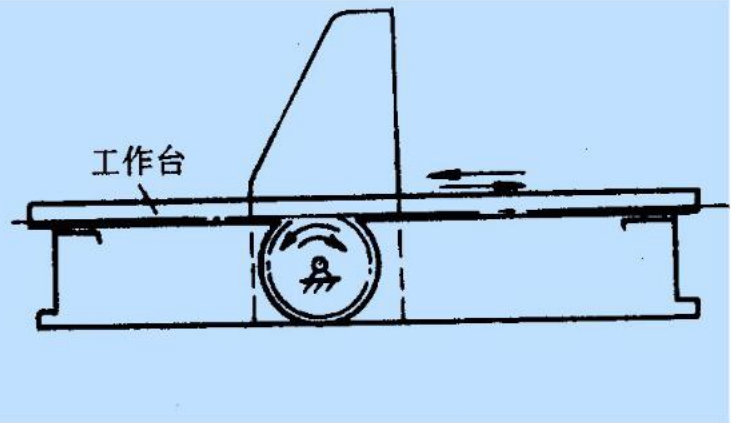
钻床

拉床

例 6 加工平面



牛头刨床—刀具往复运动



龙门刨床—工件往复运动

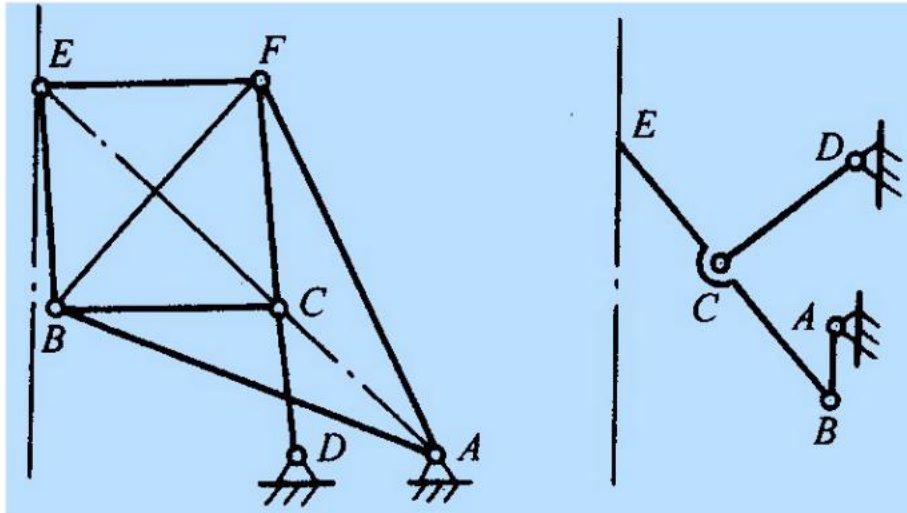
四、执行机构的型式设计与创新

根据各基本动作或功能的要求，选择或创造合适的机构型式来实现这些动作的工作过程，称为执行机构的型式设计，又称为机构的型综合。

执行机构型式设计的优劣，直接影响机械的工作质量、使用效果和结构的繁简程度。这是一项极具创造性的工作。

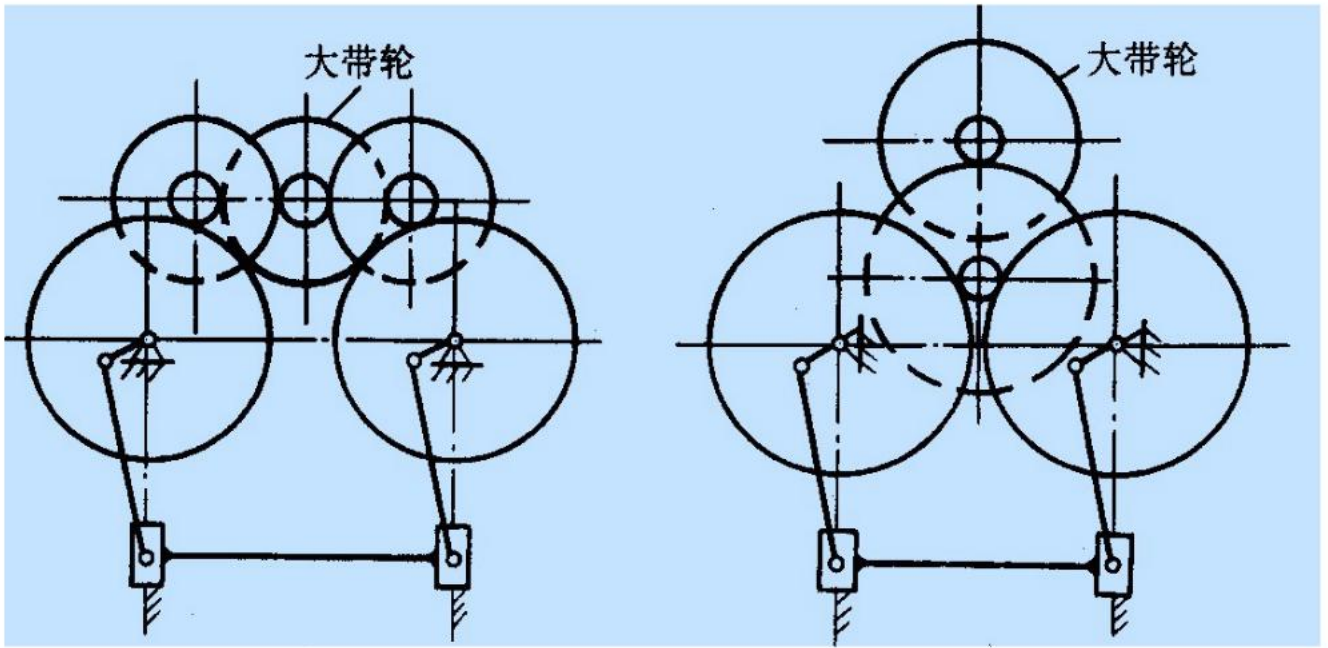
(一) 执行机构型式设计的原则

- (1) 满足执行构件的工艺动作和运动要求。
- (2) 尽量简化和缩短运动链。



精确直线机构

近似直线机构

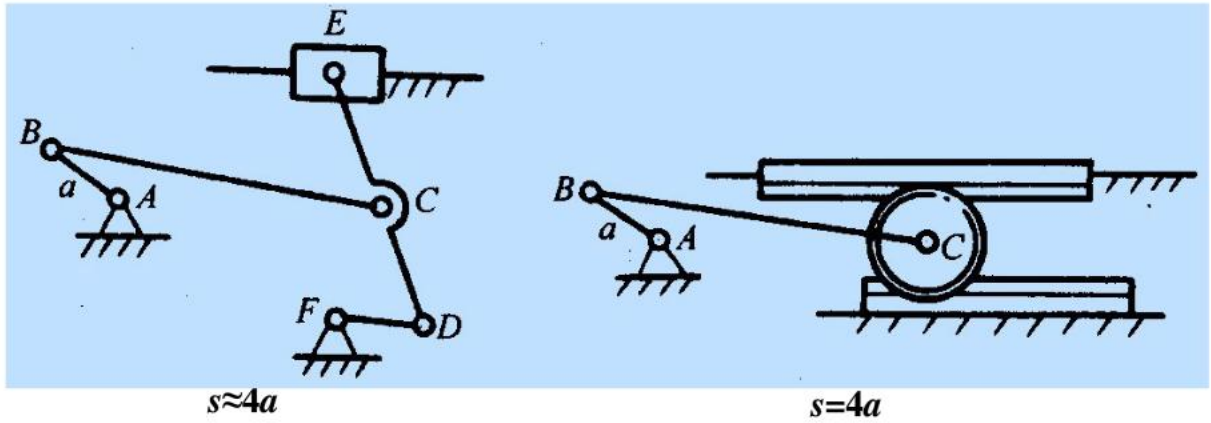
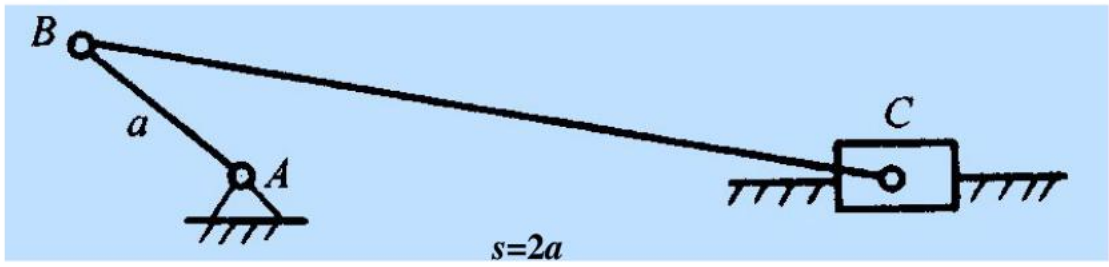


