

机械设计禁忌丛书

机械结构

设计禁忌

袁剑雄 李晨霞 潘承怡 编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



TH122/759

2008

机械设计禁忌丛书

机械结构设计禁忌

袁剑雄 李晨霞 潘承怡 编著

机械工业出版社

本书是机械设计禁忌丛书中有关机械结构设计方面的一本，由作者根据多年机械设计的实践经验编写而成。全书共分7章，第1章为平面连杆机构的设计与禁忌，第2章为凸轮机构的设计与禁忌，第3章为齿轮机构设计禁忌，第4章为蜗杆传动设计禁忌，第5章为减速器设计禁忌，第6章为常用机构的设计与禁忌，第7章为组合机构的设计与禁忌。书中列举了这些机械的设计实例，一些设计问题除了给出设计计算公式外，为方便设计时参数的取值，还给出了参数设计图。

本书可供机械设计技术人员使用，也可供机械专业大专院校师生使用。

图书在版编目(CIP)数据

机械结构设计禁忌/袁剑雄，李晨霞，潘承怡编著. —北京：
机械工业出版社，2008.2
(机械设计禁忌丛书)
ISBN 978-7-111-22819-6

I. 机… II. ①袁…②李…③潘… III. 机械设计：结构设计 IV. TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(2007)第177654号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)
策划编辑：黄丽梅 责任编辑：刘本明 责任校对：王欣
封面设计：马精明 责任印制：洪汉军
北京铭成印刷有限公司印刷
2008年2月第1版第1次印刷
184mm×260mm·16.5印张·407千字
0001—4000册
标准书号：ISBN 978-7-111-22819-6
定价：30.00元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换
销售服务热线电话：(010)68326294
购书热线电话：(010)88379639 88379641 88379643
编辑热线电话：(010)68351729
封面无防伪标均为盗版

前 言

机械结构设计是一门传统的科学技术。随着科学技术的飞速发展，人们对生产与生活中性能优异机械的需求日益增长，这促使机械结构设计人员不断地吸取实践中的智慧，不断地吸收先进的技术，努力设计与开发出更多更好的机械产品。为了协助机械设计人员做好机械设计与开发工作，我们编写了《机械结构设计禁忌》一书。

本书从基本理论及设计方法的角度简要地阐述了常用机械的基本设计方法，又从禁忌的角度分析了常用机械设计中经常容易出现的错误，同时还通过一些设计实例进行设计与禁忌两方面的分析，帮助读者在短时间内掌握常用机械设计方法，并且了解各种机械设计中应该注意的问题，突出了本书内容的实用性。本书适合机械工程设计人员与机械专业大专院校师生阅读。

参加本书编写的人员为：袁剑雄(第6、7章和附录)，李晨霞(第1、2章)，潘承怡(第3、4、5章)。

由于作者知识和能力有限，书中错误和不足之处在所难免，恳请读者指正。

编著者

目 录

前言

第 1 章 平面连杆机构的设计与禁忌 1

- 1.1 概述 1
 - 1.1.1 平面四杆机构的类型及其演化 1
 - 1.1.2 平面多杆机构 5
 - 1.1.3 平面连杆机构的特点与禁忌 6
- 1.2 平面连杆机构的工作特性 7
 - 1.2.1 运动特性 7
 - 1.2.2 传力特性 11
- 1.3 平面四杆机构的应用及选用禁忌 13
 - 1.3.1 平面连杆机构的功能 13
 - 1.3.2 平面四杆机构的应用 14
 - 1.3.3 选用平面四杆机构时应注意的问题 15
- 1.4 平面四杆机构的设计与禁忌 20
 - 1.4.1 平面连杆机构设计的基本问题和方法 20
 - 1.4.2 平面四杆刚体导引机构的设计与禁忌 20
 - 1.4.3 平面四杆函数生成机构的设计与禁忌 28
 - 1.4.4 平面四杆急回机构的设计与禁忌 33
 - 1.4.5 平面四杆轨迹生成机构的设计与禁忌 39
 - 1.4.6 平面连杆机构结构设计时应注意的问题 41

第 2 章 凸轮机构的设计与禁忌 47

- 2.1 概述 47
 - 2.1.1 凸轮机构的类型及选用禁忌 47
 - 2.1.2 凸轮机构的工作原理和基本参数 50
 - 2.1.3 凸轮机构的特点及应用禁忌 51
- 2.2 从动件运动规律设计及禁忌 52
 - 2.2.1 从动件的常用运动规律及其特性比较 52
 - 2.2.2 从动件运动规律组合禁忌 54
 - 2.2.3 设计从动件运动规律时应

注意的问题 55

2.3 盘形凸轮机构基本尺寸设计与禁忌 56

- 2.3.1 设计凸轮机构基本尺寸时应满足的条件 56
- 2.3.2 移动从动件盘形凸轮机构基本尺寸设计与禁忌 56
- 2.3.3 摆动从动件盘形凸轮机构基本尺寸设计与禁忌 60
- 2.4 盘形凸轮轮廓曲线的设计与禁忌 63
 - 2.4.1 盘形凸轮轮廓曲线的图解法设计及禁忌 64
 - 2.4.2 盘形凸轮轮廓曲线的解析法设计及禁忌 70
- 2.5 凸轮机构的从动件设计禁忌 72
 - 2.5.1 滚子半径 r_r 确定禁忌 72
 - 2.5.2 平底宽度 b 确定禁忌 73
- 2.6 凸轮机构的结构与禁忌 76
 - 2.6.1 材料的选择及禁忌 76
 - 2.6.2 凸轮机构的强度校核及禁忌 76
 - 2.6.3 凸轮的结构及其与轴的连接设计与禁忌 77
 - 2.6.4 从动件的结构设计与禁忌 78
 - 2.6.5 凸轮的公差选择和凸轮工作图绘制禁忌 80

第 3 章 齿轮机构设计禁忌 82

- 3.1 齿轮机构的类型 82
- 3.2 齿轮传动系统方案设计禁忌 83
 - 3.2.1 齿轮传动形式选择禁忌 83
 - 3.2.2 齿轮传动系统传动比分配禁忌 86
 - 3.2.3 齿轮传动与其他传动形式的配置禁忌 96
- 3.3 圆柱齿轮传动参数选择、几何尺寸计算及禁忌 100
 - 3.3.1 齿轮传动参数的选择 100
 - 3.3.2 圆柱齿轮传动几何尺寸计算及禁忌 106
- 3.4 锥齿轮传动参数选择、几何尺寸计算及禁忌 116

