

机械设计手册

单行本

成大先 主编 ●

机 构



化学工业出版社

机械设计手册

单行本

机 构

主编单位 中国有色工程设计研究总院

- 主 编 成大先
- 副主编 王德夫
姬奎生
韩学铨
姜 勇
李长顺

化学工业出版社
· 北 京 ·

(京)新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计手册. 单行本. 机构/成大先主编. —北京:
化学工业出版社, 2004.1
ISBN 7-5025-4961-7

I. 机… II. 成… III. ①机械设计-技术手册
②机构学-技术手册 IV. TH122-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2003) 第 104926 号

机械设计手册

单行本

机 构

成大先 主编

责任编辑: 周国庆 张红兵

任文斗 张兴辉

责任校对: 顾淑云

封面设计: 蒋艳君

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话: (010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

新华书店北京发行所经销

聚鑫印刷有限责任公司印刷

三河市延风装订厂装订

开本 787 毫米 × 1092 毫米 1/16 印张 18 字数 603 千字

2004 年 1 月第 1 版 2004 年 1 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-4961-7/TH·168

定 价: 35.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

撰 稿 人 员

- | | | | |
|-----|---------------|-----|---------------|
| 成大先 | 中国有色工程设计研究总院 | 邹舜卿 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 王德夫 | 中国有色工程设计研究总院 | 邓述慈 | 西安理工大学 |
| 姬奎生 | 中国有色工程设计研究总院 | 秦毅 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 韩学铨 | 北京石油化工工程公司 | 周凤香 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 余梦生 | 北京科技大学 | 朴树寰 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 高淑之 | 北京化工大学 | 杜子英 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 柯蕊珍 | 中国有色工程设计研究总院 | 汪德涛 | 广州机床研究所 |
| 陶兆荣 | 中国有色工程设计研究总院 | 王鸿翔 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 孙东辉 | 中国有色工程设计研究总院 | 段慧文 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 李福君 | 中国有色工程设计研究总院 | 姜勇 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 阮忠唐 | 西安理工大学 | 徐永年 | 郑州机械研究所 |
| 熊绮华 | 西安理工大学 | 梁桂明 | 洛阳工学院 |
| 雷淑存 | 西安理工大学 | 张光辉 | 重庆大学 |
| 田惠民 | 西安理工大学 | 罗文军 | 重庆大学 |
| 殷鸿樑 | 上海工业大学 | 沙树明 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 齐维浩 | 西安理工大学 | 谢佩娟 | 太原理工大学 |
| 曹惟庆 | 西安理工大学 | 余铭 | 无锡市万向轴厂 |
| 关天池 | 中国有色工程设计研究总院 | 陈祖元 | 广东工业大学 |
| 房庆久 | 中国有色工程设计研究总院 | 陈仕贤 | 北京航空航天大学 |
| 李安民 | 机械科学研究院 | 王春和 | 北方工业大学 |
| 李维荣 | 机械科学研究院 | 周朗晴 | 中国有色工程设计研究总院 |
| 丁宝平 | 机械科学研究院 | 孙夏明 | 北方工业大学 |
| 梁全贵 | 中国有色工程设计研究总院 | 季泉生 | 济南钢铁集团 |
| 王淑兰 | 中国有色工程设计研究总院 | 马敬勋 | 济南钢铁集团 |
| 林基明 | 中国有色工程设计研究总院 | 蔡学熙 | 连云港化工矿山设计研究院 |
| 童祖楹 | 上海交通大学 | 姚光义 | 连云港化工矿山设计研究院 |
| 刘清廉 | 中国有色工程设计研究总院 | 沈益新 | 连云港化工矿山设计研究院 |
| 许文元 | 天津工程机械研究所 | 钱亦清 | 连云港化工矿山设计研究院 |
| 孔庆堂 | 北京新兴超越离合器有限公司 | 于琴 | 连云港化工矿山设计研究院 |
| 孔炜 | 北京新兴超越离合器有限公司 | 蔡学坚 | 邢台地区经济委员会 |
| 朱春梅 | 北京机械工业学院 | 虞培清 | 浙江长城减速机有限公司 |
| 丘大谋 | 西安交通大学 | 项建忠 | 浙江通力减速机有限公司 |
| 诸文俊 | 西安交通大学 | 阮劲松 | 宝鸡市广环机床责任有限公司 |
| 徐华 | 西安交通大学 | 纪盛青 | 东北大学 |
| 陈立群 | 西北轻工业学院 | 黄效国 | 北京科技大学 |
| 肖治彭 | 中国有色工程设计研究总院 | 陈新华 | 北京科技大学 |

mh685/05

李长顺 中国有色工程设计研究总院
 崔桂芝 北方工业大学
 张若青 北方工业大学
 王 侃 北方工业大学
 张常年 北方工业大学
 朱宏军 北方工业大学
 佟 新 中国有色工程设计研究总院
 禚有雄 天津大学
 林少芬 集美大学
 卢长耿 集美大学
 吴根茂 浙江大学

钟荣龙 厦门海特液压机械工程有限公司
 黄 奋 北京科技大学
 彭光正 北京理工大学
 张百海 北京理工大学
 王 涛 北京理工大学
 陈金兵 北京理工大学
 包 钢 哈尔滨工业大学
 王雄耀 费斯托 (FESTO) (中国) 有限公司
 蒋友谅 北京理工大学
 刘福祐 中国有色工程设计研究总院
 史习先 中国有色工程设计研究总院

审 稿 人 员

余梦生	成大先	王德夫	强 毅	房庆久	李福君
钟云杰	郭可谦	姬奎生	王春九	韩学铨	段慧文
邹舜卿	汪德涛	陈应斗	刘清廉	李继和	徐 智
郭长生	吴宗泽	李长顺	陈湛闻	饶振纲	季泉生
林 鹤	黄靖远	武其俭	洪允楣	蔡学熙	张红兵
朱天仕	唐铁城	卢长耿	宋京其	黄效国	吴 筠
徐文灿	史习先				

编 辑 人 员

周国庆	张红兵	任文斗	张兴辉	刘 哲	武志怡
段志兵	辛 田				

《机械设计手册》单行本 出版说明

在我国机械设计界享有盛名的《机械设计手册》，自1969年第一版出版发行以来，已经修订了四版，累计销售量超过113万套，成为新中国成立以来，在国内影响力最强、销售量最大的机械设计工具书。作为国家级的重点科技图书，《机械设计手册》多次获得国家和省部级奖励。其中，1978年获全国科学大会科技成果奖，1983年获化工部优秀科技图书奖，1995年获全国优秀科技图书二等奖，1999年获全国化工科技进步二等奖，2002年获石油和化学工业优秀科技图书一等奖，2003年获中国石油和化学工业科技进步二等奖。1986年至2002年，连续被评为全国优秀畅销书。

《机械设计手册》第四版（5卷本），以其技术性和实用性强、标准和数据可靠、思路和方法可行、使用和核查方便等特点，受到广大机械设计工作者和工程技术人员的首肯和厚爱。自2002年初出版发行以来，已累计销售24000多套，收到读者来信数千封。山西省太原重型机器厂设计院的一位工程技术人员在来信中说，“《机械设计手册》（第四版）赢得了我们机械设计者的好评。特别是推荐了许多实用的新技术、新产品、新材料和新工艺，扩大了相应产品的品种和规格范围，内容齐全，实用、可靠，是我们设计工作者不可缺少的好助手。”江苏省南通市的一位退休工程师说，“我从事机械设计工作40余年，最初用的是1969年的《机械设计手册》第一版，后来陆续使用第二版、第三版，现在已经退休。近来逛书店，突然发现《机械设计手册》新出的第四版，爱不释手，自己买了一套收藏，它是我一生事业中最亲密、最忠诚的伴侣。”湖南省湘潭市江麓机械集团有限公司、辽宁省鞍山焦化耐火材料设计总院的读者认为，“《机械设计手册》第四版资料全面、新颖、准确、可靠，突出了实用性，从机械人员的角度出发，反映先进性，设计方法、公式选择、参数选用都采用最新标准，实用便查。”广大读者在对《机械设计手册》第四版的内容给予充分肯定的同时，也指出了《机械设计手册》第四版（5卷本）装帧太厚、太重，不便携带和翻阅，希望出版篇幅小些的单行本。其中武汉钢铁设计研究总院、重庆钢铁设计研究总院、内蒙古包头钢铁设计研究院、哈尔滨重型机器厂研究所、沈阳铁路分局沈东机械总厂、兰州铁道学院、天津工程机械研究院等众多单位的读者都纷纷来函、来电，建议将《机械设计手册》第四版以篇为单位改编为多卷本。

根据广大读者的反映和建议，化学工业出版社组织编辑出版人员深入设计科研院所、大中专院校、机械企业和有一定影响的新华书店进行调研，广泛征求和听取各方面的意见，在与主编单位协商一致的基础上，决定编辑出版《机械设计手册》单行本。

《机械设计手册》单行本，保留了《机械设计手册》第四版（5卷本）的优势和特色，从设计工作的实际出发，结合机械设计专业的具体情况，将原来的5卷23篇调整为15分册22篇，分别为：《常用设计资料》、《机械制图·极限与配合》、《常用工程材料》、《联接与紧固》、《轴及其联接》、《轴承》、《弹簧·起重运输件·五金件》、《润滑与密封》、《机械传动》、《减（变）速器·电机与电器》、《机械振动·机架设计》、《机构》、《液压传动》、《液压控制》、《气压传动》。原第5卷第23篇中“中外金属材料、滚动轴承、液压介质等牌号对照”内容，分别编入《常用工程材料》、《轴承》、《润滑与密封》、《液压传动》、《气压传动》等单行本中。这样，全套书查阅和携带更加方便，各分册篇幅适中，利于设计人员和读者根据各自需要灵活选购。

《机械设计手册》单行本，是为了适应机械设计事业发展和广大读者的需要而编辑出版的，将与《机械设计手册》第四版（5卷本）一起，成为机械设计工作者、工程技术人员和广大读者的良师益友。

借《机械设计手册》单行本出版之际，再次向热情支持和积极参加编写工作的单位和人员表示诚挚的敬意！向长期关心、支持《机械设计手册》的广大热心读者表示衷心感谢！

由于编辑出版单行本的工作量较大，时间较紧，难免存在疏漏和缺点，恳请广大读者给予指正。

化学工业出版社

2004年1月

第四版前言

《机械设计手册》第一版于1969年问世，30多年来，共修订了三版，发行110余万套，受到了广大读者的欢迎和厚爱。

《机械设计手册》第三版于1994年出版发行，至今已有8年的时间。在这期间，我国的改革开放取得了举世瞩目的成就，以信息技术为代表的高新技术产业迅猛发展，经济建设日新月异。作为世界贸易组织的新成员，我国在进一步加强对外开放，顺应经济全球化潮流，主动参与国际竞争与合作的同时，也必将面对更为激烈的竞争和更加严峻的挑战。作为机械设计工作者，要参与激烈的竞争，迎接严峻的挑战，就必须积极快速地开发具有国际先进水平、形成自身特色的高质量的新产品。

《机械设计手册》第四版修订就是以满足新产品开发设计的需要为宗旨而进行的。因此，本版除了继续发扬前三版“实用可靠、内容齐全、简明便查”的特点外，首先着重推荐了许多实用的新技术、新产品、新材料和新工艺，并扩大了相应产品的品种和规格范围，同时全面采用了最新标准。调整了部分篇章，修改删节了不足和错误之处。全书仍分五卷出版，修订情况如下。

1. 采用新技术方面：

(1) 为便于设计人员充分利用通用的、先进的数字仿真软件，快速地进行液压伺服系统的数字仿真与动态分析，专门撰写了MATLAB仿真软件及其在液压控制系统仿真中的应用。气压传动进行了全面更新，包括了现代气压传动最新技术的各主要方面，推荐了阀岛技术、导杆气缸、仿生气动肌腱（一种能卷折起来的便于携带的新型气动驱动器）和模块化气动机械手等。

(2) 传动方面增加了“新型非零变位锥齿轮及双曲齿轮技术”和活齿传动。新型非零变位锥齿轮及双曲齿轮技术突破了零传动设计的制约，创立了非零传动设计。用此设计制造出的齿轮，在轴交角保持不变的条件下，具有高强度、长寿命、低噪声、小体积、大速比、少齿数等优点。该技术具有国际先进或领先水平，适用于高强度正传动设计，小体积小型设计，低噪声负传动设计等，并便于引进产品国产化，新产品开发创优和老产品改进，已在国内许多产品上推广使用。

(3) 介绍了金属-橡胶复合弹簧的设计计算。

(4) 介绍了几种新型热处理和新型表面处理工艺。

2. 采用新材料、新产品方面：

(1) 材料全面采用最新国家标准、行业标准，并推荐了许多新型材料品种，扩大了相应的规格范围。

(2) 联接与紧固、传动零部件、滚动轴承以及大部分或全部液压、气压传动和控制零部件都采用了最新标准及新产品，同时新增加了空气轴承、电磁轴承、膜片联轴器、膜片弹簧、盘形制动器、惯性制动器、电液推杆等，大大丰富了机械零部件的品种和规格范围。

(3) 在同类手册中首次编入了锚固联接一章，锚固联接技术有利于改善和加快设备的安装。

3. 补充了多点柔性传动的动力计算，从而完善了多点柔性传动的设计内容。

4. 为引起读者在新产品开发设计中重视产品的造型设计，特别在第1篇中增加了结构设计应与造型设计相结合的内容。

5. 扩大了几种常用设计资料的中外对照范围，更加便于今后的中外交流和产品开发中的国内外产品选择和配套。

6. 应广大读者的要求, 在介绍产品时, 在备注中增加了产品生产厂名。由于市场经济的实际变化较快, 读者必须结合当时的实际情况, 进一步作深入调查, 了解产品实际生产品种、规格及尺寸, 以及产品质量和用户的实际反映, 再作选择。

7. 目前国家各级标准修订工作正处在向国际标准接轨时期, 加之组织机构的调整, 使各类标准工作未能同步进行, 因此, 手册中的一些名词、术语以及单位等, 未能完全统一。同时, 手册在引用各种标准时, 也都是根据设计需要进行摘编的, 请读者在使用中注意。

8. 对篇章结构作了部分调整。将第 1 篇原第 12 章通用技术条件及说明, 分散到该篇相关工艺性及结构要素各章, 更便于查阅, 原第 11 章变为第 12 章, 并增加了结构设计应与造型设计相结合的内容 (第 11 章)。第 5 篇联接与紧固增加了锚固联接一章。考虑机电一体化产品发展很快, 原第 22 篇内容已无法满足产品开发设计的需要, 若继续更新扩大, 则手册篇幅过大, 使用不便, 故第四版未再将此内容编入手册, 而是单独组织编写了《光机电一体化产品设计手册》一书。

为了满足新产品开发设计的需要, 我们还陆续组织编写了《机械设计图册》(已出版)、《光机电一体化产品设计使用手册》(已出版)、《现代设计方法实用手册》、《新产品开发设计指南》、《技术创新专利申请策划基础》等新书目。这几套书既各自独立, 又有内在联系, 但其共同点都是有助于新产品的开发, 强调实用性、启发性、开拓性和先进性相结合, 构成一套比较系统的、风格独特的机械新产品开发设计系列工具书。

《机械设计手册》第四版是在前几版基础上重新编写而成的。借《机械设计手册》第四版出版之际, 再次向参加每版编写的单位和个人表示衷心地感谢! 同时也感谢给我们提供大力支持和热忱帮助的单位 and 各界朋友们!