分路驱动

集中驱动

冲压床传动系统配置

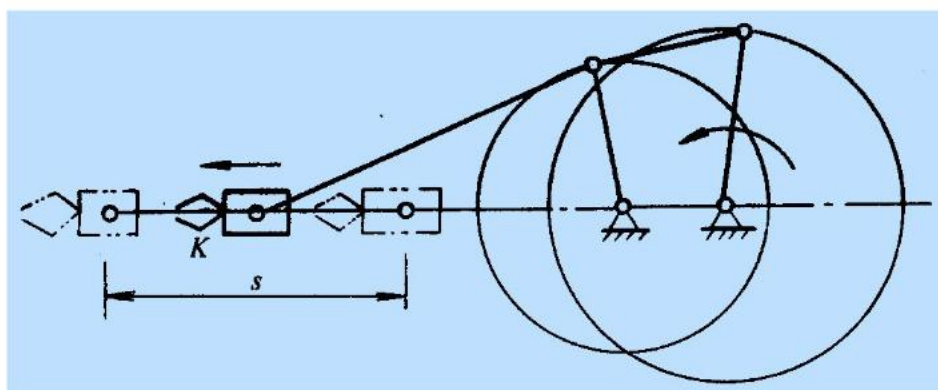
(3) 尽量减小机构尺寸



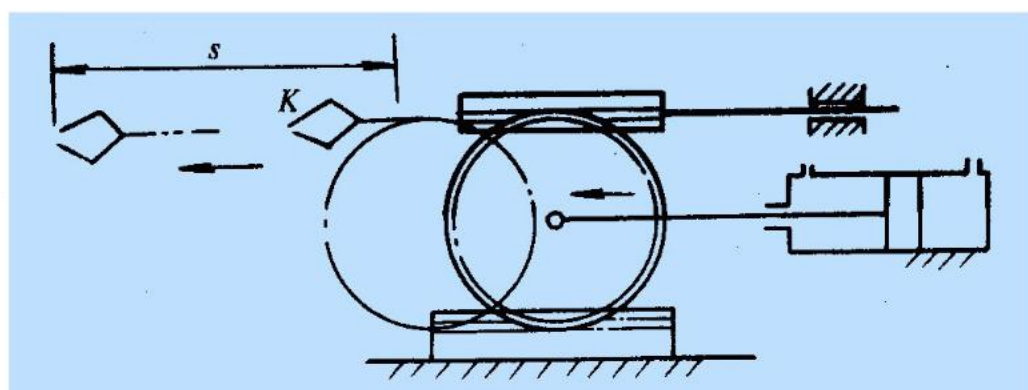
(4) 选择合适的运动副形式

(5) 考虑动力源的形式

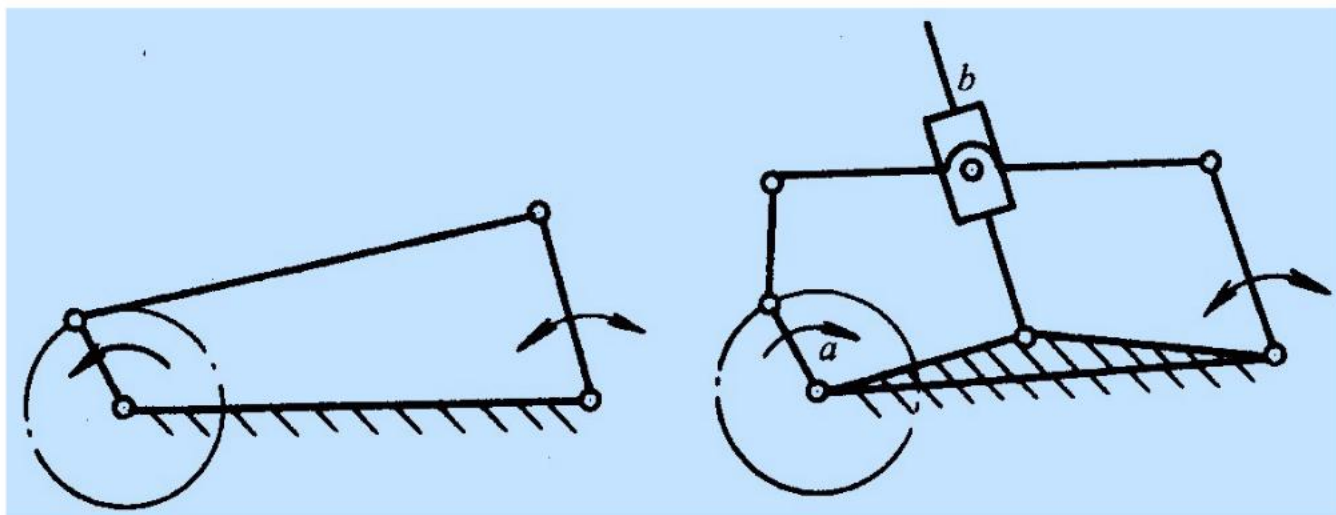
电动机作动力源



往复式油缸作动力源



- (6) 使执行系统具有良好的传力和动力特性
- (7) 使机械具有调节某些运动参数的能力



普通曲柄摇杆机构

摇杆摆角可调机构

- (8) 保证机械的安全运转

(二) 执行机构的选型

(1) 按照执行构件所需的运动形式和运动变换功能要求，从各种常用机构中进行分析、比较和选择。满足运动形式和功能变换的要求，是执行机构选型首先要考虑的因素。

实现运动变换功能及其对应机构举例：

- 实现运动合成与分解的机构(差动轮系、差动螺旋等)
- 实现运动轴线变换的机构(空间齿轮机构、摩擦传动、气液传动等)
- 实现转速变换的机构(所有非匀速变换机构)
- 实现运动分支、连接、离合、过载保护等其他功能的机构和装置

从运动变换的角度看，任何一个复杂的执行机构，都是由一些基本机构(如平面四杆机构、凸轮机构、齿轮机构、平面五杆机构、差动轮系等)组成。

(2) 按功能转换形态学矩阵组合优选执行机构。

总功能往往可以分解成若干分功能，即

$$U = (U_i) \quad i=1, 2, \dots, m$$