3.4.1 锥齿轮传动参数的选择及禁忌	116	6.1 万向联轴器	161
3.4.2 直齿锥齿轮传动几何 计算及禁忌	118	6.1.1 万向联轴器结构与工作原理	161
3.5 齿轮传动结构设计禁忌	121	6.1.2 万向联轴器设计禁忌	163
第4章 蜗杆传动设计禁忌	128	6.2 螺旋传动机构	165
4.1 蜗杆传动的类型	128	6.2.1 螺旋传动机构的结构、工作 原理和应用	165
4.2 蜗杆传动类型选择禁忌	128	6.2.2 螺旋传动机构设计禁忌	168
4.3 蜗杆传动参数选择及禁忌	129	6.2.3 滚珠螺旋传动机构设计与禁忌	178
4.3.1 模数 m 和压力角 α 的 选择及禁忌	129	6.3 棘轮机构	181
4.3.2 蜗杆分度圆直径 d_1 的 选择及禁忌	130	6.3.1 棘轮机构的基本结构和 工作原理	182
4.3.3 蜗杆头数 z_1 与蜗轮齿数 z_2 选择 及禁忌	133	6.3.2 棘轮机构设计禁忌	185
4.3.4 蜗杆导程角 γ 与蜗轮螺旋角 β 的 选取及禁忌	134	6.4 槽轮机构	188
4.4 蜗杆传动几何尺寸计算及禁忌	137	6.4.1 槽轮机构的组成及其工作原理	188
4.4.1 圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算	137	6.4.2 槽轮机构的类型选择与设计	189
4.4.2 蜗杆传动几何尺寸计算禁忌	138	6.4.3 槽轮机构设计禁忌	190
4.5 蜗杆传动结构设计禁忌	139	6.5 不完全齿轮机构	194
第5章 减速器设计禁忌	143	6.5.1 不完全齿轮机构的结构、工作 原理和应用	194
5.1 常用减速器的形式、特点及应用	143	6.5.2 不完全齿轮机构设计禁忌	195
5.2 常用减速器形式选择及禁忌	145	第7章 组合机构的设计与禁忌	200
5.2.1 圆柱齿轮减速器形式 选择及禁忌	145	7.1 概述	200
5.2.2 圆锥-圆柱齿轮减速器形式 选择及禁忌	148	7.1.1 组合机构分类	200
5.2.3 蜗杆及蜗杆-齿轮减速器形式 选择及禁忌	149	7.1.2 组合机构主要应用	203
5.2.4 减速器与电动机一体便于 安装调整	151	7.2 齿轮-连杆机构	205
5.2.5 减速器形式选择的其他 有关问题	152	7.2.1 齿轮-连杆机构组成与禁忌	205
5.3 减速器传动比分配及禁忌	154	7.2.2 齿轮-四连杆机构运动公式	209
5.3.1 减速器传动比分配原则	154	7.2.3 非同轴式齿轮-铰链四杆机构 设计与禁忌	211
5.3.2 减速器传动比分配的其 他有关问题	154	7.2.4 同轴式齿轮-铰链四杆机构 设计与禁忌	224
5.4 减速器的结构设计及禁忌	155	7.3 齿轮-曲柄滑块机构	235
5.4.1 减速器的箱体应具有足 够的刚度	155	7.3.1 齿轮-曲柄滑块机构的组成	235
5.4.2 箱体结构要具有良好的工艺性	155	7.3.2 齿轮-曲柄滑块机构运动公式	236
5.4.3 减速器分箱面设计及禁忌	158	7.3.3 齿轮-曲柄滑块机构设计	239
5.4.4 窥视孔与通气器的设计及禁忌	159	7.3.4 同轴式齿轮-曲柄滑块机构 设计禁忌	242
第6章 常用机构的设计与禁忌	161	7.4 齿轮-凸轮机构设计与禁忌	243
		7.4.1 转动系杆齿轮-凸轮机构 设计与禁忌	243
		7.4.2 摆动系杆齿轮-凸轮机构 设计与禁忌	252
		附录 一般三次方程求根	257
		参考文献	258

第1章 平面连杆机构的设计与禁忌

1.1 概述

平面连杆机构是由若干个刚性构件通过平面低副(转动副、移动副)连接,各构件均在相互平行的平面内运动的机构。平面连杆机构又称平面低副机构。

连杆机构可以根据其是否含有一副构件,分为闭链型和开链型两类。含有一副构件的连杆机构称为开链型连杆机构,否则称为闭链型连杆机构。平面连杆机构绝大多数采用的是闭链型结构,开链型结构应用相对较少。本章只讨论闭链型平面连杆机构。

平面连杆机构还可以根据其含有的构件数目进行命名,含有几个构件就称为平面几杆机构。例如称含有四个构件的平面连杆机构为平面四杆机构,称含有五个构件的平面连杆机构为平面五杆机构,依此类推。通常把多于四个构件的平面连杆机构称为平面多杆机构。

在平面连杆机构中,与机架直接相连的构件称为连架杆,不与机架直接相连的构件称为连杆。绝大多数的平面连杆机构都有连杆。图1-1是由三个构件组成的运动副全部为移动副的低副机构,它是构件数量最少且不含连杆的平面闭链型连杆机构。该机构由于只能实现由移动到移动的运动形式转换,因而应用受到一定的限制,但其具有明显的增力和楔紧功能(又称楔块机构),故常用于压榨机、千斤顶一类机构中。含有连杆且构件数量最少的平面连杆机构是具有四个构件的平面四杆机构。

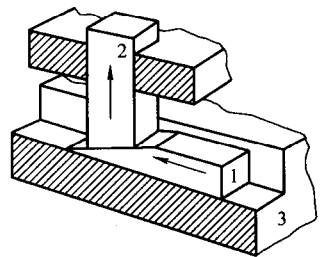


图1-1 含三个移动副的机构

与多杆机构相比,平面四杆机构是能实现各种运动形式转换的最简单的平面连杆机构。由于其运动副和构件数目少,传动效率和传动精度较高,成本相对较低,设计制造容易,因而应用最为广泛,而且,平面四杆机构也是构成和研究平面多杆机构的基础。本章将重点讨论平面四杆机构的有关问题。