由于水平有限, 调查研究工作不够全面, 《机械设计手册》第四版中难免存在疏漏和缺点, 恳请广大读者继续给予指正。

主 编
2001 年 11 月

内 容 提 要

《机械设计手册》单行本共 15 分册 22 篇,涵盖了机械常规设计的所有内容。各分册分别为:《常用设计资料》、《机械制图·极限与配合》、《常用工程材料》、《联接与紧固》、《轴及其联接》、《轴承》、《弹簧·起重运输件·五金件》、《润滑与密封》、《机械传动》、《减(变)速器·电机与电器》、《机械振动·机架设计》、《机构》、《液压传动》、《液压控制》、《气压传动》。

本书为《机构》,共 4 章。第 1 章为机构分析的常用方法,主要介绍机构的自由度分析、平面机构的运动分析、受力分析,单自由度的动力分析等;第 2 章为基本机构的设计,主要介绍平面连杆机构、瞬心线机构及互包络线机构、凸轮机构、分度凸轮机构、棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构、针轮机构、斜面机构和螺旋机构、往复油(汽)缸机构等的性能及运动参数、设计计算、设计实例等;第 3 章为组合机构的分析与设计,主要介绍凸轮-连杆组合机构,齿轮-连杆组合机构,凸轮-齿轮组合机构,同步带-连杆组合机构,差动式带、链-连杆组合机构的分析、设计计算、应用等;第 4 章为机构参考图例,主要介绍各种常用机构的应用实例。

本书可作为机械设计人员和有关工程技术人员的工具书,也可供大专院校有关专业师生参考。

目 录

第 19 篇 机 构

第 1 章 机构分析的常用方法	19-3	1 平面连杆机构	19-55
1 机构的自由度分析	19-3	1.1 四杆机构的结构形式	19-55
1.1 常用术语的概念	19-3	1.2 按传动角设计四杆机构	19-55
1.2 机构的运动简图和机动示意图	19-4	1.2.1 按最小传动角具有最大值的条件 设计曲柄摇杆机构	19-56
1.3 机构的自由度分析	19-11	1.2.2 按最小传动角设计行程速比系数 $k = 1$ ($\varphi_{12} = 180^\circ$) 的曲柄摇杆 机构	19-58
1.3.1 平面机构自由度分析	19-11	1.2.3 按最小传动角具有最大值的条件 设计偏置曲柄-滑块机构	19-58
1.3.2 单封闭环空间机构自由度的计算	19-11	1.2.4 根据最小传动角设计双曲柄机构	19-60
1.3.3 多闭环空间机构自由度的计算	19-16	1.3 按照输入杆与输出杆位置关系设计四 杆机构	19-60
1.3.4 空间机构自由度计算例题	19-16	1.3.1 几何法	19-60
2 平面机构的运动分析	19-18	1.3.2 分析法	19-64
2.1 机构的位置和构件上某点的轨迹分析	19-18	1.3.3 实验法	19-67
2.2 机构的速度与加速度分析	19-18	1.4 按照连杆位置及连杆点位置综合铰链 四杆机构	19-68
2.2.1 矢量图解法	19-18	1.4.1 已知连杆三个位置综合铰链四杆 机构	19-68
2.2.2 解析法	19-23	1.4.2 已知连杆四个位置综合铰链四杆 机构	19-69
2.2.3 瞬心法	19-23	1.4.3 圆点曲线及圆心曲线	19-69
2.3 高副机构的运动分析	19-27	1.4.4 已知连杆上点的位置综合铰链四 杆机构	19-70
2.3.1 用高副低代法求解	19-27	1.4.5 轨迹综合	19-71
2.3.2 用高副机构直接求解	19-27	1.4.6 相当机构及其应用	19-74
3 平面机构的受力分析	19-30	1.4.7 直线运动机构	19-75
3.1 构件惯性力的计算	19-31	2 瞬心线机构及互包络线机构	19-75
3.2 运动副中摩擦力的计算	19-32	2.1 瞬心线机构的工作特点及设计计算的 一般原理	19-75
3.3 机构的受力分析	19-34	2.2 非圆齿轮节线设计	19-78
3.3.1 图解计算法	19-34	2.2.1 再现一个给定自变量的函数的非 圆齿轮节线设计	19-78
3.3.2 用速度杠杆法求平衡力 F_p	19-36	2.2.2 偏心圆齿轮与非圆齿轮共轭	19-81
3.3.3 机构动态静力分析的解析法	19-36	2.2.3 椭圆-卵形齿轮及卵形齿轮传动	19-82
3.4 惯性力的平衡	19-38	2.3 互包络线机构的工作特点	19-84
3.4.1 具有不规则形状的旋转构件平衡 重力的确定	19-39	2.4 互包络线机构的设计	19-85
3.4.2 平面机构的平衡	19-40		
4 单自由度机器的动力分析	19-43		
4.1 机器的运动过程和运动方程式	19-43		
4.2 机器运动方程的求解	19-43		
4.3 机器周期性速度波动的调节和飞轮 设计	19-43		
4.3.1 机器主轴的平均角速度 ω_m 与速度 不均匀系数 δ	19-49		
4.3.2 飞轮设计	19-49		
4.4 机械效率的计算	19-53		
第 2 章 基本机构的设计	19-55		

3 凸轮机构	19-89	4.2.8 弧面凸轮分度箱	19-139
3.1 凸轮机构的术语及一般设计步骤	19-89	4.3 圆柱分度凸轮机构	19-141
3.2 凸轮机构的基本型式及封闭方式	19-91	4.3.1 工作原理和主要类型	19-141
3.3 凸轮机构的压力角	19-94	4.3.2 圆柱分度凸轮机构的主要运动参 数和几何尺寸	19-141
3.4 基圆半径 R_b 、圆柱凸轮最小半径 R_{\min} 和滚子半径 R_r	19-95	4.3.3 圆柱分度凸轮的工作轮廓设计	19-144
3.4.1 基圆半径 R_b 对凸轮机构的影响	19-95	4.3.4 圆柱分度凸轮机构主要零件的材 料、技术要求及结构设计要点	19-144
3.4.2 确定基圆半径 R_b 、 R_{\min} 的方法	19-95	4.3.5 圆柱分度凸轮轮廓曲面展开为平 面矩形时的设计计算	19-145
3.4.3 滚子半径 R_r 的确定	19-98	4.4 共轭(平行)分度凸轮机构	19-146
3.5 从动件运动规律及其方程式	19-99	4.4.1 基本结构和工作原理	19-146
3.5.1 从动件运动规律	19-99	4.4.2 共轭分度凸轮机构的主要运动参 数和几何尺寸	19-146
3.5.2 基本运动规律的参数曲线	19-101	4.4.3 用作图法绘制凸轮的理论廓线和 工作廓线	19-150
3.5.3 常用组合运动规律方程式应用	19-103	4.4.4 共轭盘形分度凸轮机构凸轮廓线 的解析法计算	19-151
3.6 滚子从动件凸轮工作轮廓的设计	19-109	4.4.5 共轭(平行)凸轮分度箱	19-154
3.6.1 作图法	19-109	5 棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构和 针轮机构	19-155
3.6.2 解析法	19-111	5.1 棘轮机构	19-155
3.7 平底从动件盘形凸轮工作轮廓的设计	19-116	5.1.1 常用型式	19-155
3.8 圆弧凸轮工作轮廓的设计	19-120	5.1.2 设计要点	19-156
3.8.1 单圆弧凸轮(偏心轮)	19-120	5.2 槽轮机构	19-157
3.8.2 多圆弧凸轮	19-120	5.2.1 工作原理及型式	19-157
3.9 凸轮及滚子结构、材料、强度、精度、 表面粗糙度及工作图	19-122	5.2.2 槽轮机构的几何尺寸和主要运动 参数的计算(均布径向槽)	19-159
3.9.1 凸轮及滚子结构	19-122	5.2.3 槽轮机构的动力性能	19-162
3.9.2 常用材料	19-125	5.3 不完全齿轮机构	19-163
3.9.3 强度校核及许用应力	19-125	5.3.1 基本型式与啮合特性	19-163
3.9.4 凸轮精度及表面粗糙度	19-126	5.3.2 设计参数的计算	19-165
3.9.5 凸轮工作图	19-126	5.3.3 不完全齿轮机构的设计计算公式 及工作图	19-168
4 分度凸轮机构	19-128	5.4 针轮机构	19-172
4.1 分度凸轮机构的性能及其运动参数	19-128	5.4.1 针轮机构的主要类型和特点	19-172
4.2 弧面(滚子齿式)分度凸轮机构	19-128	5.4.2 针轮机构的设计计算	19-172
4.2.1 基本结构和工作原理	19-128	6 斜面机构与螺旋机构	19-174
4.2.2 弧面分度凸轮机构的主要运动参 数和几何尺寸	19-130	6.1 斜面机构的特性指标与计算公式	19-174
4.2.3 弧面分度凸轮的工作曲面设计及 其实例计算	19-132	6.2 螺旋机构	19-176
4.2.4 弧面分度凸轮机构的动力学计算	19-135	6.2.1 螺旋机构的特性指标	19-176
4.2.5 弧面分度凸轮机构主要零件的材 料、热处理与技术要求	19-137	6.2.2 螺旋机构传动型式	19-177
4.2.6 弧面分度凸轮机构的结构设计 要点	19-137	6.3 参数选择	19-178
4.2.7 弧面分度凸轮机构的主要零部件 图实例	19-137	7 往复油(汽)缸机构的运动设计	19-178

7.1	参数计算	19-178	第 4 章 机构参考图例	19-206
7.2	参数选择	19-179	1 匀速转动机构	19-206
7.3	运动设计	19-180	1.1 定传动比匀速转动机构	19-206
第 3 章 组合机构的分析与设计			1.2 有级变速机构	19-210
1	基本机构的主要组合型式	19-182	1.3 无级变速机构	19-212
2	凸轮-连杆组合机构	19-183	2 非匀速转动机构	19-214
2.1	固定凸轮-连杆组合机构	19-183	3 往复运动机构	19-216
2.2	转动凸轮-连杆组合机构	19-185	4 急回机构	19-223
2.3	联动凸轮-连杆组合机构	19-187	5 行程放大机构	19-225
3	齿轮-连杆组合机构	19-188	6 可调行程机构	19-228
3.1	行星轮系与 II 级杆组的组合机构	19-188	7 间歇运动机构	19-231
3.2	四杆机构与周转轮系的组合机构	19-192	8 超越止动及单向机构	19-237
3.3	五杆机构与齿轮机构的组合机构	19-198	9 换向机构	19-239
4	凸轮-齿轮组合机构	19-201	10 差动补偿机构	19-241
4.1	输出件实现周期性变速运动的凸轮- 齿轮组合机构	19-201	11 气、液驱动机构	19-245
4.2	实现轨迹要求的凸轮-齿轮组合机构	19-202	12 增力及夹持机构	19-248
4.3	输出件实现周期性停歇的凸轮-齿轮 组合机构	19-203	13 实现预期轨迹的机构	19-253
5	具有挠性件的组合机构	19-204	14 安全保险、制动装置	19-260
5.1	同步带-连杆组合机构	19-204	15 定位联锁机构	19-264
5.2	差动式带、链-连杆组合机构	19-205	16 伸缩机构	19-267
			17 振动机构	19-270
			参考文献	19-272

第 19 篇 机 构

主要撰稿 阮忠唐 熊绮华 雷淑存 田惠民
殷鸿樑 王德夫
审 稿 王德夫 成大先

第 1 章 机构分析的常用方法^[1~9]