实现不同分功能的机构集合可以表示为

$$T_j = (t_{i1}, t_{i2}, \dots, t_{in}) \quad j=1, 2, \dots, n$$

用 U_i 定义行， T_j 定义列，以 t_{ij} 为元素构成功能转换形态学矩阵

$$(U-T) = \begin{bmatrix} t_{11} & \cdots & t_{1j} & \cdots & t_{1n} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t_{i1} & \cdots & t_{ij} & \vdots & t_{in} \\ & & \vdots & & \vdots \\ t_{m1} & \cdots & t_{mj} & \cdots & t_{mn} \end{bmatrix}$$

方案总数为

$$N = n^m$$

从功能转换形态学矩阵中得出多种组合方案后，先从中剔除一些明显不符合要求的方案，然后筛选出一些较合理的由基本机构组合成的方案，以供进一步评价。

例 7 精锻机主机构的选型

总功能：加压执行机构上下运动时，能锻出精度较高的毛坯。

要求：驱动轴水平放置，加压执行构件竖直方向运动。

执行机构应具有的分功能：

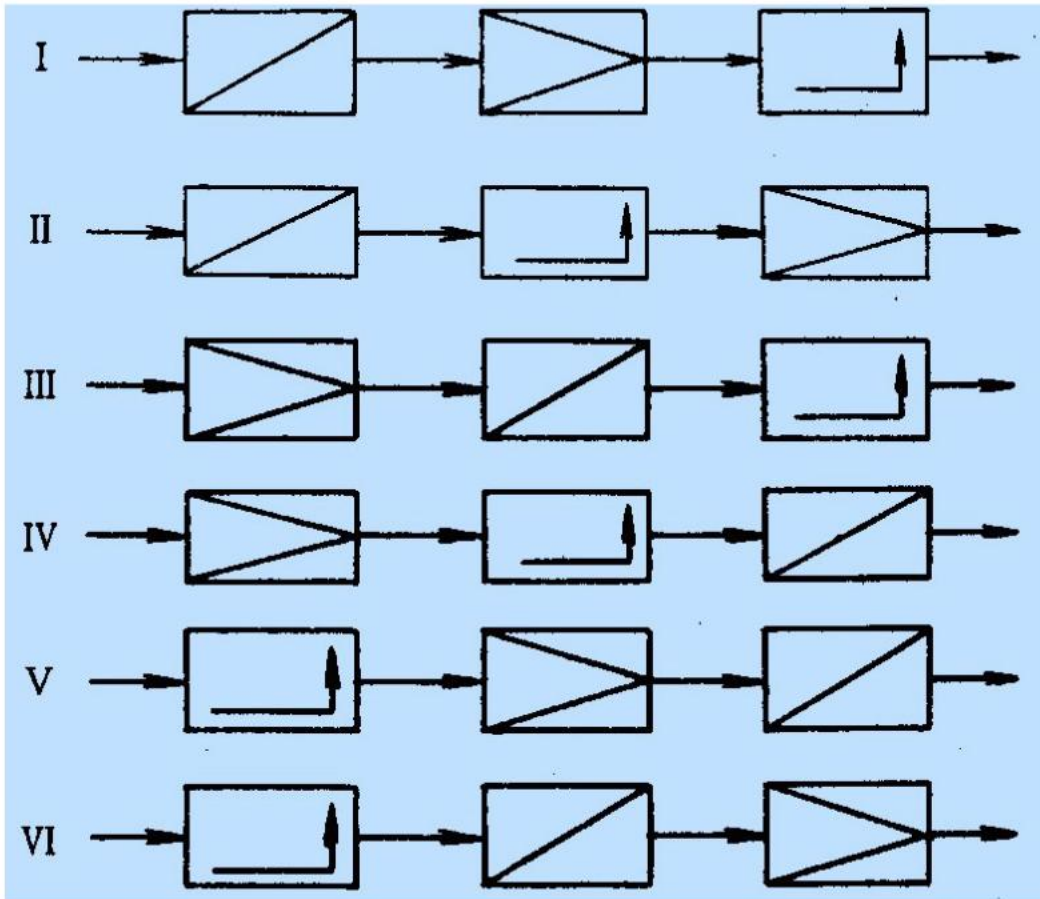
- (1) 运动形式变换功能
- (2) 运动轴线变向功能
- (3) 运动位移或速度缩小功能