1.1.1 平面四杆机构的类型及其演化

全部运动副均为转动副的平面四杆机构称为铰链四杆机构,如图1-2所示。其中,构件4为机架,构件2为连杆,构件1和3为连架杆。一转动副,若组成它的两构件能作相对整周转动,则该转动副称为整转副,如转动副A、B;否则,称为摆转副,如转动副C、D。与机架组成整转副的连架杆称为曲柄,如构件1;与机架组成摆转副的连架杆称为摇杆,如构件3。

1. 铰链四杆机构的三种基本形式

- (1) 曲柄摇杆机构 即两个连架杆一个为曲柄,另一个为摇杆,如图1-2所示。
- (2) 双曲柄机构 即两个连架杆均为曲柄,如图1-3所示。

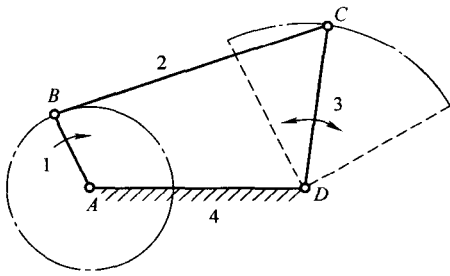


图 1-2 铰链四杆机构

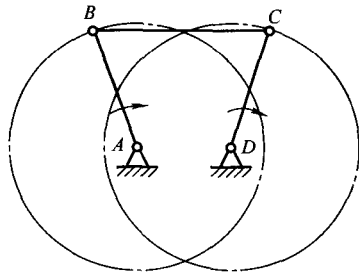


图 1-3 双曲柄机构

在双曲柄机构中，如果相对两构件的长度分别相等，则可得到如图 1-4a 所示的平行双曲柄机构(亦称平行四边形机构)和图 1-4b、c 所示的反向双曲柄机构(亦称反平行四边形机构)。在平行双曲柄机构中，两个曲柄的回转方向相同，且角速度时时相等，连杆作平移运动；而在反向双曲柄机构中，两曲柄的回转角速度不等，当取长杆为机架时，两曲柄的回转方向相反(图 1-4b)，取短杆为机架时，两曲柄的回转方向相同(图 1-4c)。

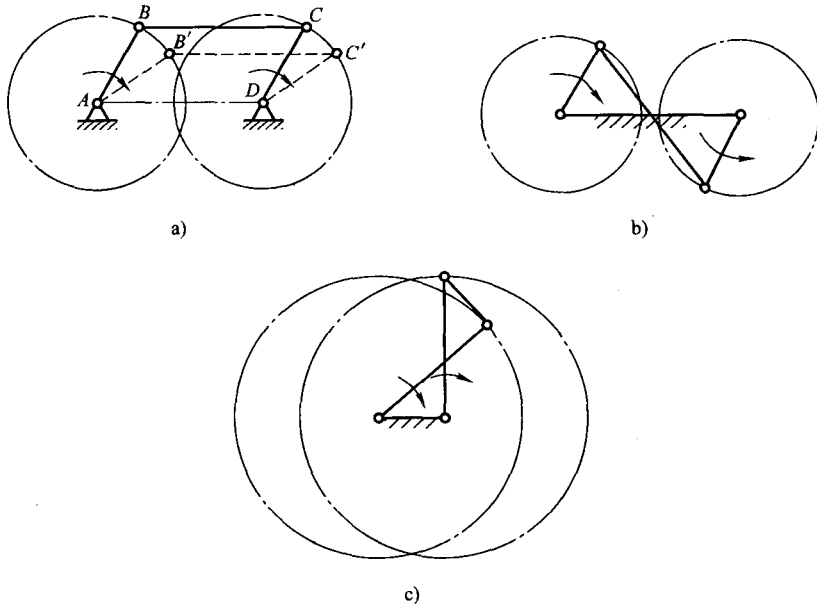


图 1-4 双曲柄机构

a) 平行双曲柄机构 b)、c) 反向双曲柄机构

(3) 双摇杆机构 即两个连架杆均为摇杆，如图 1-5 所示。

在双摇杆机构中，如果两摇杆的长度相等，则称为等腰梯形机构。

2. 平面四杆机构的演化

铰链四杆机构是平面四杆机构的基本形式。除此以外，在实际机器中，还广泛采用着其他多种形式的四杆机构。但这些形式的四杆机构，可以看成是在铰链四杆机构的基础上演化得到的。

(1) 转动副转化为移动副

在图 1-6a 所示的铰链四杆机构中，构

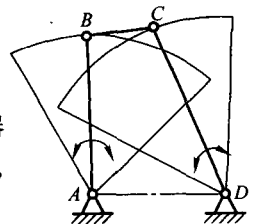


图 1-5 双摇杆机构

件3上的铰链中心C点的运动轨迹是以D点为圆心、杆长 \overline{CD} 为半径的圆弧 mm 。当构件3的长度增至无穷大时,转动副D的中心将移至无穷远处,如图1-6b所示,C点的运动轨迹 mm 将成为一条直线。此时,如果把构件3做成滑块,则转动副D便演化成为移动副,如图1-6c所示。