1 机构的自由度分析

1.1 常用术语的概念

表 19-1-1

术 语	意 义	术 语	意 义
构件	组成机构的各相对运动的单元	主动件	这三个轴的独立移动 S_x 、 S_y 、 S_z 。而在作平面运动时只具有二个独立运动参数，如 S_x 、 S_y 和 θ_z 。
运动副	两构件直接接触而又保持一定相对运动的活动连接。按所加的约束条件数的多少，可将运动副分为五级，见表 19-1-2	从动件	由外界给予的确定独立运动或力的构件。一般与机架相连，又称原动件、起始构件或输入构件
高副	点或线接触的运动副	机架	机构中除机架和主动件以外的构件都叫从动件。其中直接输出运动或力的构件叫输出构件
低副	面接触的运动副	机构	机构中用以支持运动构件的构件，通常把它看成是相对静止的，用作研究运动的参考坐标
闭式运动副	低副所联接的两构件上瞬时接触（重合）点的相对运动轨迹相同，其相对运动特性是可逆的；而高副所联接的两构件的相对运动特性是不可逆的	平面机构	两个以上的构件以机架为基础，由运动副以一定方式联接形成的具有确定相对运动的构件系统。其运动特性取决于构件间的相对尺寸、运动副的性质以及其相互配置方式
开式运动副	用几何形状来保证接触的运动副	空间机构	各构件均在相互平行的平面内运动的机构
约束	依靠外力来保证接触的运动副		
自由度	限制系统运动自由的条件		
	描述或确定一个系统（构件也是一个简单系统）的运动（或状态，如位置）所必需的独立参变量（或坐标数）。例如一个不受任何约束的自由构件，在空间运动时，具有六个独立运动参数（自由度），即绕 x 、 y 、 z 轴的三个独立转动 θ_x 、 θ_y 、 θ_z 和沿		

表 19-1-2

运动副的分类

名 称	图 例	简图符号	副级	代号	约束条件	自由度
开式空间运动副	球面高副		I	P_1	S_y	5
	柱面高副 ^①		II	P_2	S_y, θ_x	4
闭式空间运动副	球面低副		III	P_3	S_x, S_z, S_y	3
	球销副		IV	P_4	S_x, S_y, S_z, θ_z	2

续表

名称	图例	简图符号	副级	代号	约束条件	自由度
闭式空间运动副	圆柱套筒副		IV	P_4	$S_x, \theta_x, S_y, \theta_y$	2
	螺旋副		V	P_5	$S_x, S_y, \theta_x, \theta_y$	1
闭式平面运动副	回转副		V	P_5	$S_x, \theta_x, S_z, S_y, \theta_y$	1
	移动副		V	P_5	$S_x, \theta_x, \theta_z, S_y, \theta_y$	1

① 对柱面高副再增加 S_z, θ_z 的约束条件则变成二自由度的开式平面滚滑高副；若再增加约束条件 S_x ，则其变成一个自由度的开式平面纯滚动高副。

1.2 机构的运动简图和机动示意图

表 19-1-3 机构运动简图的画法

定义	画法	图例
<p>机构运动简图是把组成机构的构件和运动副，用表 19-1-2、表 19-1-4 的符号按尺寸比例画出的图形。它与原机构有完全相当的运动；可用来表达机构的组成和传动情况，便于进行机构的运动和受力分析。不按尺寸比例绘制的机构运动简图称为机动示意图</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 确定机架及活动构件数，标上编号；如图 a 中有主动件 1 (包括 $1_a, 1_b, 1_c$ 等组成)、连杆 2、滑块 3 共三个活动构件及机架 4 2. 由相邻两构件间的相对运动性质，定出运动副要素：转动副中心位置、移动副导路的方位和高副廓线的形状等，如图 a 中构件 4 与 1、1 与 2、2 与 3 分别绕 A、B、C 相对转动，是三个五级回转副，3 和 4 可沿 AC 方位相对移动，是一个五级移动副。构件上转动副中心的连线即代表该构件的长度 3. 选择恰当的视图 (图 a 选择垂直 1_c 的平面为主视图)，以主动件的某一位置为作图位置 (以主动件 1 与水平线呈某角度)，用表 19-1-4 符号，根据构件尺寸按比例画出机构运动简图 b 4. 必要时应标出主动件的运动方向和参数，如转速、功率或转矩，以及齿轮的齿数，模数等，如图 c 	<p>(a) 冲床的曲柄滑块机构</p> <p>(b) 曲柄滑块机构简图</p> <p>(c) 运锭车翻斗机构简图 1—电机；2—传动轴；3—减速器；4—蜗杆；5—连杆；6—翻斗</p> <p>作图比例尺： $\mu (\text{m/mm}) = \frac{\text{构件的实际长度 (m)}}{\text{简图上代表构件的线段长度 (mm)}}$ 即图上每 mm 长度代表构件的实际长度 μm</p>

表 19-1-4

机动运动简图符号 (GB/T 4460—1984)

名称	基本符号	名称	基本符号	名称	基本符号	
机构构件的运动		运动副		球面副		
运动轨迹	直线运动 回转运动	回转副	平面机构	具有三个自由度的运动副		
运动指向	表示点沿轨迹运动的指向		空间机构		平面副	
中间位置的瞬时停顿	直线运动 回转运动		可用符号	具有四个自由度的运动副	球与圆柱副	
中间位置的停留					球与平面副	
极限位置的停留		具有一个自由度的运动副	可用符号	具有五个自由度的运动副		
局部反向运动	直线运动 回转运动				构件及其组成部分的连接	
停止			棱柱副 (移动副)	机架		
示例			可用符号	轴、杆		
单向运动	直线运动 回转运动 回转运动 可用符号	螺旋副		具有两个自由度的运动副	附注	
具有瞬时停顿的单向运动	直线运动 回转运动				可用符号	
具有停留的单向运动	直线运动 回转运动		可用符号	构件组成部分的水久连接		
具有局部反向的单向运动	直线运动 回转运动			附注		
往复运动	直线运动 回转运动	圆柱副	可用符号	具有三个自由度的运动副		
在一个极限位置停留的往复运动	直线运动 回转运动				球销副	
在两个极限位置停留的往复运动	直线运动 回转运动		可用符号			
在中间位置停留的往复运动	直线运动 回转运动					
具有局部反向及停留的单向运动	直线运动 回转运动	球销副	可用符号			
运动终止	直线运动 回转运动					

名称	基本符号	名称	基本符号	名称	基本符号
组成部分与轴(杆)的固定连接		连杆	平面机构 	通用情况	
	可用符号 		空间机构 		导杆
构件组成部分的可调连接		连接两个回转副的构件	平面机构 	双副元素构件	可用符号
	可用符号 		空间机构 		滑块
多杆构件及其组成部分		双副元素构件	平面机构 	三副元素构件	
低副机构	附注: 细实线所画为相邻构件 空间机构 		曲柄(或摇杆) 		可用符号
构件是回转副的一部分	平面机构 	偏心轮	空间机构 	通用情况	
	机架是回转副的一部分 空间机构 		可用符号 		
构件是棱柱副的一部分	平面机构 	连接两个棱柱副的构件	空间机构 	通用情况	
	可用符号 		可用符号 		
构件是圆柱副的一部分		滑块		通用情况	
			可用符号 θ 角为任意值 		
构件是球面副的一部分		双副元素构件		三副元素构件	附注
				举例	

续表

名称	基本符号	名称	基本符号	名称	基本符号	
举例		圆柱轮	可用符号	齿轮(不指明齿线)		
摩擦机构与齿轮机构	摩擦轮	圆锥轮	可用符号	圆柱齿轮		
	圆柱轮	双曲面轮	可用符号	圆锥齿轮	可用符号	
	圆锥轮	摩擦机构	可用符号	挠性齿轮		
	曲线轮		可用符号	齿线符号		
	冕状轮	可调圆锥轮	可用符号	圆柱齿轮	可用符号	
	摩擦机构	可用符号	带可调圆锥轮的中间体的圆锥轮		直齿	
		圆柱轮	带的圆锥轮		斜齿	
		圆锥轮	带的可调圆锥轮		人字齿	
		曲线轮	可调冕状轮		圆锥齿轮	
		冕状轮	摩擦传动	可用符号	直齿	
摩擦机构	圆柱轮	可用符号	带轮的圆锥面可调圆锥轮	斜齿		
	圆柱轮	可用符号	可用符号	弧齿		
				齿轮传动(不指明齿线)		
				圆柱齿轮		

名称	基本符号	名称	基本符号	名称	基本符号	
圆柱齿轮	可用符号 	螺旋齿轮		移动凸轮		
	非圆齿轮		可用符号 	与杆固接的凸轮	附注 可调连接 	
圆锥齿轮	可用符号 	齿条传动		空间凸轮	可用符号 	
准双曲面齿轮	可用符号 	一般表示		圆柱凸轮		
蜗轮与圆柱蜗杆	可用符号 	可用符号		圆锥凸轮		
		可用符号		双曲面凸轮		
蜗轮与球面蜗杆	可用符号 	扇形齿轮传动		可用符号		
		可用符号		圆柱凸轮		
蜗轮与球面蜗杆	可用符号 	蜗线齿条与蜗杆		圆锥凸轮		
		齿条与蜗杆		双曲面凸轮		
蜗轮与球面蜗杆	可用符号 	凸轮机构		可用符号		
		盘形凸轮	附注 钩槽盘形凸轮	凸轮从动杆		
蜗轮与球面蜗杆	可用符号 	可用符号		尖顶从动杆		
				可用符号		曲面从动杆
蜗轮与球面蜗杆	可用符号 	可用符号		滚子从动杆		
				可用符号		平底从动杆
蜗轮与球面蜗杆	可用符号 	可用符号		附注		
				可用符号		在凸轮副中，凸轮从动杆的符号

续表

名称	基本符号	名称	基本符号	名称	基本符号	
槽轮机构和棘轮机构		棘齿条啮合		一般符号		
槽轮机构		联轴器、离合器及制动器		离心摩擦离合器		
一般符号		联 轴 器		超越离合器		
外啮合		一般符号(不指明类型)		自动离合器	安全离合器带有易损元件	
可用符号		固定联轴器			无易损元件	
可用符号		可移式联轴器			制 动 器	
内啮合		弹性联轴器		一般符号		附注 不规定制动器外观操纵方式符号与离合器同
可用符号		离 合 器		其他机构及其组件		
可用符号		一般符号		带传动一般符号(不指明类型)		
棘轮机构		附注 例:具有气动开关启动的单向摩擦离合器		轴上的宝塔轮		
外啮合		操纵方式符号 M——机动的 H——液动的 P——气动的 E——电动的		附 注		
可用符号		单向式		若需指明带类型可采用下列符号:		
可用符号		双向式		V带		
可用符号		单向式		平带		
可用符号		双向式		圆带		
可用符号		液压离合器一般符号		同步齿形带		
可用符号		电磁离合器		例:V带传动		

名称	基本符号	名称	基本符号	名称	基本符号
链传动 一般符号 (不指明类型)		轴上飞轮		向心推力轴承	向心推力滚动轴承
附注 若需指明链条类型,可采用下列符号: 环形链 无声链		n 为分度数			
滚子链		分度头		弹	压缩弹簧
整体螺母		普通轴承			
螺杆传动	开合螺母	滚动轴承		簧	扭转弹簧
	可用符号	可用符号			碟形弹簧
	可用符号	可用符号			截锥蜗卷弹簧
滚珠螺母		双向推力普通轴承		蜗卷弹簧 	
挠性轴		推力轴承		板状弹簧 	
	可以只画一部分	单向推力普通轴承		通用符号 (不指明类型) 	
轴上飞轮		双向推力普通轴承		电动机的一般符号 	
		向心推力滚动轴承		装在支架上的电动机 	

注: 本标准等效采用国际标准 ISO 3952/1—1981, ISO 3952/2—1981, ISO 3952/3—1979 《机构运动简图——图示符号》第一、二、三部分。

1.3 机构的自由度分析

在设计新的机构或分析一个现有的机构时,应明确给定几个主动件,机构才能有确定的相对运动,因此首先要分析机构的自由度是多少。要使机构实现预期的确定运动,无论是平面机构或空间机构,其自由度 W 都必须满足。

(1) $W > 0$; (2) W 数等于机构的主动件数。

如果 $W = 0$, 则机构不能运动; $W > 0$ 而主动件数与 W 不等, 则机构不能得到预期的确定运动。符合了这两个条件, 但由于构件尺寸与运动副配置不当, 也有得不到预期确定运动的。

1.3.1 平面机构自由度分析

大多数平面机构的公共约束 $M = 3$, 其自由度为:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (19-1-1)$$

全部由移动副 (及螺旋副) 组成的平面机构, 其 $M = 4$, 自由度为:

$$W = 2n - P_3 \quad (19-1-1')$$

式中 n —— 机构的活动构件数;

P_5, P_4 —— 分别为五级运动副及作平面运动的高副个数, 参照表 19-1-2 确定。

平面机构自由度分析例题见表 19-1-6。

1.3.2 单封闭环空间机构自由度的计算

单封闭环机构是 $j - n = 1$ 的机构。单封闭环空间机构的自由度为:

$$W = P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 - (6 - M)(j - n) \quad (19-1-2)$$

式中 M —— 各构件共同失去的自由度或各运动副共同得到的有效约束数, 称为公共约束数, 用割断机架法 (表 19-1-8) 或参考表 19-1-7 确定;

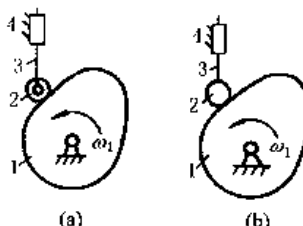
P_5, P_4, \dots, P_1 —— 分别为 V、IV、…、I 级运动副的个数;

j —— 运动副的总数。

式 (19-1-2) 只适用于单封闭环机构或由 M 相同的单封闭环组成的多封闭环机构。并应考虑表 19-1-5 所列注意事项。

表 19-1-5

计算 W 时的注意事项

注 意 事 项	图 例
<p>去除多余自由度</p> <p>构件与运动副组合后, 所增多的、不影响机构整体运动特性的自由度, 称为多余自由度或局部自由度。采用多余自由度, 一般是为了减少摩擦损失和使运动副表面磨损均匀, 以及补偿制造误差</p>	<div style="text-align: center;">  <p>(a) (b)</p> </div> <p>图 a 中滚子 2 处有一个多余自由度。 $\therefore n = 3 - 1 = 2, P_5 = 3 - 1 = 2, P_4 = 1,$ $\therefore W = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$</p>