根据以上分析，可以得出加压执行机构总体功能的功能转换形态学矩阵。


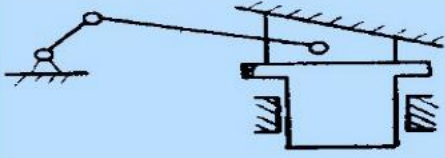

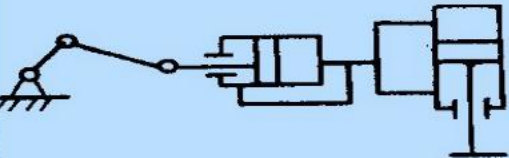

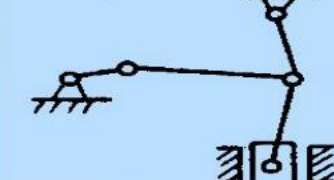

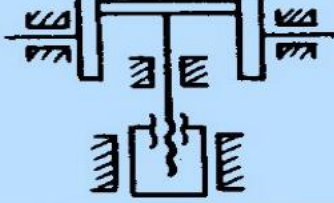
加压执行机构功能形态学矩阵

传动原理	推拉传动原理			啮合传动原理	摩擦传动原理	流体传动原理
机构 功能	连杆机构	凸轮机构	螺旋、斜面机构	齿轮机构	摩擦轮机构	流体机构

满足精锻机功能要求的六种基本功能结构



精锻机的四种方案

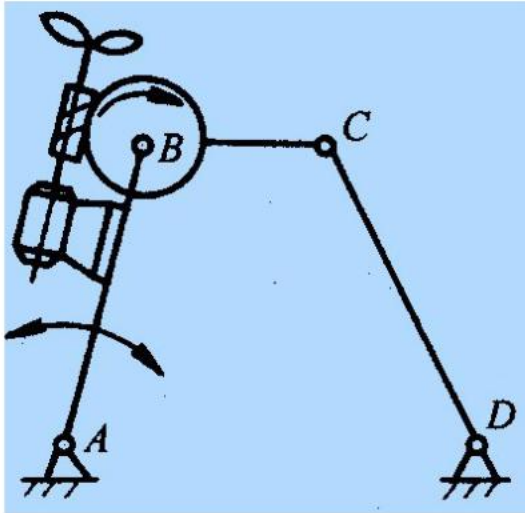
序号	基本功能结构	方案
A		
B		
C		
D		

(三) 机构构型的创新设计

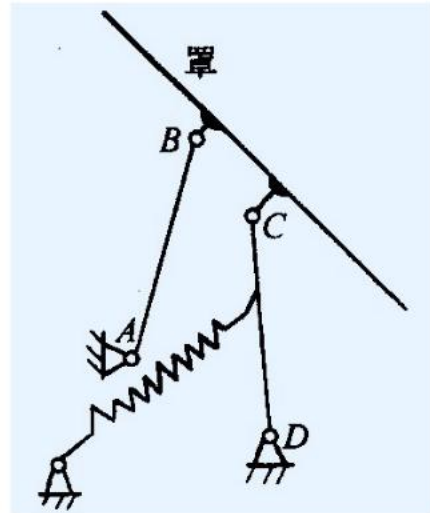
从常用机构中选择一种功能和原理与工作要求相近的机构，在此基础上重新构造机构的型式，称为机构构型的创新设计。