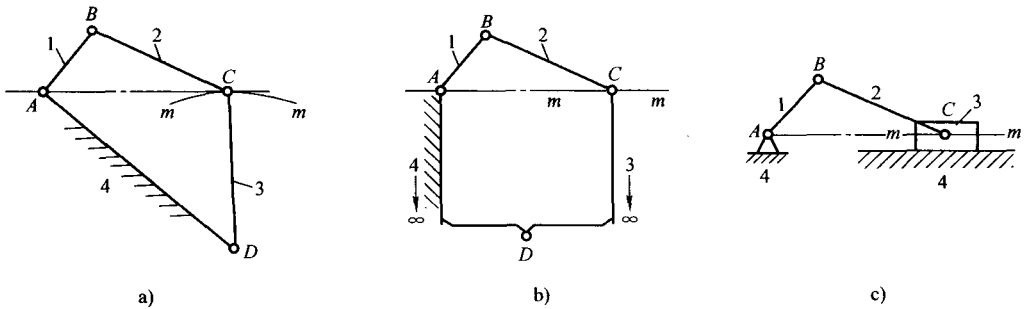


图 1-6 转动副转化为移动副

(2) 选取不同的构件为机架 低副具有运动的可逆性,即构成低副的两构件,其相对运动关系不会因为取哪个构件为机架而发生改变。但是,当选取机构中的不同构件为机架时,却可以得到不同形式的机构。例如,在图1-2所示的曲柄摇杆机构中,因转动副A、B为整转副,转动副C、D为摆转副,因此,当改取构件1为机架时,可得到双曲柄机构;而改取构件3为机架时,可得到双摇杆机构;改取构件2为机架时,可得到另一个曲柄摇杆机构。这种更换不同的构件为机架以获得不同机构的演化方法称为机构的倒置,得到的机构称为原机构的倒置机构。

(3) 扩大转动副的尺寸 在图1-7a所示的曲柄摇杆机构中,如果将曲柄端部的转动副B的半径扩大直至超过曲柄的长度,则曲柄AB就演变成一个几何中心与回转中心不重合的圆盘,如图1-7b所示,此圆盘称为偏心轮,其几何中心与回转中心之间的距离称为偏心距 e ,其长度等于曲柄的长度。不过,转动副的扩大,并未改变构件间的相对运动,所以机构的运动简图不变。

(4) 运动副元素的形态互换 对于移动副,如果改变运动副两元素的包容与被包容关系,两构件间的相对运动并不改变,但却可以得到不同的机构。如图1-8a所示,机构中的构件2与构件3组成移动副,构件3是绕C点作定轴往复摆动的滑块。如果将滑块3更换为杆状构件,而把构件2由杆状改做成滑块,如图1-8b所示,则构件3就变成了摆动的导杆。上述两种机构本质上完全相同。

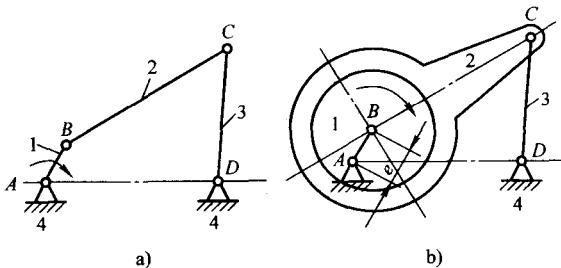


图 1-7 扩大转动副尺寸

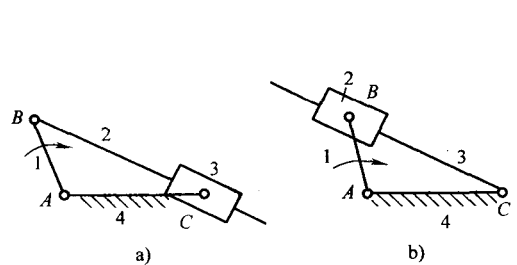


图 1-8 运动副元素的形态互换

3. 平面四杆机构的其他类型

(1) 含有一个移动副的四杆机构

1) 曲柄滑块机构。曲柄滑块机构的组成如图 1-6c 和图 1-9 所示。其中滑块 3 与机架 4 构成一个移动副。图中, 曲柄回转中心 A 至滑块导路中心线的距离 e 称为偏距。 $e \neq 0$ 的机构称为偏置曲柄滑块机构, 如图 1-9 所示; $e = 0$ 的机构称为对心曲柄滑块机构, 如图 1-6c 所示。

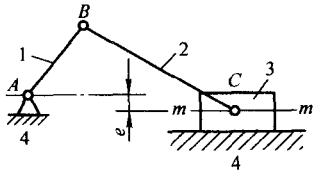


图 1-9 曲柄滑块机构

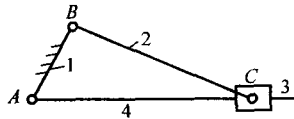


图 1-10 转动导杆机构

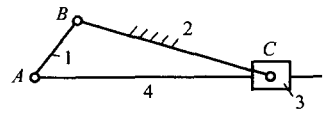


图 1-11 曲柄摇块机构

3) 曲柄摇块机构。如图 1-11 所示, 其中, 构件 1 是绕固定转轴转动的曲柄, 滑块 3 是绕点 C 作定轴往复摆动的摇块。该机构可认为是通过把图 1-6c 所示的曲柄滑块机构中作机架的构件由 4 更换为 2 而演化得到的。

4) 摆动导杆机构。摆动导杆机构的组成如图 1-12 所示, 其尺寸条件为 $l_{AB} < l_{BC}$ 。其中, 导杆 3 只能绕点 C 作定轴摆动。该机构可认为是通过把图 1-11 所示的曲柄摇块机构中组成移动副的构件 3 和 4 的结构形式互换, 即将构件 3 做成导杆, 而将构件 4 做成滑块而演化得到的。

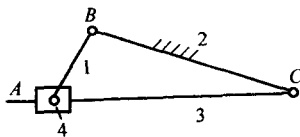


图 1-12 摆动导杆机构

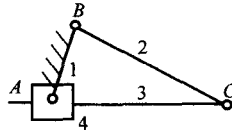


图 1-13 转块机构

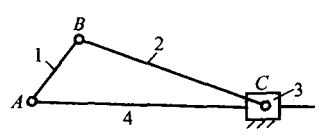


图 1-14 移动导杆机构

5) 转块机构。如图 1-13 所示, 其中, 滑块 4 可绕固定转轴 A 整周回转。该机构可认为是通过把图 1-10 所示的转动导杆机构中的滑块与导杆结构形式互换而演化得到的。

6) 移动导杆机构。亦称定块机构, 其组成如图 1-14 所示, 活动导杆 4 只能在固定滑块 3 中移动。该机构可认为是把曲柄滑块机构中的滑块改作为机架而演化得到的。

(2) 含有两个移动副的四杆机构

1) 曲柄移动导杆机构。如图 1-15 所示, 当移动导杆 3 上的两移动副导路互相垂直时, 移动导杆 3 的位移 s 与曲柄 1 的长度 l_1 及转角 φ 之间有正弦函数关系 $s = l_1 \sin \varphi$ 。所以, 曲柄移动导杆机构又称为正弦机构。