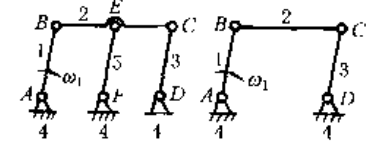
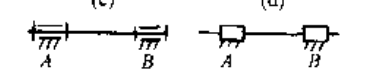
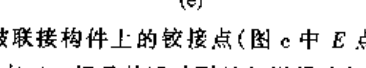
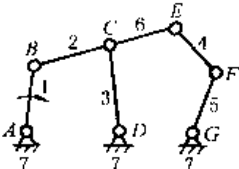
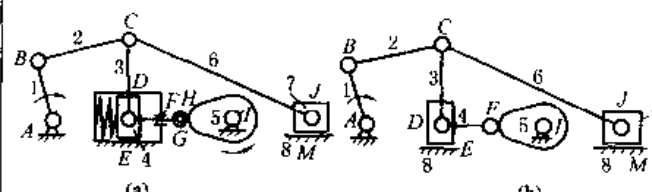

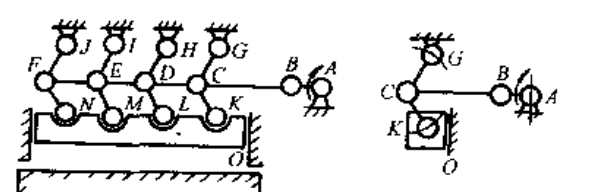

注 意 事 项	图 例
<p>去除虚约束条件</p> <p>在运动副所加的约束条件中,有些约束条件互相重合,重合的约束条件中有一些对构件运动不起约束作用的称为虚约束,亦称消极约束条件,常见的有轨迹重合约束(图c)、两构件间形成二个以上同轴线转动副或导路平行的移动副(图e)、重复结构(表 19-1-6 图 c)</p>	 <p>(c)</p>  <p>(d)</p>  <p>(e)</p> <p>联接构件和被联接构件上的铰接点(图c中E点)的轨迹重合为一时,出现虚约束,EF杆及其运动副只起增强连杆刚性及帮助机构渡过死点</p> <p>图c: $n = 4 - 1 = 3, P_5 = 6 - 2 = 4$</p> <p>$\therefore W = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$</p> <p>图e, 两构件构成若干个移动方向互相平行的移动副或轴线互相重合的回转副时,有虚约束:</p> <p>图e中 $n = 1, P_5 = 2 - 1 = 1$</p> <p>$\therefore W = 3 \times 1 - 2 \times 1 = 1$</p>
<p>正确判断复合运动副的个数</p> <p>两个以上的构件同时在一处以运动副相连接,构成复合运动副。有 m 个构件组成的复合运动副为 $m - 1$ 个</p>	 <p>(f)</p> <p>C 为复合运动副,该处运动副为 $P_5 = 3 - 1 = 2$</p> <p>$\therefore n = 6, P_5 = 8$</p> <p>$\therefore W = 3 \times 6 - 2 \times 8 = 2$</p>

表 19-1-6

平面机构自由度分析例题

机构运动示意图	自由度分析及结果
<p>大筛机构</p>  <p>(a)</p>  <p>(b)</p>	<p>各机构均在同一平面运动,为 $M = 3$ 的平面机构。$r = 7, A, B, C, D, G, I, J$ 为转动副, E, F, M 为移动副, H 为高副。G 处滚子及转动副为多余自由度, E, F 处活塞及活塞杆与汽缸组成两平行移动副为虚约束,计算运动副时均应减去,按图 b 分析, C 处为复合铰链转动副应为 $3 - 1 = 2$ 个,故 $P_5 = 9, P_4 = 1$</p> <p>$W = 3 \times 7 - 2 \times 9 - 1 = 2$</p> <p>故除构件 1 外,需再给定构件 5 的位置,构件 7 才能得到确定的运动</p>
<p>压机机构</p>  <p>(c)</p>  <p>(d)</p>	<p>为 $M = 3$ 的平面机构, A, B, C, \dots, N 均为转动副, O 为移动副,其中 $D, E, F, H, I, J, L, M, N$ 及相应构件构成虚约束,计算运动副时应减去,按图 d 分析, C 处转动副为 $3 - 1 = 2$,故 $P_5 = 7, P_4 = 0, n = 5$</p> <p>$W = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$</p>

机构运动示意图

自由度分析及结果

牛头刨的主体机构

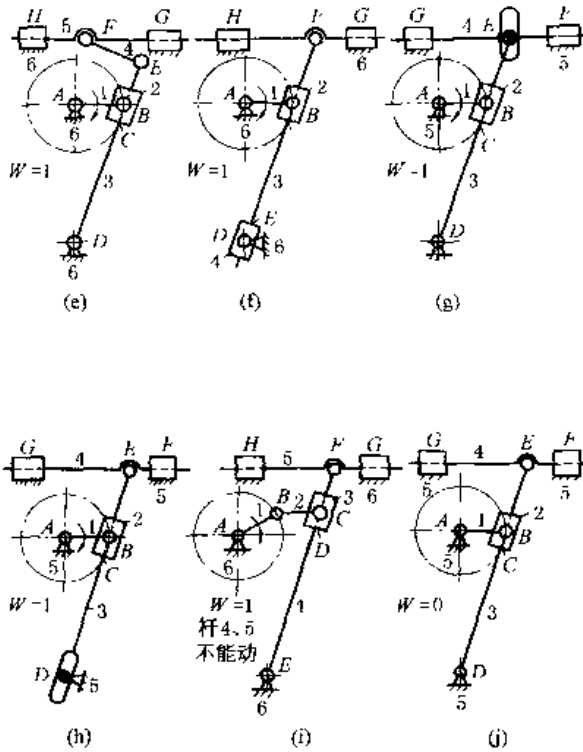


图 e~j 均为 $M=3$ 的平面机构

图 e, f: $n=5, P_5=7, P_4=0$

$$W=3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$

图 g, h: 是具有一个高副的结构型式,

$$n=4, P_5=5, P_4=1$$

$$W=3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$$

图 i, j 为错误的结构。

图 i: $n=5, P_5=7, P_4=0$

所以 $W=3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$, 与主动件数相等, 但是只能实现滑块 3 的往复移动, 而不能实现刨头的预期往复移动; 这是由于构件和运动副配置不当所造成的

图 j: $W=3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$, 所以不能动。图 e, f 较图 j 多了一杆和两个低副, 增加了一个自由度; 图 g, h 只是将图 j 中的一个 V 级副改为 II 级高副, 而释放了一个自由度

行星轮系与差动轮系机构

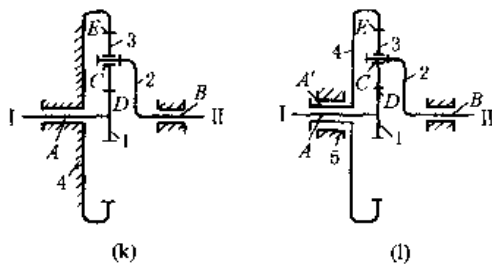


图 k 为行星轮系。A、B、C 为回转副, D、E 为线接触高副。

所以 $n=3, P_5=3, P_4=2$

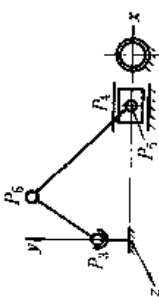
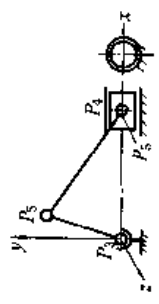
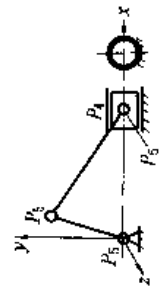
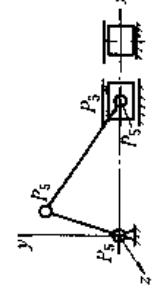
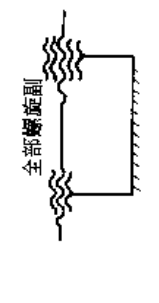
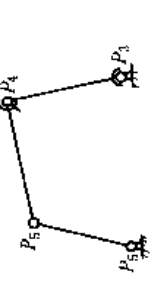
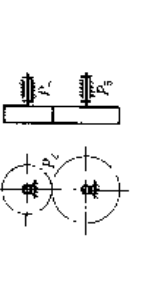
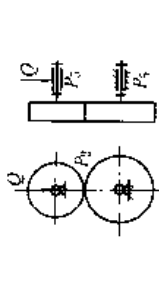
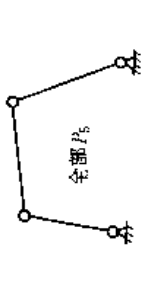
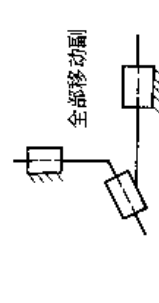
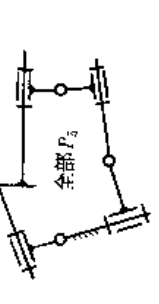
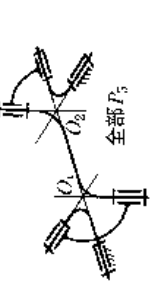
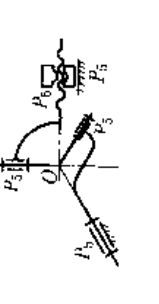
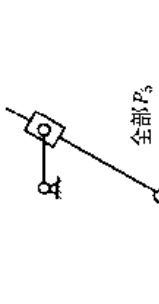
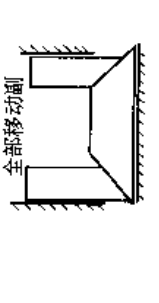
$$W=3 \times 3 - 2 \times 3 - 2 = 1$$

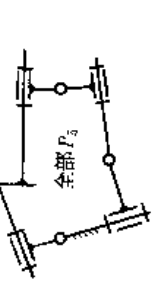
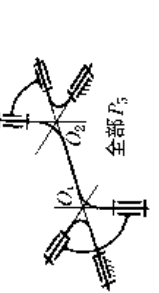
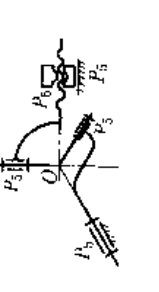
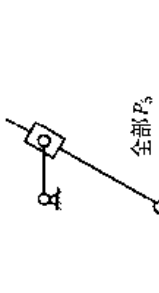
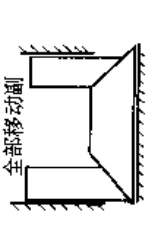
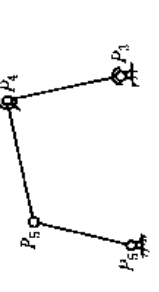
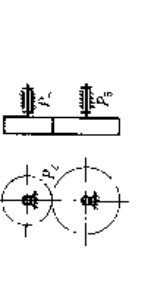
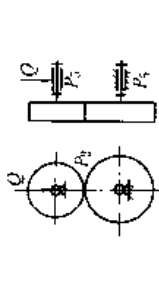
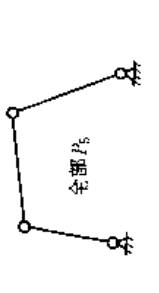
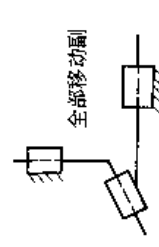
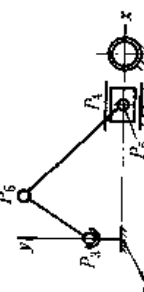
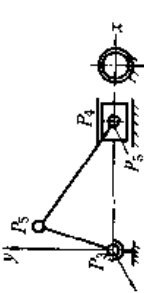
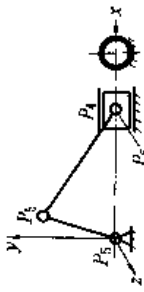
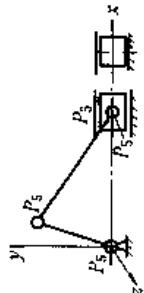
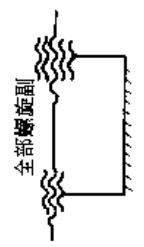
因此, 给 1 轮一个确定运动, 其他构件的运动都完全确定了。如果 4 不固定, 如图 l 成为差动轮系, 则整个机构自由度就发生了变化, 增加了一个构件 5 和一个回转副 A'

$$n=4, P_5=4, P_4=2, \text{故 } W=3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$$

除给 1 一个确定运动外, 还必须把另外一个构件也控制起来, 机构的运动才能确定

表 19-1-7 确定单闭环机构的 M 的参考表

机 构 组 成 情 况 举 例	M				
	0	1	2	3	4
					
					
					



续表

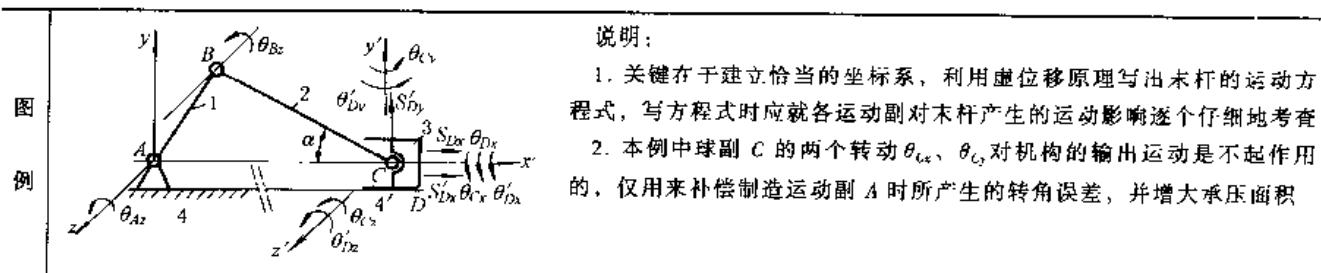
<i>M</i>				
0	1	2	3	4

机 构 组 成 情 况 举 例

注：本表不包括所有机构，仅举例供参考。

表 19-1-8

用割断机架法确定单闭环空间机构的 M



说明：
 1. 关键在于建立恰当的坐标系，利用虚位移原理写出末杆的运动方程式，写方程式时应就各运动副对末杆产生的运动影响逐个仔细地考查
 2. 本例中球副 C 的两个转动 θ_{Cx}, θ_{Cy} 对机构的输出运动是不起作用的，仅用来补偿制造运动副 A 时所产生的转角误差，并增大承压面积