机构的构型创新设计主要由以下常用方法：

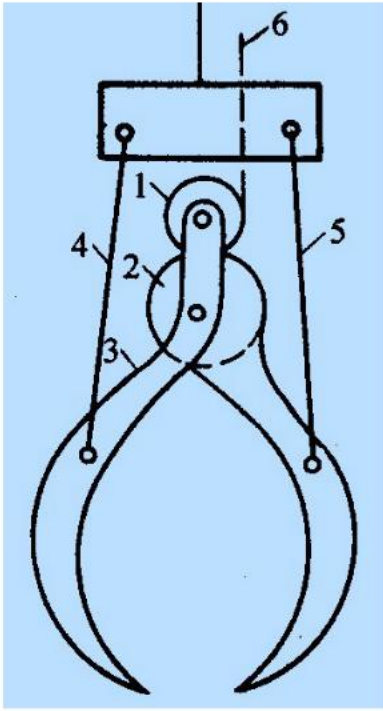
1. 充分利用现有机构的运动特点创新机构



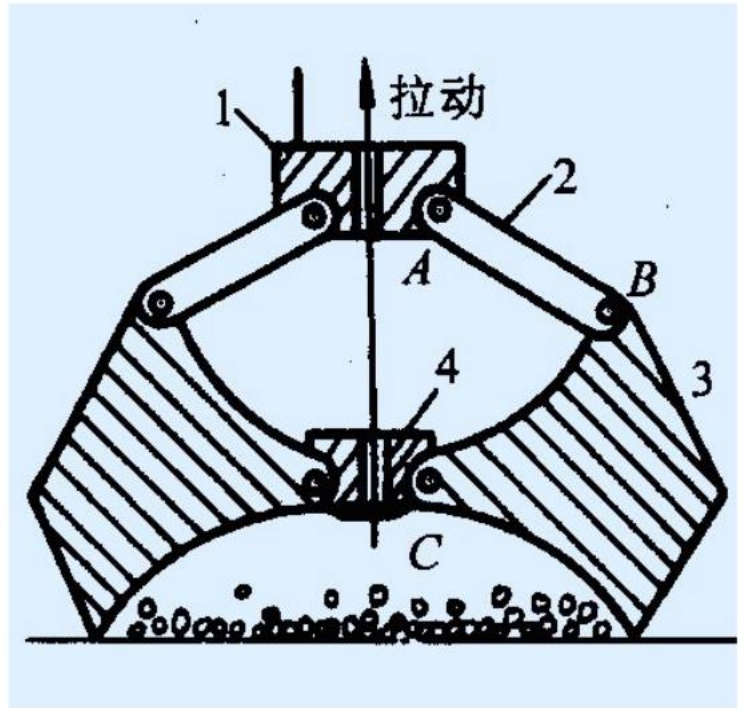
利用连杆和摇杆的摆动特性构成的风扇摇头机构



利用连杆的导引运动特性构成的罩壳启闭机构



应用简单的周转轮系，将齿轮和转臂的构形和功能加以扩展的新型抓斗机构



应用摇杆滑块机构的传统抓斗机构

2.利用基本机构构型的变异设计新机构

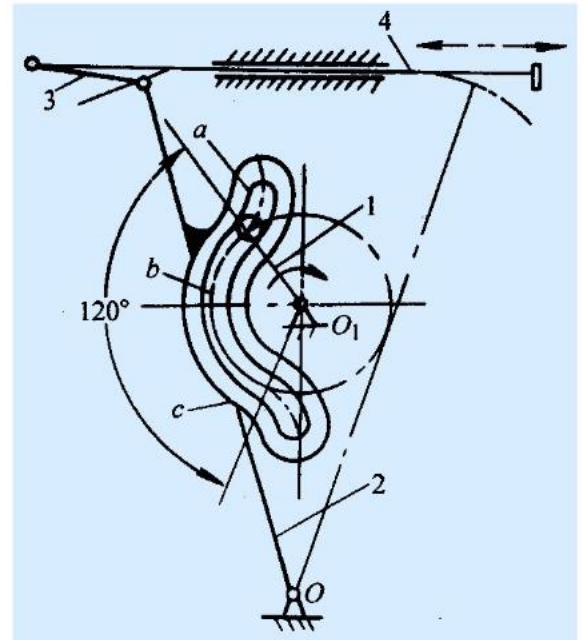
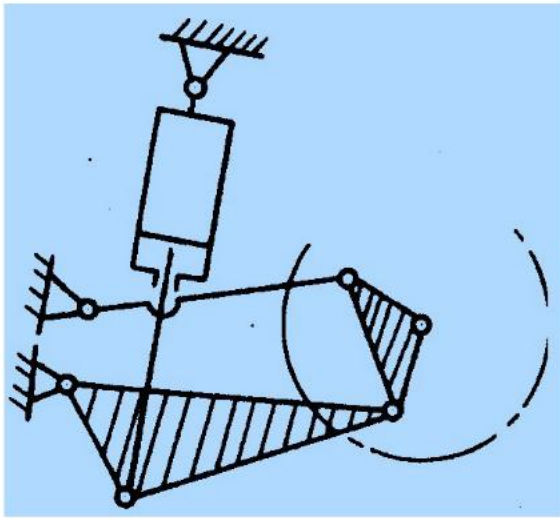
(1) 改变机构局部结构。