2) 双转块机构。如图 1-16 所示, 转块 4 与转块 2 具有相同的转速与转向。

3) 双滑块机构。如图 1-17 所示, 滑块 2 和 4 只能沿机架移动, 连杆作平面复杂运动。其中, 连杆 AB 的中点运动轨迹为圆, 除中点和 A 、 B 两点外, 连杆上的其他点的轨迹均为椭圆。

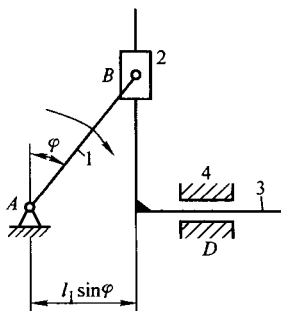


图 1-15 曲柄移动导杆机构

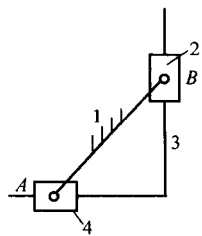


图 1-16 双转块机构

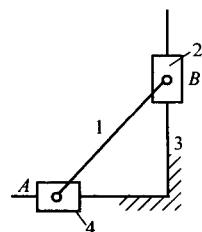


图 1-17 双滑块机构

4) 正切机构。如图 1-18 所示, 机构中滑块 2 的位移 $s = H \tan \varphi$ 。

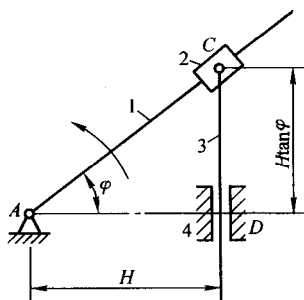


图 1-18 正切机构

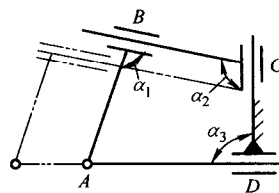


图 1-19 含三个移动副的四杆机构

(3) 含有三个移动副的四杆机构 如图 1-19 所示, 由于角度 α_1 、 α_2 、 α_3 在机构运动时不变, 因此, 转动副所连接的两构件 AB 和 AD 之间无相对转动, 就像一个刚体。当以 BC 或 CD 为机架时, AB 和 AD 只能作平移运动, 机构如同一个楔块机构。

(4) 含有四个移动副的四杆机构 如图 1-20a 所示, 该机构的自由度为 2, 因此需要输入两个独立运动, 机构的运动才能确定。这种机构常用于如图 1-20b 所示的运动合成机构中。

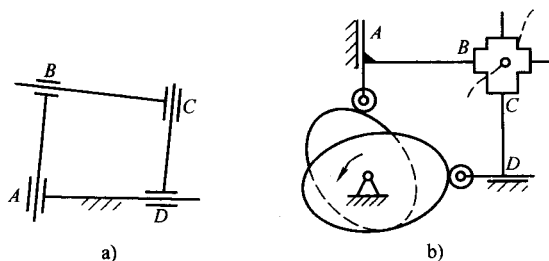


图 1-20 含四个移动副的四杆机构

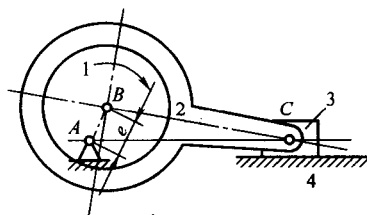


图 1-21 偏心轮机构

(5) 偏心轮机构 具有偏心轮的机构称为偏心轮机构, 如图 1-7b、图 1-21 所示。

1.1.2 平面多杆机构

平面多杆机构的类型和结构形式很多, 按杆数可分为五杆、六杆、八杆机构等; 按机构自由度可分为单自由度、多自由度机构等。目前应用较多的是六杆机构。

单自由度、全转动副的六杆机构有两种基本结构链，形式如下：

1) 瓦特(Watt)链。如图 1-22 所示，当取不同的构件为机架时，可得到图 1-23a 所示的瓦特 I 型机构和图 1-23b 所示的瓦特 II 型机构。

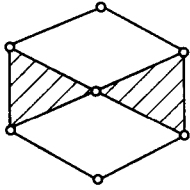


图 1-22 瓦特链

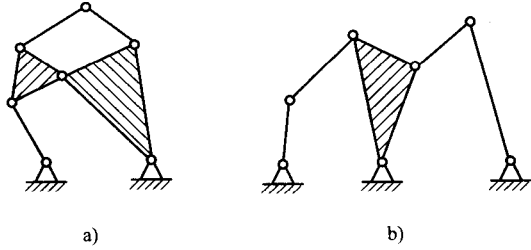


图 1-23 瓦特机构

a) 瓦特 I 型机构 b) 瓦特 II 型机构

2) 斯蒂芬逊(Stephenson)链。如图 1-24 所示，当取不同的构件为机架时，可得到图 1-25a 所示的斯蒂芬逊 I 型、图 1-25b 所示的斯蒂芬逊 II 型和图 1-25c 所示的斯蒂芬逊 III 型机构。