1. 将图示机构的构件 4 割断，使 4' 与机架脱离而成为运动链的末杆，并取 4' 上任一点 D (图中取得与 C 重合) 为原点建立动坐标系， $x'y'z'$
 2. 研究末杆 4' 在开式运动链中可能实现的独立运动 $\theta'_{Dx}, \theta'_{Dy}, \theta'_{Dz}, S'_{Dx}, S'_{Dy}$ 和 S'_{Dz} ，它们是各运动副 A、B、C、D 所允许的独立运动 $\theta_{Ax}, \theta_{Bx}, \theta_{Cx}, \theta_{Cy}, \theta_{Cz}, \theta_{Dx}, S_{Dx}$ 的合成结果，在研究某一运动副对末杆的影响时，暂时将其他运动副看成刚化的，据此列出运动方程组：

各运动副的独立运动	末杆 4' 在各运动副影响下产生的运动及其方程	方程组的系数矩阵
回转副 A: θ_{Ax} 球副 B: θ_{Bx} 球副 C: θ_{Cx}, θ_{Cy} 圆柱副 D: θ_{Dx} (回转副 B: θ_{Bz})	$\begin{cases} S'_{Dy} = l_{AC}\theta_{Ax} + l_{BC}\cos\alpha\theta_{Bx} \\ \theta'_{Dz} = \theta_{Ax} + \theta_{Bx} + \theta_{Cx} \\ \theta'_{Dy} = \theta_{Cy} \\ \theta'_{Dx} = \theta_{Cx} + \theta_{Dx} \\ S'_{Dx} = -l_{BC}\sin\alpha\theta_{Bz} + S_{Dx} \\ S'_{Dz} = 0 \end{cases}$	$\begin{bmatrix} \theta_{Ax} & \theta_{Bx} & \theta_{Cx} & \theta_{Cy} & \theta_{Cz} & \theta_{Dx} & S_{Dx} \\ \theta'_{Dx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ \theta'_{Dy} & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \theta'_{Dz} & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ S'_{Dx} & 0 & -l_{BC} & \sin\alpha & 0 & 0 & 0 & 1 \\ S'_{Dy} & l_{AC} & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ S'_{Dz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$

3. 将末杆 4' 再与机架固联，则上列方程组中各式均为零，为确定这些方程式中有几个是独立的，列出方程组的系数矩阵，求出系数矩阵的秩，则此秩就是上列方程组中独立方程的个数，也就是被割断的机架(末杆 4') 的自由度(独立运动)数 λ ，图示机构的 $\lambda = 5$ ，表现为 $\theta'_{Dx}, \theta'_{Dy}, \theta'_{Dz}, S'_{Dx}, S'_{Dy}$
 4. 割断机架后，4' 所不能实现的独立运动，必然是原机构中各运动构件中所共同失去的独立运动，或运动副共同得到的有效约束——公共约束，即 $M = 6 - \lambda$ ，求得本机构的 $M = 6 - 5 = 1$
 对所有机构 $\therefore 2 \leq \lambda \leq 6 \quad \therefore 0 \leq M \leq 4$
 考虑到圆柱副的独立运动 θ_{Dx} 对整个运动并无影响，是多余自由度，因此，圆柱副实际相当一个移动副。
 故图示机构的自由度为： $W = 1 \times 3 + 3 \times 1 - (6 - 1)(4 - 3) = 1$

1.3.3 多闭环空间机构自由度的计算

- (1) 对于由 M 相同的单封闭环机构组成的多封闭环机构，其自由度仍可直接用式 (19-1-2) 计算；
- (2) 对于由 M 不同的单封闭环机构组成的多封闭环机构，其自由度应为机构各构件引入运动副后所留下的自由度减去各环割断机架后末杆的自由度(末杆焊上所失去的自由度)之差，即：

$$W = P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 - \sum_{i=1}^{j-n} \lambda_i \tag{19-1-3}$$

式中 λ_i ——多闭环机构中第 i 个单封闭环割断机架后末杆的自由度数 $\lambda_i = 6 - M_i$;
 i ——单闭环的编号，其余符号意义同式 (19-1-2)。

1.3.4 空间机构自由度计算例题

- (1) 拖拉机外轮调整机构(单封闭环机构，图 19-1-1)
 由表 19-1-7 查得此机构的 $M = 2$ ，表现为不能沿 x 轴移动和绕 z 轴转动；
 $n = 4, j = 5, P_5 = 5$ ，
 所以 $W = 1 \times 5 - (6 - 2) \times (5 - 4) = 1$
- (2) 割草机割刀机构(单封闭环机构)
 1) 设取坐标系如图 19-1-2，其运动方程式为：
 $\theta'_x = \theta_{Dx}$
 $\theta'_y = \theta_{Cy} + \theta_{Dy}$
 $\theta'_z = \theta_{Ax} + \theta_{Bx} + \theta_{Dz}$
 $S'_x = -a\theta_{Ax} - b\theta_{Bx} + c\theta_{Cy} + d\theta_{Dy} + \cos\alpha_4 S_{Dx}$

$$S'_x = e\theta_{Ax} + f\theta_{Bx} + g\theta_{Dx} - d\theta_{Dx}$$

$$S'_y = -k\theta_{Cy} - g\theta_{Dy} + \sin\alpha_4 S'_E$$

式中 $a = l_{AB}\sin\alpha_1 - l_{BC}\sin\alpha_2 - h$

$$b = -l_{BC}\sin\alpha_2 - h$$

$$c = l_{CD}\sin\alpha_3 + l_{DE}\sin\alpha_4$$

$$d = l_{DE}\sin\alpha_4$$

$$e = l_{AB}\cos\alpha_1 + l_{BC}\cos\alpha_2 + l_{CD}\cos\alpha_3 + l_{DE}\cos\alpha_4$$

$$f = l_{BC}\cos\alpha_2 + l_{CD}\cos\alpha_3 + l_{DE}\cos\alpha_4$$

$$g = l_{DE}\cos\alpha_4$$

$$k = l_{CD}\cos\alpha_3 + l_{DE}\cos\alpha_4$$

2) 求系数矩阵的秩: $\lambda = 6$, 即 $M = 6 - 6 = 0$

3) 机构的自由度: 此机构中 $n = 4$, $j = 5$, $P_3 = 4$, $P_2 = 1$

$$\therefore W = 1 \times 4 + 3 \times 1 - (6 - 0) \times (5 - 4) = 1$$

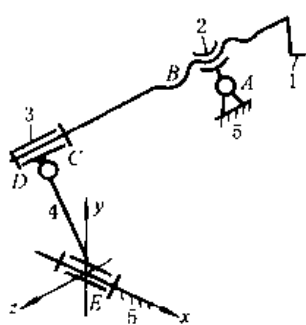


图 19-1-1 拖拉机外轮调整机构

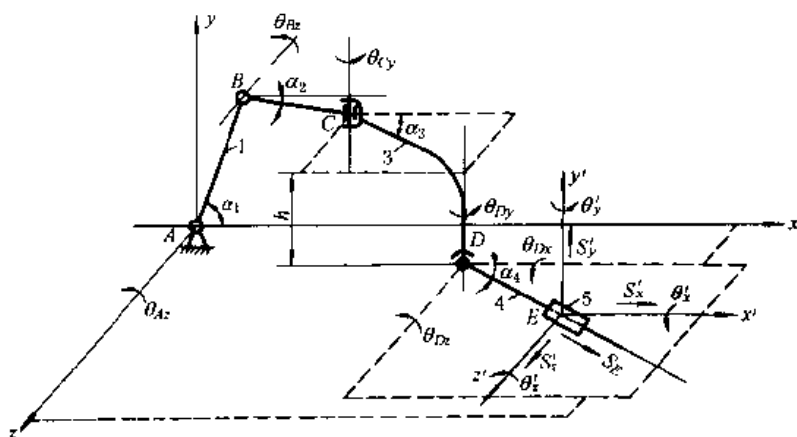


图 19-1-2 割草机割刀机构

(3) 谷物收获机的割刀机构 (多封闭环机构, 图 19-1-3)

$n = 6$, $j = 8$, $P_3 = 1$, $P_2 = 7$, 所以 $j - n = 2$ 为空间双闭环机构。

闭环 I 为 7-1-2-3-4-7, 闭环 II 为 7-4-5-6-7。分别求出环 I 和环 II 的 λ , 由式 (19-1-3) 可求出整个机构的自由度。

1) 闭环 I: 设取坐标系如图 19-1-4, 其运动方程式为:

$$\theta'_x = \theta_{Cx} + \theta_{Bx} + \theta_{Ex}$$

$$\theta'_y = \theta_{Dy}$$

$$\theta'_z = \theta_{Ax} + \theta_{Bz} + \theta_{Dz}$$

$$S'_x = -a\theta_{Ax} - b\theta_{Bx} + c\theta_{Dy} - d\theta_{Dz}$$

$$S'_y = e\theta_{Ax} + f\theta_{Bx} - g\theta_{Cx} - h\theta_{Dx}$$

$$S'_z = -i\theta_{Cx} - j\theta_{Dx}$$

式中 $a = l_{AB}\sin\alpha_1 - l_{BC}\sin\alpha_2 - l_{CD}\sin\alpha_3 - l_{DE}\sin\alpha_4$

$$b = -l_{BC}\sin\alpha_2 - l_{CD}\sin\alpha_3 - l_{DE}\sin\alpha_4$$

$$c = l_{DE}\cos\alpha_4$$

$$d = -l_{DE}\sin\alpha_4$$

$$e = l_{AB}\cos\alpha_1 + l_{BC}\cos\alpha_2 + l_{CD}\cos\alpha_3\cos\beta$$

$$f = l_{BC}\cos\alpha_2 + l_{CD}\cos\alpha_3\cos\beta$$

$$g = l_{CD}\cos\alpha_3\sin\beta + l_{DE}\cos\alpha_4$$

$$h = l_{DE}\cos\alpha_4$$

$$i = l_{CD}\sin\alpha_3 + l_{DE}\sin\alpha_4$$

$$j = l_{DE}\sin\alpha_4$$

经求解此系数矩阵为满秩, 即 $\lambda_I = 6$, $\therefore M = 0$

2) 闭环 II: 为一平面曲柄滑块机构, 其 $M = 3$, $\lambda_{II} = 3$, 由式 (19-1-2) 得:

$$W = 1 \times 7 + 3 \times 1 - (6 + 3) = 1$$

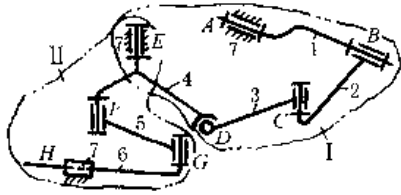


图 19-1-3 谷物收获机的割刀机构

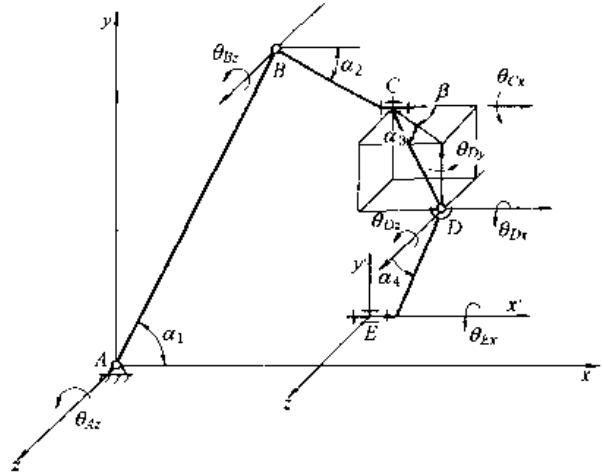


图 19-1-4 谷物收获机的割刀机构闭环 I

2 平面机构的运动分析

机构的运动分析是按给定机构的尺寸、主动件的位置和运动规律,求解机构在一个运动循环内:(1)各构件的对应位置,构件上特定点的位移和轨迹;(2)构件上某些特定点的速度和加速度;(3)各构件的角速度和角加速度。

分析的结果可以用来:

(1) 判定机构的运动特性与所需运动的适合程度;(2) 为机构动力学计算作准备。

几种分析方法的比较见表 19-1-9。

表 19-1-9 平面机构运动分析方法的比较

序号	方法	特点
1	矢量图解法	简单、直观性强,但精度比解析法差
2	解析法	精度高、能够给出各运动参数与构件尺寸间的解析关系,便于合理确定机构参数,计算复杂,但可自行编制软件或利用现存软件用计算机解算
3	瞬心法	简单、尤其适用于求构件数较少的机构中某构件的角速度或某点的速度,不能用于求解机构的加速度,精度比解析法差
4	线图微、积分法	可以简便地求出构件在整个运动循环中的运动情况,并能求出速度和加速度的极限值,及其所在位置。但只能求运动参数的大小,不知方向,除直线运动外,只能求某点的切向加速度,本手册不作介绍
5	实验法	能反映机构在工作条件下的真实运动,可检验机构的运动与其主要尺寸间的关系,对解决输出构件的运动和轨迹问题较简便,需要测试设备,不便于分析中间构件的运动