(2) 变换机构运动副的类型

例如转动副与移动副的互换，高副和低副的转换。

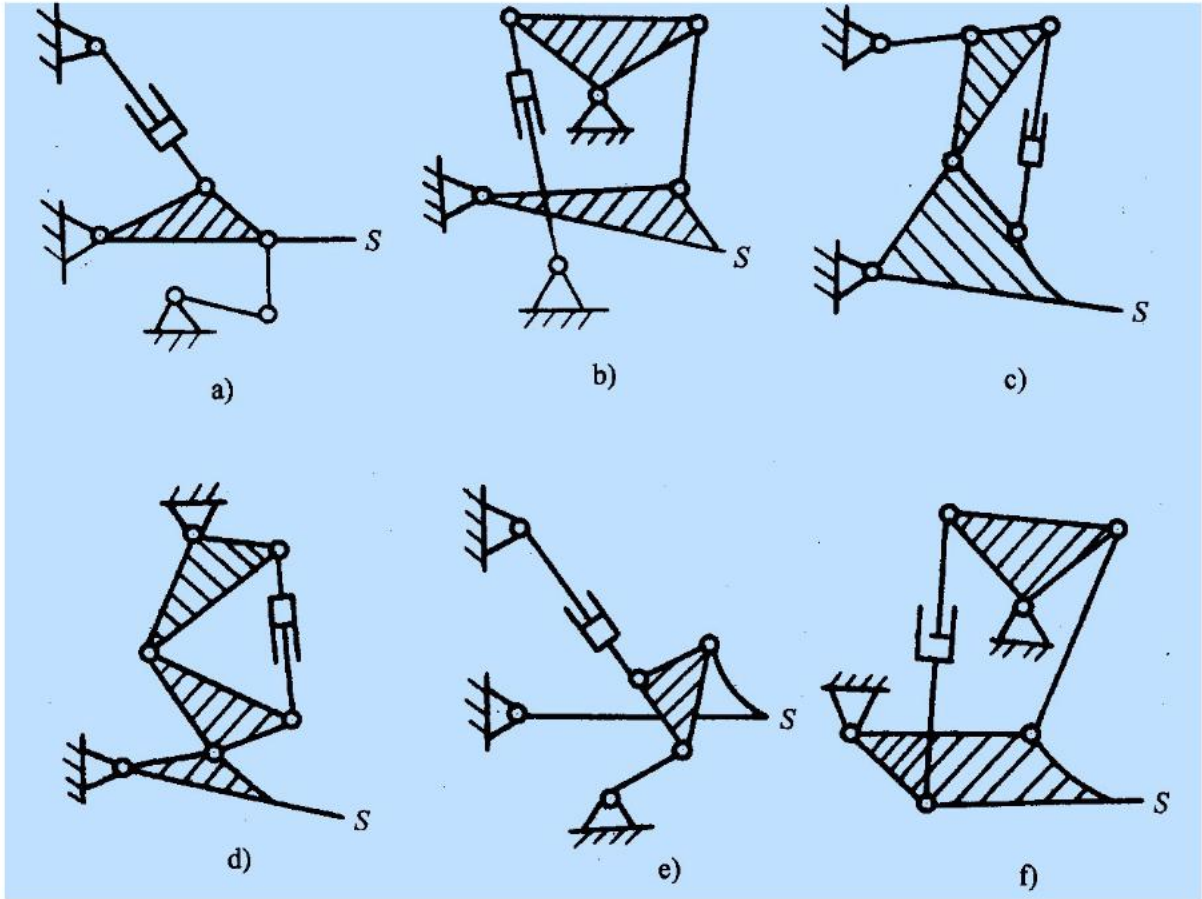
(3) 利用运动链形成机构的原理进行机构创新。

例 8 车轮减震机构的创新设计



有停歇特征的导杆机构

车轮减震机构的六种方案



(四) 机构组合创新

单一的基本机构往往由于其本身所固有的局限性而无法满足多方面的要求。为了满足了生产发展所提出的许多新的更高的要求，人们尝试将各种基本机构进行适当的组合，使各基本机构既能发挥其特长，又能避免其本身固有的局限性，从而形成结构简单、设计方便、性能优良的机构系统，以满足生产中所提出的多种要求和提高生产自动化的程度。

将几个基本机构按一定的原则或规律组合成一个复杂的机构或机械系统，称为**机构的组合 (Combination of mechanisms)**。机构的组合，其实质就是通过各种基本机构间以一定形式的相互联接，实现前置输出运动的变换、叠加和组调，得到输入—输出不同于任何基本机构的运动学、动力学特征的新的机构或机械系统。

基本机构主要是指连杆机构、凸轮机构、齿轮机构、间歇运动机构等。通过不同的组合方式将各种基本机构进行组合得到的新的机构或机械系统称为**组合机构 (Combined mechanism)**。

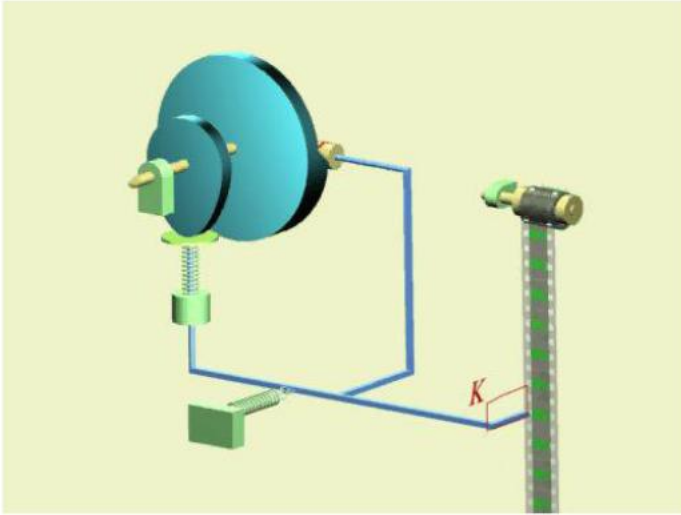
组合机构的组成及特点

组合机构的类型及应用

1. 联动凸轮组合机构 (Coupled cam combined mechanism)

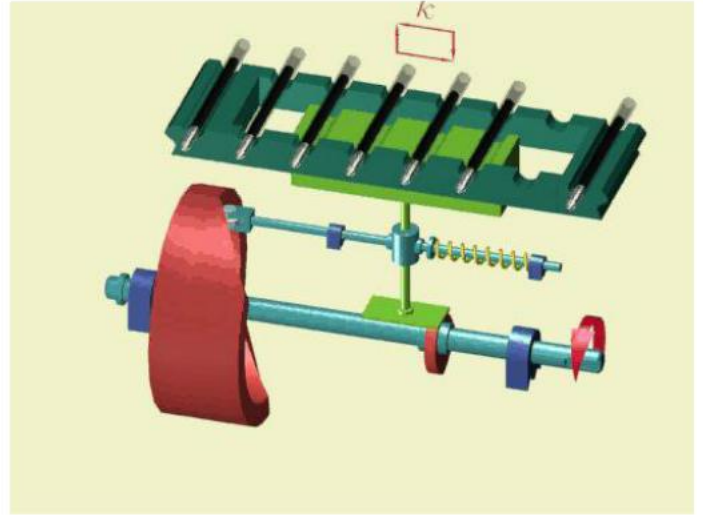
联动凸轮组合机构

放映机的抓片机构



此抓片机构采用了联动凸轮机构，通过两凸轮的联动作用，使抓片爪按矩形轨迹运动，从而达到间歇抓片的目的。

笔芯装配线送进机构



此装配线采用了联动凸轮机构，使笔芯托架沿着矩形轨迹运动，从而达到使圆珠笔芯步进式地向前送进的目的。

2. 凸轮—齿轮组合机构(Cam-gear combined mechanism)

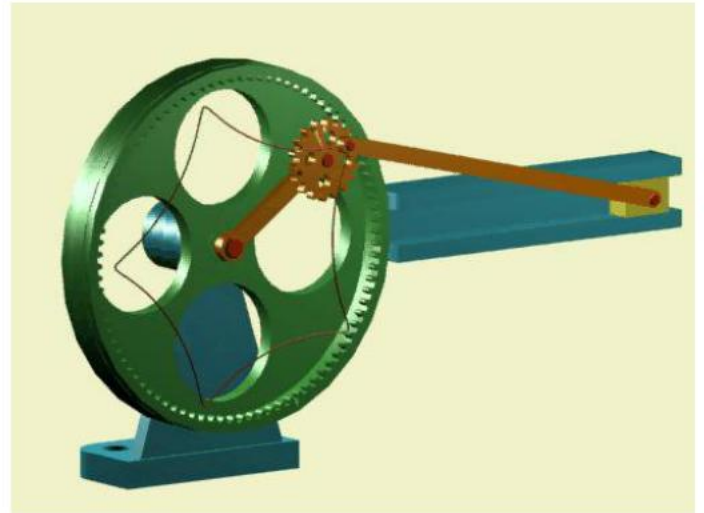
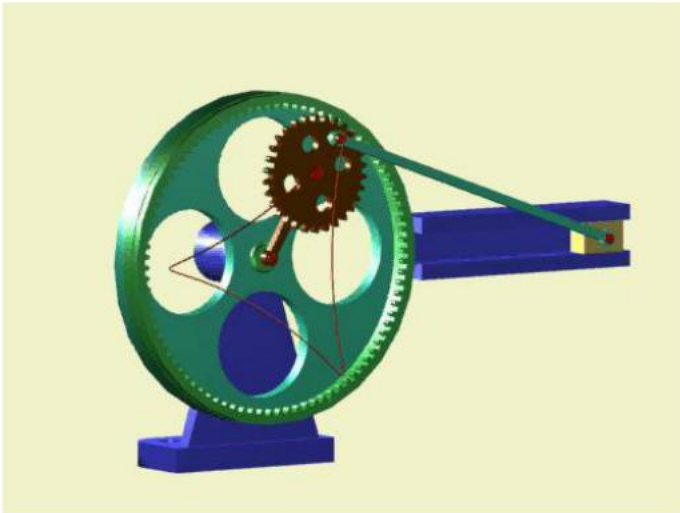
凸轮—齿轮组合机构