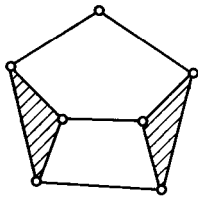


图 1-24 斯蒂芬逊链

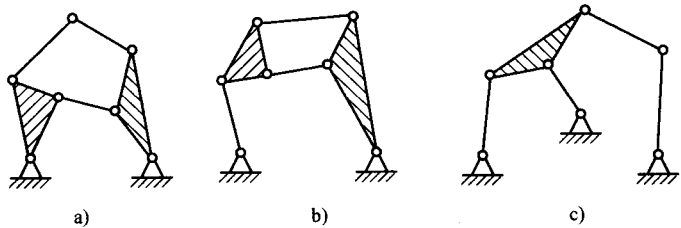


图 1-25 斯蒂芬逊机构

a) 斯蒂芬逊 I 型机构 b) 斯蒂芬逊 II 型机构 c) 斯蒂芬逊 III 型机构

单自由度、全转动副的八杆机构有 16 种不同的基本结构链，当选取不同的构件为机架时，可得到几十种不同的机构；当机构的构件数目增多时，机构的类型会更多。

上面多杆机构中的运动副全部为转动副，如果将其中的一个或几个转动副转化为移动副，又可构成带移动副的多杆机构。

至于多自由度的多杆机构，如五杆、七杆两自由度机构及八杆三自由度机构等，各自又有不同的情况，这里不再探讨。

1.1.3 平面连杆机构的特点与禁忌

1. 平面连杆机构的优点

- 1) 机构中所有运动副均为低副，构件之间的接触为面接触，承受的压强较小，且便于润滑，故磨损轻，寿命长，可传递较大的动力。
- 2) 运动副元素为圆柱面或平面，形状简单，易于加工，能获得较高的精度。
- 3) 运动副元素之间的接触一般可以靠本身的几何形状封闭保证。
- 4) 可以实现多种运动要求。连杆机构中构件的运动形式具有多样性，有定轴转动、往复摆动、直线往复移动和平面复杂运动；连杆上各不同点的轨迹曲线(称为连杆曲线)形状又各不相同；而且，随着各构件相对长度关系的改变，连杆曲线的形状以及构件的运动规律

也随之改变。

5) 可以方便地实现增力、扩大行程以及力和运动的较远距离传递。

2. 平面连杆机构的缺点与禁忌

(1) 缺点

1) 为了满足机构的工作要求, 连杆机构通常具有较长的运动链, 机构比较复杂, 不仅发生自锁的可能性大, 而且由于构件的尺寸误差和运动副中的间隙造成的累积误差较大, 致使运动的偏差增大, 机械效率降低。

2) 对复杂的运动规律和运动轨迹的要求, 通常只能近似地实现, 而且设计方法较复杂。

3) 机构中作平面复杂运动和往复运动的构件所产生的惯性力难以平衡, 高速时引起的动载、振动及噪声较大。

(2) 禁忌 平面连杆机构不宜用于高速工作场合。

1.2 平面连杆机构的工作特性

1.2.1 运动特性

1. 平面四杆机构具有整转副的条件

(1) 铰链四杆机构具有整转副的条件 机构中的最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和。该关系可简称为杆长之和条件。此即铰链四杆机构具有整转副的条件。

亦即在满足杆长之和条件的情况下, 机构中必存在整转副。并且, 此时最短杆上的两个转动副均为整转副, 而由两个非最短构件构成的转动副必为摆转副。换言之, 一转动副若为整转副, 则其所铰接的两构件中, 至少有一个是机构中的最短杆, 并且满足杆长之和条件。如果不满足杆长之和条件, 则机构中不存在整转副, 即所有的转动副均为摆转副。

满足杆长之和条件的铰链四杆机构, 根据其含有的最短杆的数目及分布位置又可分为如下情况:

1) 机构中只有一个最短杆。此时, 机构中只有两个整转副, 即最短杆上的两个转动副。

2) 机构中的四个杆长两两相等, 且两短杆相邻。此时, 两最短杆上的三个转动副均为整转副, 而连接两长杆的转动副为摆转副, 所以, 机构中有三个整转副。

3) 机构中的四个杆长两两相等, 且两短杆相对或四个杆长相等。此时, 机构中的四个转动副均为整转副, 而无摆转副。

(2) 含有一个移动副的平面四杆机构具有整转副的条件 与铰链四杆机构相同, 含有一个移动副的平面四杆机构具有整转副的条件亦为杆长之和条件, 即机构中的最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和。并且, 此时最短杆上的转动副均为整转副, 其余的转动副为摆转副。因为根据机构的演化原理, 移动副可认为是转动中心在无穷远处的转动副, 因此, 含有一个移动副的平面四杆机构可看作是铰链四

杆机构的特例。

1) 曲柄滑块机构。如图 1-26 所示, 杆 1 为曲柄, 所以, 转动副 A 必为整转副, 由于杆 AD 不可能是最短杆, 因此, 杆 1 必为最短杆。该机构的杆长之和条件为

$$a + \overline{CD}^{\infty} \leq b + \overline{AD}^{\infty}$$

$$a + (\overline{CD}^{\infty} - \overline{AD}^{\infty}) \leq b$$

即 $a + e \leq b$

实际上, 该条件是此偏置曲柄滑块机构存在应满足的几何条件, 也是杆 1 具有两个整转副的条件。

2) 导杆机构。如图 1-27a 所示, 杆 1 为最短杆, 所以, 机构中若存在整转副, 则杆 1 上的两个转动副 A 和 B 必均为整转副, 并且机构满足杆长之和条件

$$a + \overline{DC}^{\infty} \leq d + \overline{BC}^{\infty}$$

即 $a + e \leq d$

显然, 该机构是一曲柄摆动导杆机构。

如图 1-27b 所示, 杆 4 为最短杆, 所以, 机构中若存在整转副, 则杆 4 上的两个转动副 A 和 D 必均为整转副, 并且机构满足杆长之和条件

$$d + \overline{DC}^{\infty} \leq a + \overline{BC}^{\infty}$$

亦即 $d + e \leq a$

该机构是一转动导杆机构。如果图中的 $e = 0$, 则可得到条件: $d \leq a$ 。若在 $e = 0$ 的同时杆 1 和杆 4 的长度又相等, 则该机构中的三个转动副 A 、 B 和 D 均为整转副。

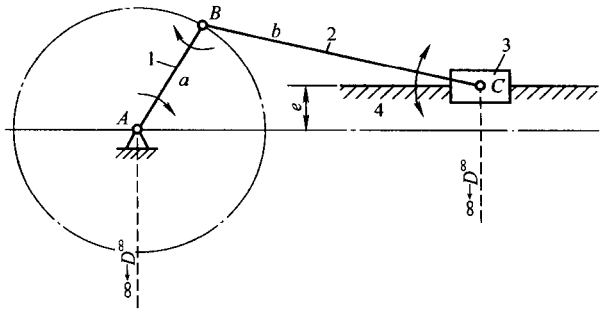


图 1-26 曲柄滑块机构有整转副的条件

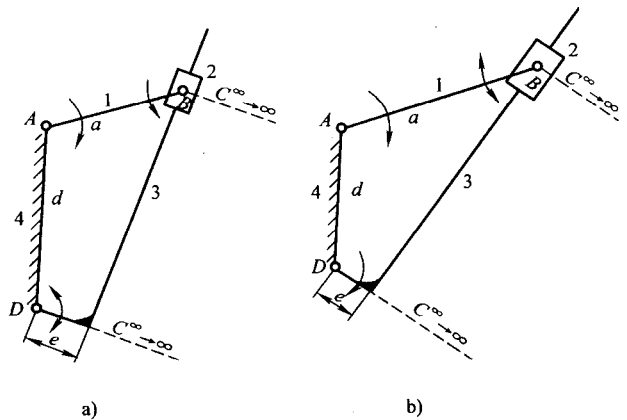


图 1-27 导杆机构有整转副的条件

(3) 含有两个移动副的平面四杆机构具有整转副的条件 分两种情况:

1) 两移动副相邻的平面四杆机构(两移动副导路平行或重合的情况除外)。如图 1-15 至图 1-17 所示, 此时, 机构中只有一个构件的长度是有限长杆, 该构件即为最短杆, 其上的两个转动副均为整转副。

2) 两移动副相间的平面四杆机构。如图 1-18 所示, 此时, 机构中没有有限长杆, 不存在整转副。

含有三个移动副的平面四杆机构中无整转副。

2. 平面四杆机构存在曲柄的条件

因曲柄是相对机架能作整周转动的连架杆, 所以, 曲柄与机架组成的转动副必为整转副。也就是说, 机构中若存在曲柄, 则其至少有一个固定转动副是整转副。

(1) 铰链四杆机构存在曲柄的条件 在铰链四杆机构中, 如果最短杆与最长杆长度之

和小于或等于其余两杆长度之和，并且：

1) 只有一个最短杆。因此时只有最短杆上的两个转动副是整转副，其余两个转动副是摆转副，所以：

① 以最短杆的邻杆为机架时，最短杆为曲柄，另一连架杆为摇杆，机构为曲柄摇杆机构；

② 以最短杆为机架时，两连架杆均为曲柄，机构为双曲柄机构；

③ 以最短杆相对的构件为机架时，两连架杆均为摇杆，机构为双摇杆机构。

2) 有两个最短杆，且两最短杆相邻。此时，两个非最短杆的长度也相等。因两个最短杆上的三个转动副均为整转副，而另一个转动副是摆转副，所以：

① 以任一非最短杆为机架时，最短杆为曲柄，另一连架杆为摇杆，机构为曲柄摇杆机构；

② 以任一最短杆为机架时，两连架杆均为曲柄，机构为双曲柄机构。

3) 有两个相对的最短杆(另外两个非最短杆的长度相同)或四个杆长相等。因机构中的四个转动副均为整转副，所以，无论以哪个构件为机架，得到的机构均为双曲柄机构。

在铰链四杆机构中，如果最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和，即不满足杆长之和条件，因机构中无整转副，所以，无论以哪个构件为机架，得到的机构均为双摇杆机构。

(2) 含移动副的平面四杆机构存在曲柄的条件 含移动副的平面四杆机构有曲柄存在的条件是：

1) 满足整转副存在条件。

2) 固定铰链中有整转副。

此时，整转副所铰接的连架杆必为曲柄。

3. 急回运动特性

有不少平面连杆机构，当其主动曲柄等速回转时，作往复运动的从动件在空回行程(快行程)的平均速度大于在工作行程(慢行程)的平均速度，机构运动的这一性质称为急回运动特性。

机构急回运动的相对程度通常用从动件的行程速比系数(亦称行程速度变化系数) K 来衡量。行程速比系数为从动件空回行程的平均速度 v_2 与从动件工作行程的平均速度 v_1 之比，即

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

式中 θ ——极位夹角，是机构在两极限位置时主动曲柄所夹的锐角。

由上式可见，平面连杆机构是否具有急回特性，取决于有无极位夹角 θ 。 $\theta = 0^\circ$ 时， $K = 1$ ，机构无急回特性； $\theta \neq 0^\circ$ 时， $K > 1$ ，机构具有急回特性。并且， θ 角越大， K 也越大，机构的急回特性越显著。

常见的具有急回特性的机构有： $\theta \neq 0^\circ$ 的曲柄摇杆机构(如图 1-28a 所示)、偏置曲柄滑块机构(如图 1-28b 所示)、摆动导杆机构(如图 1-56 所示)以及某些具有曲柄的多杆机构等；

常见的不具有急回特性的机构有： $\theta = 0^\circ$ 的曲柄摇杆机构(如图 1-29 所示)、对心曲柄滑块机构、双曲柄机构、正弦机构等。

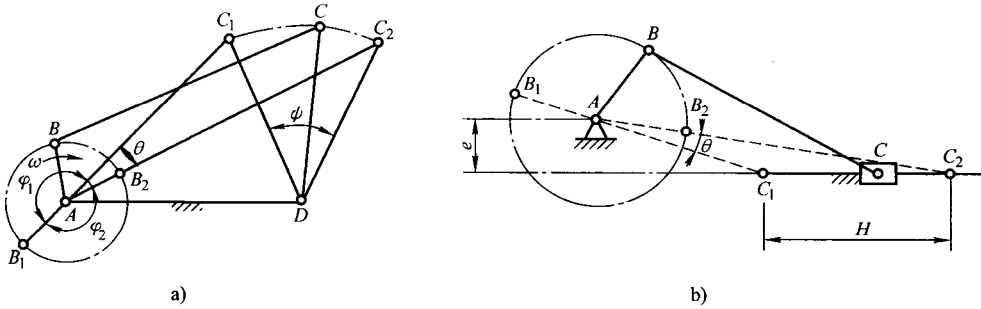


图 1-28 机构的急回特性

a) $\theta \neq 0^\circ$ 的曲柄摇杆机构 b) 偏置曲柄滑块机构

设计机构时，通常给定行程速比系数 K ，根据上式计算出极位夹角

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

然后再进行其他具体设计。

4. 运动连续性

所谓连杆机构运动的连续性，是指当主动件连续运动时，从动件也能连续地占据预定的各个位置。

如图 1-30a 所示的曲柄摇杆机构，当主动件曲柄连续转动时，从动件摇杆 CD 可在 ψ 的角度范围内连续运动(往复摆动)，并占据其间任何位置，此角度范围称为运动的可行域。若将机构 $ABCD$ 的运动副 C 拆开，按 $ABC'D$ 安装，则摇杆只能在 ψ' 的角度范围内运动，得到另一运动的可行域。显然，摇杆不能进入角度 α 和 α' 所在的区域，这两个区域称为运动的非可行域。因此，摇杆只能在某一可行域内运动，而不可能从一个可行域经非可行域跃入到另一可行域内。如