2.1 机构的位置和构件上某点的轨迹分析

在按轨迹要求设计机器、确定机构的运动范围和各构件间是否发生干涉问题时,要用作图法或解析法进行轨迹和位置分析。作图步骤如下:

(1) 在图上按给定尺寸和相对位置,用取定的比例尺画出与机架相连的各运动副位置;

(2) 画出各连架杆另一端运动副中心的轨迹;

(3) 以主动件某一设定位置时的非连架运动副中心 B 为基准,针对不同情况采用表 19-1-10 中所列方法之一,求作机构中其他各构件的位置。

(4) 将机构在一系列位置时,某构件上指定点(如表 19-1-10 图 a 中 BC 杆上的 M 点)的相应位置顺序连成光滑曲线即为该点轨迹。连杆上各点的轨迹叫做连杆曲线,其形状复杂多样,通常为高次方曲线。

2.2 机构的速度与加速度分析

2.2.1 矢量图解法

已知机构运动简图、主动件的位置 φ_1 及角速度 ω_1 (rad/s),各构件的长度 L_{AB} 、 L_{BC} 、... (m);求在指定的机构主动件位置时,连杆 2 上 C 点的速度 v_C 和加速度 a_C 以及杆 2 的角速度 ω_2 和角加速度 ϵ_2 。其求解步骤与方法见表 19-1-

11. 几种常用四杆机构的速度和加速度矢量方程见表 19-1-12, 更复杂机构的运动求解可参阅文献[4]、[8]。

表 19-1-10

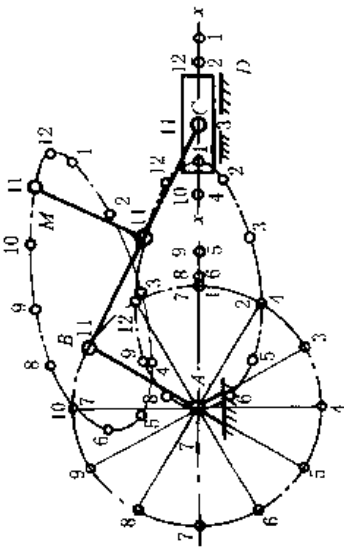
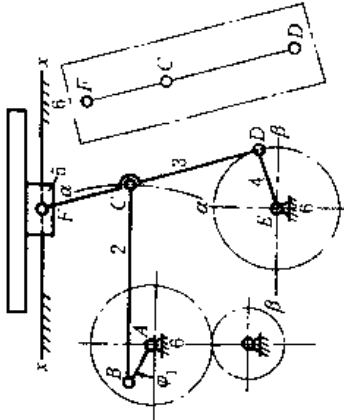
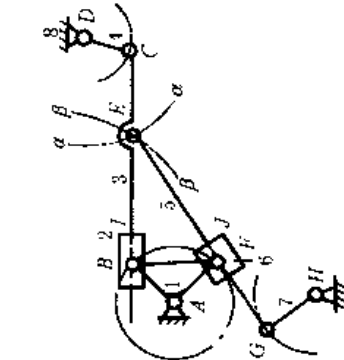
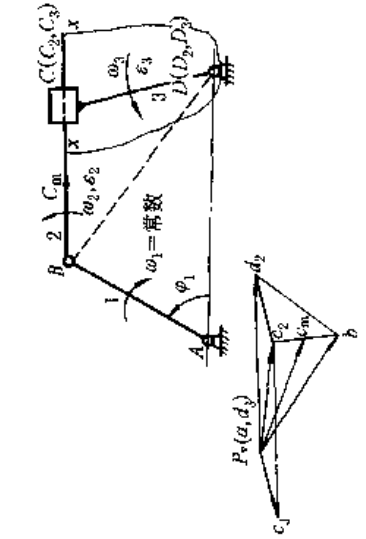
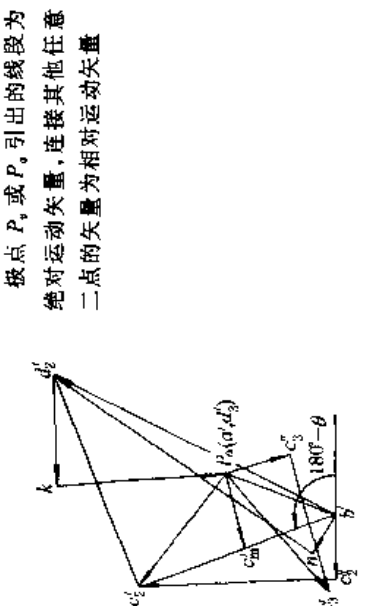
作图法	样板式法	交轨法
 <p>(a)</p>	 <p>(b)</p>	 <p>(c)</p>
<p>以 B 为圆心, BC 为半径, 作圆弧与 C 点的轨迹 $x-x$ 相交于 C, 得 C 和 BC 杆上 M 点的一个位置; 如将 B 点轨迹分十二等分, 顺序改变 B 的位置, 以同样方法求得 C 点和 M 点的一系列对应位置</p>	<p>图为平板印刷机台板往复运动机构, 图中 C, D, F 点的轨迹分别为以 B 为圆心, BC 为半径的圆弧 aa 和以 E 为圆心, ED 为半径的圆弧 $\beta\beta$ 和直线 xx, 用透明纸 DCF 覆盖在这些已作出的轨迹 $aa, \beta\beta$ 和 xx 上试读, 使 D, C, F 点落在各自的轨迹上, 得机构位置图</p>	<p>图为缝纫机送布机构, 给定主动件 1 的位置 (即 B, F 的位置给定), E 点作为杆 3 上的点, 当 C 点处于不同位置时, 它的轨迹是 a; E 点作为杆 5 上的点, 当 C 点处于不同位置时, 它的轨迹是 β; a, β 的交点就是在给定 B, F 位置下的 E 点位置, E 点的位置确定后, 杆 3 和杆 5 的位置随之确定</p>

表 19-1-11 矢量图解法求解机构运动的步骤与方法

步 骤	方 法	数 值
1. 选定长度比例尺 μ_v , 绘给定位置 φ_1 时的机构运动简图	求 速 度 和 角 速 度 取 $\mu_v = \frac{L_{AB}}{AB}$ (m/mm) 	求 加 速 度 和 角 加 速 度 极点 P_0 或 P_0' 引出的线段为绝对运动矢量, 连接其他任意二点的矢量为相对运动矢量 
2. 求主动件非连架运动副中心 B 的 v_B 和 a_B	方向 $\perp AB$, 其指向与 ω 一致 $v_B = L_{AB} \omega_1 = L_{AB} \times \frac{\pi n_1}{30}$ (m/s)	$a_B = L_{AB} \omega_1^2 = L_{AB} \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2$ (m/s ²) 方向由 $B \rightarrow A$
3. 由主动件出发向远离主动件方向依次取各构件为脱离体, 利用运动分解成牵连运动和相对运动的原理列出相对运动矢量方程式, 用矢量方程式, 用图解法求解 (每一矢量方程式可求解二个未知量大小或方向)	根据平面运动的构件两点间速度的关系: 绝对速度 = 牵连速度 + 相对速度 先列出构件 2, 3 上瞬时重合点 C_2, C_3 的方程, 未知数为三, 不能解, 故列出其上瞬时重合点 D_2 (在 2 的扩充部分上)、 D_3 间的速度方程: $v_{D_3} = v_{D_2} + v_{D_3/2} = v_B + v_{D_2/B} + v_{D_3/2}$ 方向: $\perp AB$ $\perp DB$ $\parallel xx$ 大小: 0 $\omega_1 L_{AB}$? ($\omega_2 L_{OD_2}$) ?	牵连运动为移动时: 绝对加速度 = 牵连加速度 + 相对加速度 牵连运动为转动时: 牵连运动与相对运动互相影响 绝对加速度 = 牵连加速度 + 相对加速度 + 哥氏加速度 $a_{D_3} = a_{D_2} + a_{D_3/2}$ $= a_B^i + a_B^r + a_{D_2/B}^i + a_{D_2/B}^r + a_{D_3/2}^i + a_{D_3/2}^r$ 方向: $B \rightarrow A$ $\perp AB$ $D_2 \rightarrow B$ $\perp D_2 B$ $\parallel xx$ 将 $v_{D_3/2}$ 顺 ω_2 转 90° 大小: 0 $\omega_1^2 L_{AB}$ $\epsilon_1 L_{AB} = 0$ $\omega_2^2 L_{O_2 B}$? ($\epsilon_2 L_{O_2 B}$) ? $2\omega_2 v_{D_2/2}$ $a_{D_3/2}$ 为动点 D_3 相对牵连点 D_2 的相对加速度, $a_{D_3/2}$ 为哥氏加速度
(2) 定出速度、加速度比例尺	取 P_0 为速度极点, 取长 $P_0 b$ 表示 v_B 大小, 并使 $P_0 b \perp AB$, 指向与 ω_1 一致, 则 $P_0 b$ 即为 v_B 。定出速度比例尺 $\mu_v = v_B / P_0 b$ (m/s) / (mm)	取 P_0 为加速度极点, 取长 $P_0' b'$ 表示 a_B 大小, 并使 $P_0' b' \parallel B A$, 则 $P_0' b'$ 即为 a_B $\mu_a = a_B / P_0' b'$ (m/s ²) / (mm)

续表

步	骤	方法	数值
<p>3. 由主动向远离合件出发向依次主动件方向依次取各构件为脱离体, 利用运动分解成牵连运动和相对运动的原理列出相对运动矢量方程式, 用作图法求解 (每一矢量方程式可求解二个未知量大小或方向)</p>	<p>(3) 作速度、加速度多边形, 求 ω_2、ω_3 及 ε_2、ε_3</p>	<p>求速度和角速度</p>	<p>求加速度和角加速度</p>
<p>(4) 列 C_2 点的速度和加速度矢量方程式, 并作速度多边形, 求 v_{C_2}、v_{C_m} 及 a_{C_2}、a_{C_3}、a_{C_m}</p>	<p>将代表 v_{b_2} 的矢量 bd_2 平移到杆 2 上的 D_2 点, 将 B 看作转动中心, 可求得 ω_2 为逆时针方向; 构件 2 与 3 之间不得相对转动, 故 ω_3 亦为逆时针方向</p>	<p>求速度和角速度</p>	<p>求加速度和角加速度</p>
<p>过 b 作 $bd_2 \perp BD$, 过 P_a 作 $d_3 d_2 // xx$, $d_3 d_2$ 与 bd_2 交于 d_2, 则 $v_{b_2} = \mu_2 bd_2$ (m/s) $\therefore \omega_2 = \omega_3 = \frac{v_{b_2}}{L_{b_2 B}} = \frac{\mu_2 d_2 b}{L_{b_2 B} \mu_2 D_2 B}$ (rad/s)</p> <p>过 b 作 $b'n // D_2 B$, 取 $b'n = \omega_2^2 L_{b_2 B} / \mu_2$, 过 n 作 $nd_2 \perp D_2 B$, 过 P_a 作 $kP_a \perp v_{b_2}$, 使 $kP_a = \alpha_2^2 L_{b_2 B} / \mu_2$, 则 kP_a 表示 $\alpha_2^2 L_{b_2 B} / \mu_2$, 并确定了 k 点位置, 过 k 作 $kd_2 // xx$ 交 nd_2 于 d_2', 则 $a_{b_2} = \mu_2 nd_2'$ (m/s²) $\therefore \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{b_2}}{L_{b_2 B}} = \frac{\mu_2 nd_2'}{\mu_1 D_2 B}$ (rad/s²)</p> <p>将代表 a_{b_2} 的矢量 nd_2' 平移到杆 2 上的 D_2 点, 将 B 看作转动中心, 可求得 ε_2 和 ε_3 为逆时针方向</p>	<p>过 b 作 $bc_2 \perp BC$, 取 $bc_2 = \omega_2^2 L_{cb} / \mu_2$, $P_a C_2$ 即代表 v_{C_2} $\therefore v_{C_2} = \mu_2 P_a C_2$ (m/s)</p> <p>过 P_a 作 $P_a P_1 \perp DC$, 过 C_2 作 $c_2 c_3 // xx$, $P_a P_1$ 与 $c_2 c_3$ 相交于 C_3 点, 则 $\therefore v_{C_3} = \mu_2 P_a P_1$ (m/s)</p> <p>指向与 ω_3 一致, 亦可由 $v_{C_3} = \omega_3 L_{CD}$ 求得 $\triangle b C_2 d_2 \sim \triangle BCD$, 且字母顺序一致, 可将 $\triangle BCD$ 沿 ω_2 方向转过 90° 而得, 此谓速度影像原理</p> <p>如已知构件上两点的速度, 便可求其上任一点的速度, 如 BC 上的 C_m 点, 可使 $\frac{v_{C_m}}{C_2 C_m} = \frac{v_{C_3}}{C_2 C_3}$, 连 $P_a C_m$, 则 $P_a C_m$ 代表 v_{C_m} $\therefore v_{C_m} = \mu_2 P_a C_m$ (m/s)</p>	<p>过 b 作 $b'c_2' // BC$, 使 $b'c_2' = a_{C_2}^2 L_{cb} / \mu_2$, 方向由 C 到 B, 过 C_2' 作 $c_2' c_2 \perp CB$, 使 $c_2' c_2 = a_{C_2}^2 L_{cb} / \mu_2$, 方向与 ε_2 一致, 则 $\therefore a_{C_2} = \mu_2 P_a C_2'$ (m/s²)</p> <p>过 P_a 作 $P_a C_3' // CD$, 指向由 C 到 D, 取 $P_a C_3' = a_{C_3}^2 L_{cd} / \mu_2$, 过 C_3' 作 $c_3' c_3 \perp CD$, 取 $c_3' c_3 = a_{C_3}^2 L_{cd} / \mu_2$, 方向与 ε_3 一致, 则 $\therefore a_{C_3} = \mu_2 P_a C_3'$ (m/s²)</p> <p>$\triangle b' c_2' d_2' \sim \triangle BCD$, 字母顺序一致, 可将 $\triangle BCD$ 沿 ε_2 方向转过 $180^\circ \sim \theta$ 而得, $\theta = \arctan \frac{ \varepsilon_2 }{\omega_2^2}$, 此谓加速度影像原理, 可用同样原理求解构件上任一点的加速度, 如 BC 上的 C_m 点, 可使 $\frac{a_{C_m}}{C_2 C_m} = \frac{a_{C_3}}{C_2 C_3}$, 连 $P_a C_m$, 则 $\therefore a_{C_m} = \mu_2 P_a C_m$ (m/s²)</p>	