3. 凸轮—连杆组合机构(Cam-linkage combined mechanism)

凸轮—连杆组合机构

4. 齿轮—连杆组合机构(Gear-linkage combined mechanism)

齿轮—连杆组合机构



(五) 执行机构型式设计实例

例 9 牛头刨床切削运动机构

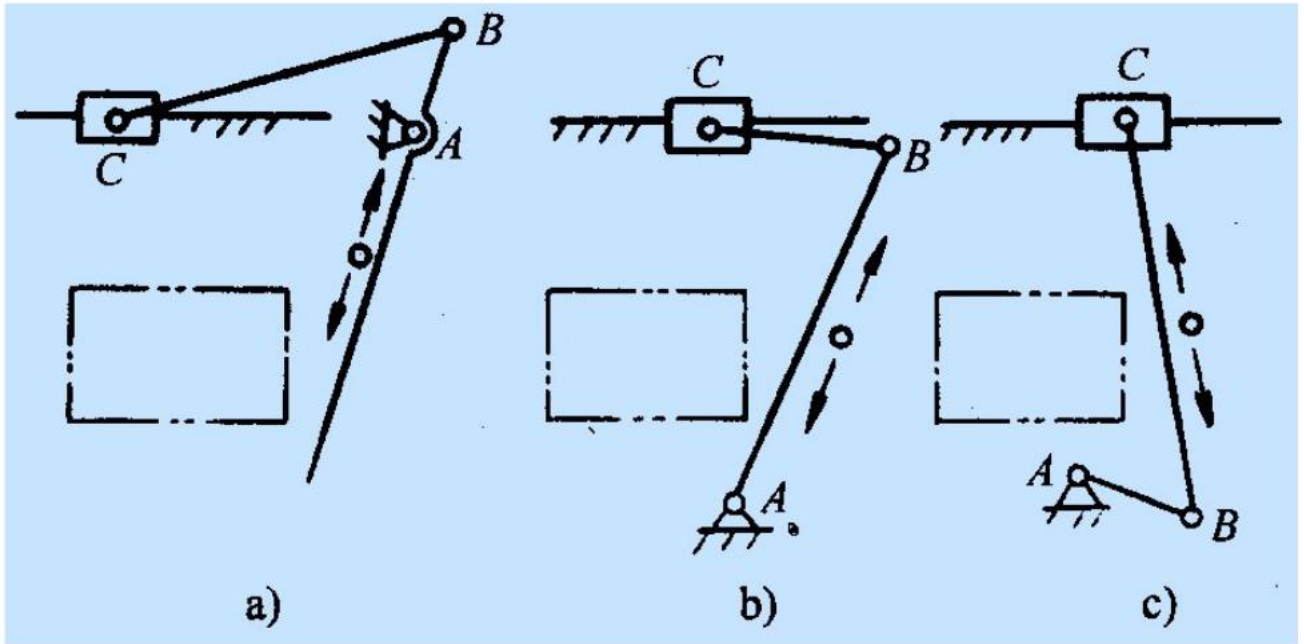
基本要求：将连续回转运动转换为往复直线移动，刨头在切削过程中的移动速度应近似等速，具有急回特性，加速度的变化不应过于剧烈，有良好的传力特性，行程可调。