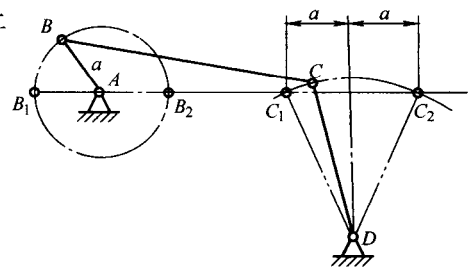


图 1-29 无急回特性的曲柄摇杆机构($\theta = 0^\circ$)

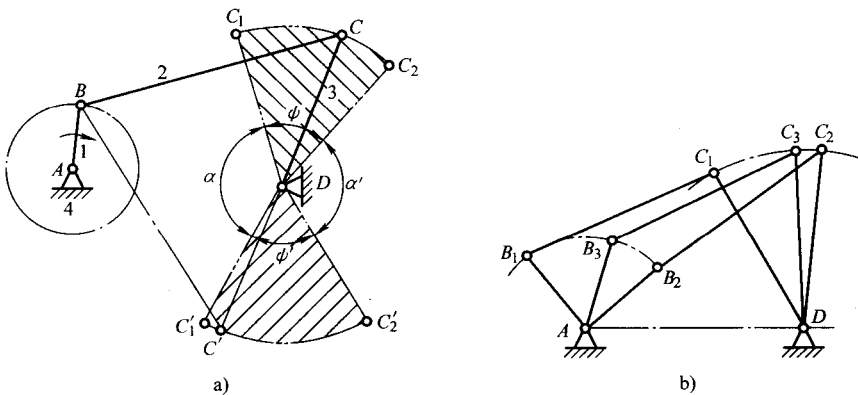


图 1-30 运动连续性

果要求摇杆从位置 CD 连续运动到位置 $C'D$ ，则连续运动肯定无法实现，一般称这种运动不连续为错位不连续。

在连杆机构中，还会遇到另一种运动不连续问题。如图 1-30b 所示，若要求连杆依次占据位置 B_1C_1 、 B_2C_2 、 B_3C_3 ，则只有当曲柄 AB 逆时针转动才有可能；而如果曲柄 AB 顺时针转动，则不能满足预期的次序要求。一般称这种运动不连续为错序不连续。

1.2.2 传力特性

1. 压力角和传动角

在不计运动副中摩擦和构件质量的情况下，机构从动件的受力方向和受力点的速度方向之间所夹的锐角 α 称为机构的压力角。压力角的余角 γ 称为传动角，即 $\gamma = 90^\circ - \alpha$ 。 α 越小（或 γ 越大），机构的传力性能越好，传动效率越高；反之，机构的传力性能越差，传动效率越低。由于在机构运动简图中传动角 γ 比压力角 α 更直观，所以，在实际应用中，通常用传动角 γ 来判断机构的传动质量。

在机构的运动过程中，传动角 γ 的大小是随时变化的。为了保证机构有良好的传力性能，设计时应使传动角 γ 不要过小，通常取 $\gamma_{\min} \geq 40^\circ$ ；对高速和大功率的机械，则取 $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$ 。

以图 1-31 所示的铰链四杆机构为例。其中， AB 为主动件， CD 为从动件，因不计运动副中的摩擦和构件的质量，所以构件 AB 通过连杆 BC 作用在构件 CD 上的力 F 沿 BC 方向，力 F 与受力点 C 的速度 v_c 方向之间所夹的锐角 α 为压力角， γ 为传动角。力 F 可分解为沿速度 v_c 方向的分力 F_t 和垂直于速度 v_c 方向的分力 F_n 。 F_t 是驱使从动件 CD 运动的有效分力，对从动件的回转产生有效力矩，其愈大愈有利于从动件的运动；而 F_n 则仅在转动副 D 中产生附加径向压力，它只能增加摩擦转矩，却无助于输出构件的转动，所以是有害分力。因 $F_t = F \cos \alpha$ ， $F_n = F \sin \alpha$ ，所以，压力角 α 越小，亦即传动角 γ 越大，机构的传力性能越好。因此，可用压力角（或传动角）作为标志来衡量机构传力性能的优劣。

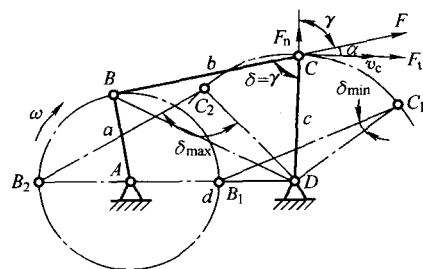


图 1-31 机构的压力角与传动角

由图可见，当连杆与摇杆之间的夹角 δ 为锐角时， $\delta = \gamma$ ，即传动角 γ 可由机构运动简图直接观察出大小；当连杆与摇杆之间的夹角 δ 为钝角时， $\gamma = 180^\circ - \delta$ 。

曲柄摇杆机构（见图 1-31），当以曲柄为主动件时，其最小传动角出现在曲柄与机架重叠共线（即 $\delta = \delta_{\min}$ ）和拉直共线（即 $\delta = \delta_{\max}$ ）的两个位置中的一处。设连杆 BC 与摇杆 CD 的铰接点 C 的两极限位置为 C_1 和 C_2 ，具体有：

(1) I 型曲柄摇杆机构 构件尺寸满足 $a^2 + d^2 < b^2 + c^2$ ，结构特征为固定铰链点 A 、 D 位于直线 C_1C_2 的同侧，如图 1-31 所示。此时，行程速比系数 $K > 1$ ，且摇杆慢行程的摆动方向与曲柄的转向相同。机构的最小传动角出现在曲柄与机架重叠共线的位置上，最小传动角为

$$\gamma_{\min} = \arccos \delta_{\min} = \arccos \left[\frac{b^2 + c^2 - (d - a)^2}{2bc} \right]$$