表 19-1-12

几种常用四杆机构的速度、加速度矢量方程

机构运动简图及速度、加速度矢量图	
<p>Diagram of a slider-crank mechanism with joints at A, B, C, and D. Link 1 is the ground, link 2 is the crank AB, link 3 is the connecting rod BC, and link 4 is the slider CD. Angular velocities are ω_1 (constant), ω_2, ω_3 and angular accelerations are ϵ_2, ϵ_3. Velocity vector diagrams are shown for points C and C'.</p>	<p>速度、角速度</p> $\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB} = \vec{v}_D + \vec{v}_{CD}$ <p>方向: $\perp CD \perp AB \perp BC \perp CD$ 大小: ? $\omega_1 L_{AB}$? $(\omega_2 L_{BC})$ 0 ? $(\omega_3 L_{CD})$</p> $\omega_2 = \frac{v_{CB}}{L_{CB}} = \frac{\mu_v bc}{\mu_l CB} \text{ (rad/s)}, \omega_3 = \frac{\mu_v P_c c'}{\mu_l CD}$ <p>用速度影像原理作图求得: $\vec{v}_{C_a} = \mu_v \vec{P}_c c'_m \text{ (m/s)}$</p>
<p>Diagram of a slider-crank mechanism with joints at A, B, E, and C. Link 1 is the ground, link 2 is the crank AB, link 3 is the connecting rod BE, and link 4 is the slider CD. Angular velocities are ω_1 (constant), ω_2, ϵ_2. Velocity vector diagrams are shown for points C and E.</p>	<p>速度、角速度</p> $\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}$ <p>方向: $// xx \perp AB \perp BC$ 大小: ? $\omega_1 L_{AB}$? $(\omega_2 L_{CB})$</p> $\omega_2 = v_{CB} / L_{CB} = \frac{\mu_v bc}{\mu_l CB} \text{ (rad/s)}$ <p>由作图求得: $\vec{v}_C = \mu_v \vec{P}_c c' \text{ (m/s)}$ 用速度影像原理作图求得: $\vec{v}_E = \mu_v \vec{P}_e c' \text{ (m/s)}$</p>
<p>Diagram of a slider-crank mechanism with joints at A, B, E, and C. Link 1 is the ground, link 2 is the crank AB, link 3 is the connecting rod BE, and link 4 is the slider CD. Angular velocities are ω_1 (constant), ω_2, ϵ_2. Velocity vector diagrams are shown for points C and E.</p>	<p>加速度、角加速度</p> $\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_B^t + \vec{a}_{CB} + \vec{a}_{CB}^t = \vec{a}_D + \vec{a}_D^t + \vec{a}_{CD}$ <p>方向: $// xx B \rightarrow A \perp AB C \rightarrow B \perp BC$ 大小: ? $\omega_1^2 L_{AB}$ $\epsilon_1 L_{AB} = 0$ $\omega_2^2 L_{AC}$? $(\epsilon_2 L_{CB})$</p> $\epsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{L_{CB}} = \frac{\mu_a c'' c'}{\mu_l CB} \text{ (rad/s}^2\text{)}$ <p>作图求得: $\vec{a}_C = \mu_a \vec{P}_a c'' \text{ (m/s}^2\text{)}$, 用加速度影像原理作图求得: $\vec{a}_E = \mu_a \vec{P}_a e'' \text{ (m/s}^2\text{)}$</p>
<p>Diagram of a slider-crank mechanism with joints at D, A, B, and E. Link 1 is the ground, link 2 is the crank AB, link 3 is the connecting rod BE, and link 4 is the slider CD. Angular velocities are ω_1 (constant), ω_2, ω_3. Velocity vector diagrams are shown for points B and E.</p>	<p>速度、角速度</p> $\vec{v}_{B_3} = \vec{v}_{B_2} + \vec{v}_{B_3/2} = \vec{v}_D + \vec{v}_{B_3 D}$ <p>方向: $\perp AB // BD \perp B_3 D$ 大小: $\omega_1 L_{AB}$? 0 ? $(\omega_3 L_{B_3 D})$</p> $\omega_2 = \omega_3 = \frac{v_{B_3 D}}{L_{B_3 D}} = \frac{\mu_v db_3}{\mu_l DB_3} \text{ (rad/s)}$ <p>用速度影像原理作图求得: $\vec{v}_E = \mu_v \vec{P}_e e' \text{ (m/s)}$</p>
<p>Diagram of a slider-crank mechanism with joints at D, A, B, and E. Link 1 is the ground, link 2 is the crank AB, link 3 is the connecting rod BE, and link 4 is the slider CD. Angular velocities are ω_1 (constant), ω_2, ω_3. Velocity vector diagrams are shown for points B and E.</p>	<p>加速度、角加速度</p> $\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{B_1} + \vec{a}_{B_2}^t = \vec{a}_{B_3} + \vec{a}_{B_3}^t + \vec{a}_{B_2/3} + \vec{a}_{B_2/3}^t$ <p>方向: $B \rightarrow A \perp AB B \rightarrow D \perp BD // BD$ 将 $v_{B_2/3}$ 顺 ω_3 转 90° 大小: $\omega_1^2 L_{AB}$ $\epsilon_1 L_{AB} = 0$ $\omega_2^2 L_{BD}$? $(\epsilon_2 L_{BD})$? $2\omega_3 v_{B_2/3}$</p> $\epsilon_2 = \epsilon_3 = \frac{a_{B_2/3}^t}{L_{B_3 D}} = \frac{\mu_a b' b_3'}{\mu_l B_3 D} \text{ (rad/s}^2\text{)}$ <p>用加速度影像原理作图求得: $\vec{a}_E = \mu_a \vec{P}_a e'' \text{ (m/s}^2\text{)}$</p>

2.2.2 解析法

用解析法求解机构的运动, 可用多种数学方法求解, 这里仅介绍封闭矢量法。

已知: 机构的运动简图 19-1-5, 构件的长度 l_1 、 l_2 和 e , 以及杆 2 上距铰链点 B 为 l , 与 BC 呈固定角度 δ 的连杆点 m ; 主动件的位置 φ_1 及角速度 ω_1 、角加速度 ε_1 。求构件 3 的位置 x_C 、速度 v_C 和加速度 a_C ; 构件 2 的速度 ω_2 、 v_m 及加速度 ε_2 、 a_m 。其求解步骤与方法见表 19-1-13。三种常用四杆机构的运动分析公式见表 19-1-14。

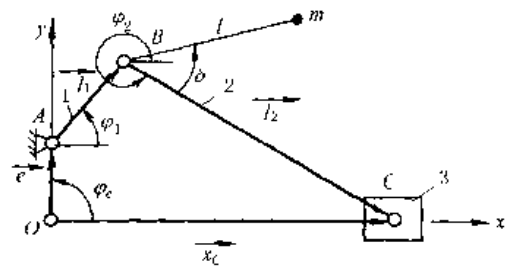


图 19-1-5 机构的封闭矢量多边形

表 19-1-13 用解析法求解机构运动的步骤与方法

步骤	方法	公式
1 选适当坐标作封闭矢量图	可用构件矢量(l)和非构件矢量(e, x_C)把机构表示成一个或若干个封闭矢量多边形	(1)由坐标原点画出的二个矢量均由原点出发, 各个头尾相衔接的矢量均为正, 反之则为负 (2)构件的方位角均由矢量尾作 x 轴的平行线, 按逆时针方向转至与矢量相重合时所扫过的夹角表示
2 列封闭矢量方程式		$\vec{e} + \vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{x}_C$
3 列封闭矢量方程式的投影方程		$x_C = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 \quad x_m = l_1 \cos \varphi_1 + l \cos(\varphi_2 + \delta)$ $\sin \varphi_2 = (\pm e + l_1 \sin \varphi_1) / l_2 \quad y_m = l_1 \sin \varphi_1 + l \sin(\varphi_2 + \delta) \pm e$ 滑块行程 $s = \sqrt{(l_1 + l_2)^2 - e^2} - \sqrt{(l_2 - l_1)^2 - e^2}$; 极位夹角 $\theta = \arccos\left(\frac{e}{l_1 + l_2}\right) - \arccos\left(\frac{e}{l_2 - l_1}\right)$
4 求速度方程式		$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = -l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 / l_2 \cos \varphi_2$ $v_C = \frac{dx_C}{dt} = \omega_1 l_1 \cos \varphi_1 (\tan \varphi_2 - \tan \varphi_1)$ $v_m = \sqrt{v_{mx}^2 + v_{my}^2}, \tan \beta_{vm} = v_{my} / v_{mx}$ $v_{mx} = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l \omega_2 \sin(\varphi_2 + \delta)$ $v_{my} = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l \omega_2 \cos(\varphi_2 + \delta)$
5 求加速度方程式		$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \omega_1^2 \frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2} \left(\tan \varphi_1 + \frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2} \tan \varphi_2 - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \right)$ $a_C = \frac{dv_C}{dt} = -\omega_1^2 l_1 \cos \varphi_1 \left[1 + \tan \varphi_1 \tan \varphi_2 + \frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2} \sec^2 \varphi_2 + \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} (\tan \varphi_1 - \tan \varphi_2) \right]$ $a_m = \sqrt{a_{mx}^2 + a_{my}^2} \quad \tan \beta_{am} = a_{my} / a_{mx}$ $a_{mx} = -l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 - l_1 \varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l \omega_2^2 \cos(\varphi_2 + \delta) - l \varepsilon_2 \sin(\varphi_2 + \delta)$ $a_{my} = -l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 + l_1 \varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l \omega_2^2 \sin(\varphi_2 + \delta) + l \varepsilon_2 \cos(\varphi_2 + \delta)$

在表 19-1-13 及表 19-1-14 中, 不论杆 1 还是杆 3 作为主动件, 其封闭矢量投影方程总是相同的, 表中的位移、速度和加速度都是以杆 1 作为原动件求得的。如以杆 3 作为原动件, 则杆 1、2 的位移、速度和加速度均应转化成以杆 3 的位移、速度和加速度为自变量的表达式。其中位移表达式要变成单一自变量的表达式有时是困难的, 例如表 19-1-13 中, 当以曲柄 1 为主动件时有: $x_C = l_1 \cos \varphi_1 + \sqrt{l_2^2 - e^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1} \mp 2l_1 e \sin \varphi_1$; $\sin \varphi_2 = (l_1 \sin \varphi_1 \pm e) / l_2$; 而当滑块 3 为主动件时, 只能用超越方程 $(x_C - l_1 \cos \varphi_1)^2 = l_2^2 - (l_1 \sin \varphi_1 \pm e)^2$ 及 $\sin \varphi_2 = (l_1 \sin \varphi_1 \pm e) / l_2$ 来求解 φ_1 及 φ_2 了。将表中连杆点 m 的 x_m 、 y_m 表达式消去 φ_2 , 便可得到连杆点 m 的轨迹方程 $f(x_m, y_m, \varphi_1) = 0$, 只要连杆点 m (l, δ) 不变, 不论杆 1 或杆 3 作为主动件, 其轨迹是相同的, 但 $f(x_m, y_m, \varphi_1) = 0$ 与 $f(x_m, y_m, \varphi_3) = 0$ 的形式则有差异。至于速度和加速度方程, 则可将 x 、 y 方向的投影方程对 t 求导一、二次, 便可得到以 φ_1 为自变量表达的速度和加速度方程。

2.2.3 瞬心法

速度瞬心是互作平面运动的两构件上绝对速度相等的瞬时重合点, 也就是在某瞬间一构件绕另一构件作相对转动的瞬时转动中心, 如表 19-1-15 图中的 A (P_{14} 、 P_{41})、 B (P_{12} 、 P_{21})、……; 若两构件都是运动的, 则称其为相对速度瞬心, 如图中 B 、 C 等, 若两构件中有一个是静止的则称其为绝对速度瞬心, 如图中 A 。

瞬心的数目: 每两个构件有一个瞬心, 若一机构有 N 个构件, 则此机构共有 $K = N(N-1)/2$ 个瞬心。

瞬心的位置: 两构件的瞬心在其相对速度的垂线上, 如表 19-1-15 的图中 A 在 v_B 的垂线上。

表 19-1-14 三种常用四杆机构的运动分析公式 (杆 1 为原动件)

机构名称及运动简图

运动分析公式

位置

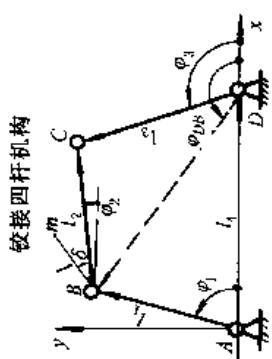
$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_4 + l_3 \cos \varphi_3; \quad l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3; \quad l_{DB} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos \varphi_1}$$

$$\varphi_2 = \pm \arccos \left(\frac{l_2^2 + l_{DB}^2 - l_1^2}{2l_2 l_{DB}} \right) - (180^\circ - \varphi_{DB}); \quad \varphi_3 = \varphi_{DB} \mp \arccos \left(\frac{l_3^2 + l_{DB}^2 - l_2^2}{2l_3 l_{DB}} \right)$$

$$\tan \varphi_{DB} = \frac{l_1 \sin \varphi_1 / (l_1 \cos \varphi_1 - l_4)}{l_2 \sin \varphi_2 / (l_2 \cos \varphi_2 - l_4)}; \quad \Psi = \arccos \left[\frac{l_3^2 + l_4^2 - (l_1 + l_2)^2}{2l_3 l_4} \right] - \arccos \left[\frac{l_3^2 + l_4^2 - (l_2 - l_1)^2}{2l_3 l_4} \right]$$

$$x_m = l_1 \cos \varphi_1 + l \cos(\varphi_2 + \delta), \quad y_m = l_1 \sin \varphi_1 + l \sin(\varphi_2 + \delta)$$