可供选择的基本机构：螺旋机构、齿轮齿条机构、直动从动件凸轮机构、曲柄滑块机构、移动导杆双滑块机构等。

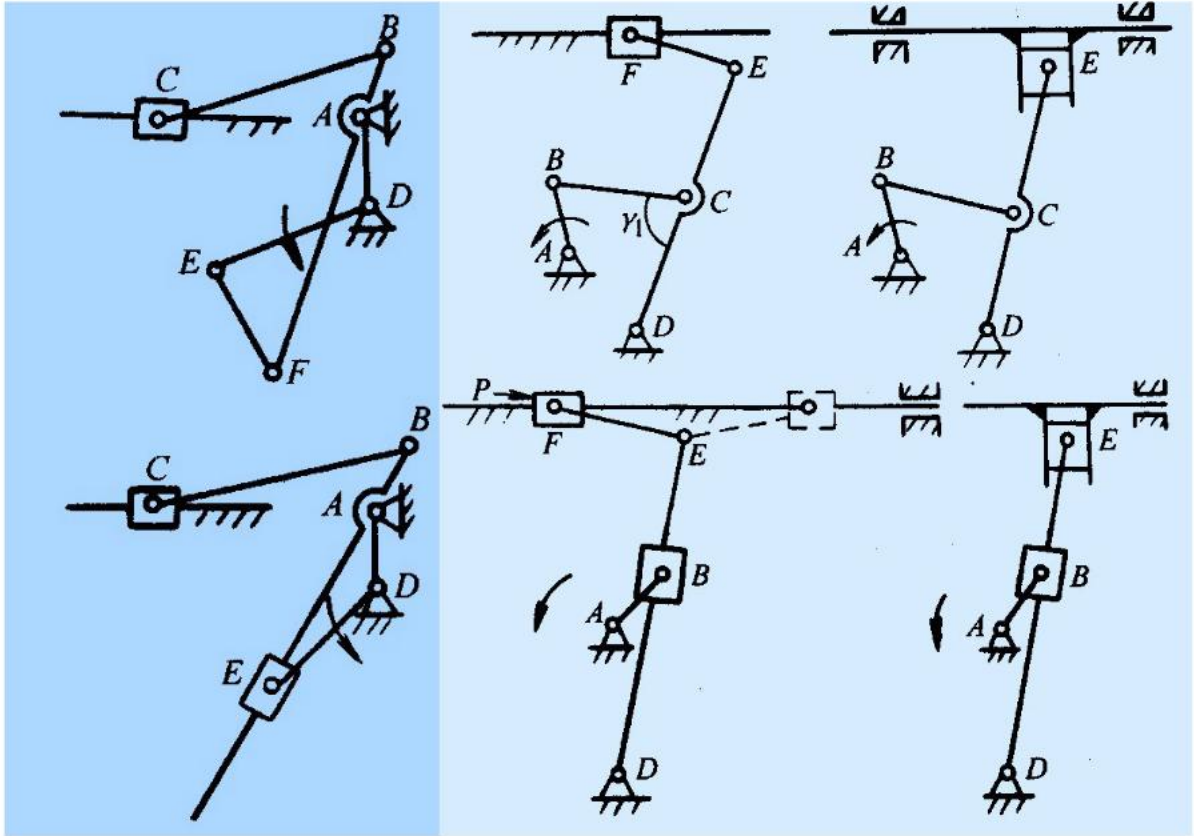
根据传力要求约束，以选择低副机构为宜。

基础机构的选择：输出运动为往复移动的曲柄滑块机构或摇杆滑块机构。前置输入基本机构的基本要求是能为基础机构的摇杆或曲柄提供一非匀速的运动，使之具有急回特性和在慢行程中滑块近似等速。而且能满足减少纵向尺寸、易于调整安装、使用维护方便的要求。

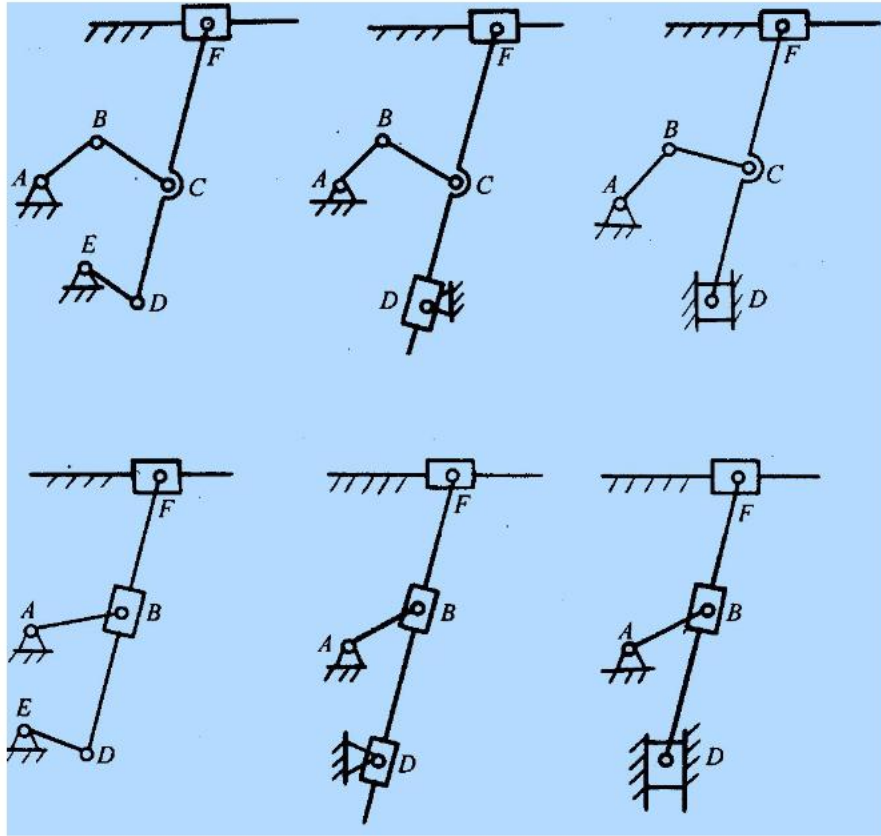
牛头刨床的基础机构



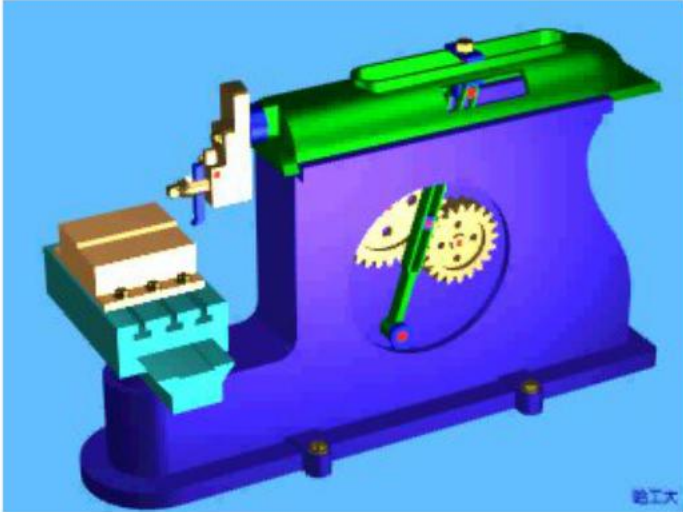
牛头刨床切削运动机构的不同组合方案



牛头刨床切削运动机构的不同组合方案



牛头刨床切削运动机构的工作过程



基本要求

- 了解机械系统设计的整个过程，明确机械系统总体方案设计阶段的设计目的及工作内容。
- 了解机械系统总体方案设计中应具有的现代设计观念以及机械现代设计和创新设计的特点，逐步学会在机械执行系统、传动系统的方案设计和原动机选择过程中，正确灵活运用这些设计思想。
- 了解机械执行系统方案设计的过程和具体设计内容，学会根据机械预期实现的功能要求，进行功能原理设计的创新构思；学会根据工作原理提出的工艺动作要求，创造性地构思出合适的运动规律。
- 掌握执行机构型式设计的原则，学会运用选型和构型的方法进行执行机构型式的创新设计。
- 了解执行系统协调设计的目的和原则，掌握机械运动循环图的绘制方法。
- 了解方案评价的意义、评价准则、评价指标和评价方法。