极位夹角 $\theta = \arccos \{ [(l_2 - l_1)^2 + l_4^2 - l_3^2] / 2(l_2 - l_1)l_4 \} - \arccos \{ [(l_1 + l_2)^2 + l_4^2 - l_3^2] / 2(l_1 + l_2)l_4 \}$



速度

$$\omega_2 = -\omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) / l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3); \quad \omega_3 = \omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) / l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)$$

$$v_C = \omega_1 l_3; \quad v_B = \omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) / \sin(\varphi_1 - \varphi_2); \quad v_m = \sqrt{v_{mx}^2 + v_{my}^2}; \quad \tan \beta_{mx} = v_{my} / v_{mx}$$

$$v_{mx} = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l \omega_2 \sin(\varphi_2 + \delta); \quad v_{my} = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l \omega_2 \cos(\varphi_2 + \delta)$$

加速度

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \left[\frac{l_1}{l_2} \left[\frac{l_1 \sin^2(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \sin^2(\varphi_2 - \varphi_3)} - \frac{\cos(\varphi_1 - \varphi_2)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \right] - \frac{l_1 \sin^2(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_2 \sin^2(\varphi_2 - \varphi_3)} \cot(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{\varepsilon_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\omega_1^2 \sin^2(\varphi_2 - \varphi_3)} \right]$$

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{l_1}{l_3} \left[\frac{l_1 \sin^2(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_2 \sin^2(\varphi_3 - \varphi_2)} + \frac{\cos(\varphi_1 - \varphi_2)}{\sin(\varphi_3 - \varphi_2)} - \frac{l_1 \sin^2(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \sin^2(\varphi_3 - \varphi_2)} \cot(\varphi_3 - \varphi_2) + \frac{\varepsilon_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\omega_1^2 \sin^2(\varphi_3 - \varphi_2)} \right]$$

$$a_C = l_3 \sqrt{\omega_3^2 + \varepsilon_3^2}; \quad a_m = \sqrt{a_{mx}^2 + a_{my}^2}; \quad \tan \beta_{mx} = a_{my} / a_{mx}$$

$$a_{mx} = -l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 - l_1 \varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l \omega_2^2 \cos(\varphi_2 + \delta) - l \varepsilon_2 \sin(\varphi_2 + \delta)$$

$$a_{my} = -l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 + l_1 \varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l \omega_2^2 \sin(\varphi_2 + \delta) + l \varepsilon_2 \cos(\varphi_2 + \delta)$$

位置

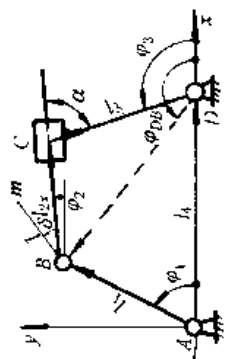
$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_4 - l_3 \cos(\varphi_2 - \alpha); \quad l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin(\varphi_2 - \alpha) = 0; \quad l_{DB} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos \varphi_1}$$

$$\varphi_2 = \varphi_{DB} \pm \arccos \left(\frac{l_2^2 + l_{DB}^2 - l_1^2}{2l_2 l_{DB}} \right) - 180^\circ; \quad \varphi_3 = 180^\circ \mp \alpha + \varphi_2$$

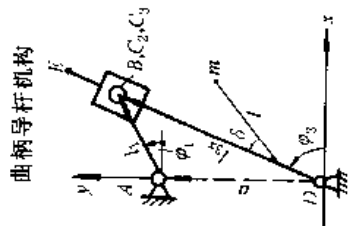
$$l_{2x} = -l_3 \cos \alpha + \sqrt{l_{DB}^2 - l_3^2 \sin^2 \alpha}; \quad \tan \varphi_{DB} = \frac{l_1 \sin \varphi_1 / (l_1 \cos \varphi_1 - l_4)}{l_3 \sin \alpha}$$

极位夹角 $\alpha = \arcsin \left(\frac{l_3 \sin \alpha + l_1}{l_4} \right) - \arcsin \left(\frac{l_3 \sin \alpha - l_1}{l_4} \right) = \Psi$ (摇块摆角)

令 $l_1 = 0$, 即为对心曲柄摇块机构的运动分析公式 (下同)



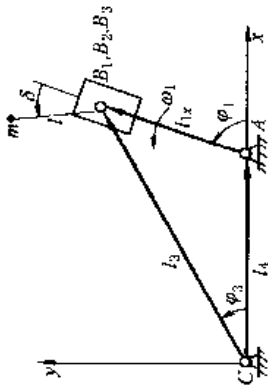
续表

机构名称及运动简图	运动分析公式
同上	<p>速度</p> $\omega_2 = \omega_3 = -\omega_1 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) / (l_{2x} + l_2 \cos \alpha)$ $v_{C_{2/3}} = \omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - \omega_2 l_2 \sin \alpha = \omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) \left[1 + \frac{l_2 \sin \alpha \cot(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_{2x} + l_2 \cos \alpha} \right]$ $v_{C_3} = \omega_3 l_3 = -\omega_1 l_1 l_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) / (l_{2x} + l_3 \cos \alpha); v_m = \sqrt{v_{mx}^2 + v_{my}^2}; \tan \beta_{om} = v_{my} / v_{mx}$ $v_{mx} = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2 \sin(\varphi_2 + \delta); v_{my} = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l_2 \omega_2 \cos(\varphi_2 + \delta)$ <p>加速度</p> $a_{C_2} = \varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{l_1}{l_{2x} + l_2 \cos \alpha} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) \left[1 + \frac{l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_{2x} + l_1 \cos \alpha} \left(2 + \frac{l_2 \sin \alpha \cot(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_{2x} + l_3 \cos \alpha} \right) - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \cot(\varphi_1 - \varphi_2) \right]$ $a_{C_3} = l_3 \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}; a_{C_{2/3}}^t = 2\omega_2 v_{C_{2/3}}$ $a_{C_{2/3}}^c = \omega_2^2 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) \left[1 + \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \tan(\varphi_1 - \varphi_2) \right] + \omega_2^2 (l_{2x} + l_3 \cos \alpha) - \varepsilon_2 l_3 \sin \alpha$ $a_m = \sqrt{a_{mx}^2 + a_{my}^2}; \tan \beta_{om} = a_{my} / a_{mx}; a_{mx} = -l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 - l_1 \varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2^2 \cos(\varphi_2 + \delta) - l_2 \varepsilon_2 \sin(\varphi_2 + \delta)$ $a_{my} = -l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 + l_1 \varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l_2 \omega_2^2 \sin(\varphi_2 + \delta) + l_2 \varepsilon_2 \cos(\varphi_2 + \delta)$
<p>曲柄导杆机构</p> 	<p>位置</p> $l_1 \cos \varphi_1 = l_3 \cos \varphi_3; \alpha + l_1 \sin \varphi_1 = l_3 \sin \varphi_3; \tan \varphi_3 = (\alpha + l_1 \sin \varphi_1) / l_3 \cos \varphi_1; l_{3x} = l_1 \cos \varphi_1 / \cos \varphi_3$ $x_m = l_1 \cos \varphi_1 + l_3 \cos(\varphi_3 \pm \delta); y_m = l_1 \sin \varphi_1 + l_3 \sin(\varphi_3 \pm \delta) + \alpha$ <p>极位夹角 $\theta = 2 \arcsin(l_1 / \alpha) = \psi$ (导杆摆角)</p> <p>速度</p> $\omega_2 = \omega_3 = \omega_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \cos \varphi_3 / \cos \varphi_1; v_{C_{2/3}} = -\omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3); v_E = \omega_3 l_{DE}$ $v_m = \sqrt{v_{mx}^2 + v_{my}^2}; \tan \beta_{om} = v_{my} / v_{mx}$ $v_{mx} = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2 \sin(\varphi_3 \pm \delta); v_{my} = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l_2 \omega_3 \cos(\varphi_3 \pm \delta)$ <p>加速度</p> $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{\cos \varphi_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\cos \varphi_1} \left[\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \cot(\varphi_1 - \varphi_3) + 2 \frac{\cos \varphi_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{\cos \varphi_1} - 1 \right]$ $a_{C_{2/3}}^c = \omega_2^2 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \left[\frac{\cos \varphi_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{\cos \varphi_1} - 1 - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \tan(\varphi_1 - \varphi_3) \right]$ $a_{C_{2/3}}^t = 2v_{C_{2/3}} \omega_1; a_E = l_{DE} \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}; a_m = \sqrt{a_{mx}^2 + a_{my}^2}; \tan \beta_{om} = a_{my} / a_{mx}$ $a_{mx} = -l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 - l_1 \varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2^2 \cos(\varphi_3 \pm \delta) - l_2 \varepsilon_3 \sin(\varphi_3 \pm \delta); a_{my} = -l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 + l_1 \varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l_2 \omega_2^2 \sin(\varphi_3 \pm \delta) + l_2 \varepsilon_3 \cos(\varphi_3 \pm \delta)$

续表

机构名称及运动简图

回转曲柄导杆机构



运动分析公式

位置

$$l_4 + l_{1x} \cos \varphi_1 = l_3 \cos \varphi_3; l_{1x} \sin \varphi_1 = l_3 \sin \varphi_3; \sin \varphi_3 = (-l_4 \cos \varphi_1) \pm \sqrt{l_3^2 - l_4^2 \sin^2 \varphi_1} \sin \varphi_1 / l_3$$

$$l_{1x} = l_3 \sin \varphi_3 / \sin \varphi_1, \text{ 极位夹角 } \theta = 2 \arcsin(l_4 / l_3)$$

滑块相对导杆的位移 $S_1 = l_4 \left(1 - \frac{1}{\cos \varphi_1} \right) + l_3 \left(\frac{\cos \varphi_3}{\cos \varphi_1} - 1 \right)$

$$x_m = l_4 + l_{1x} \cos \varphi_1 + l \cos(\varphi_1 \pm \delta), y_m = l_{1x} \sin \varphi_1 + l \sin(\varphi_1 \pm \delta)$$

速度

$$\omega_3 = \omega_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \sin \varphi_3 / \sin \varphi_1; \omega_2 = \omega_1, v_r = v_B, B_2 = l_3 \omega_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) \sin \varphi_3 / \sin \varphi_1$$

$$v_{mx} = \sqrt{v_{1x}^2 + v_{ym}^2}; \tan \beta_{om} = v_{ym} / v_{1x}$$

$$v_{ym} = v_r \cos \varphi_1 - l_{1x} \omega_1 \sin \varphi_1 - l \omega_1 \sin(\varphi_1 \pm \delta); v_{ym} = v_r \sin \varphi_1 + l_{1x} \omega_1 \cos \varphi_1 + l \omega_1 \cos(\varphi_1 \pm \delta)$$

加速度

$$\epsilon_3 = \omega_1^2 \sin \varphi_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \left[2 \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin \varphi_1} + \frac{\epsilon_1}{\omega_1^2 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \right]; \alpha^k = 2v_r \omega_1$$

$$\alpha^r = l_3 \omega_1^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \sin \varphi_3 \left[\frac{1}{\sin^2(\varphi_1 - \varphi_3)} - \sin \varphi_3 \left(\frac{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin \varphi_1} \right)^2 - \frac{2 \sin^2(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin \varphi_1} - \frac{\epsilon_1}{\omega_1^2} \right]$$

$$a_m = \sqrt{a_{1xm}^2 + a_{ym}^2}; \tan \beta_{om} = a_{ym} / a_{1xm}$$

$$a_{xm} = \alpha^k \cos \varphi_1 - 2\alpha^k \sin \varphi_1 - l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 - l \omega_1^2 \cos(\varphi_1 \pm \delta) - l \epsilon_1 \sin(\varphi_1 \pm \delta)$$

$$a_{ym} = \alpha^k \sin \varphi_1 + 2\alpha^k \cos \varphi_1 - l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 - l \omega_1^2 \sin(\varphi_1 \pm \delta) + l \epsilon_1 \cos(\varphi_1 \pm \delta)$$

注：表中求 φ_2 和 φ_3 计算式中的“±”号应根据机构的连接关系确定。为杆 2 上距 B 铰点长为 l ，与杆 2 (杆 3) 呈 δ 角的点。

三心定理：三个互作平行平面运动的构件，它们的三个速度瞬心必定在一条直线上，例如表 19-1-15 左图中构件 1、2 和 4 的三个瞬心 A、B、P₂₄ 在一条直线上。

利用瞬心求构件的相对速度或绝对速度：构件上某点的相对速度或绝对速度等于其绕相对瞬心（或绝对瞬心）转动的角速度与该点到相对瞬心（或绝对瞬心）的距离的乘积。

几种常用机构的瞬心位置及构件的速度求解见表 19-1-15。

表 19-1-15 几种常用机构的瞬心位置及构件速度

机构	四杆铰链机构	曲柄滑块机构	凸轮机构
已知条件	主动件 1 的转角 φ_1 、角速度 ω_1 ，各构件尺寸		凸轮角速度 ω_1 ，其余同左
求解	杆 2 的 ω_2 及 v	图示位置时，杆 2 的角速度 ω_2 ，S 及 C 点的速度	瞬心及从动杆的速度 v_2
解	<p>1. 用长度比例尺</p> $\mu_l = \frac{L_{AB}}{AB} \text{ (m/mm)}$ <p>画机构运动简图</p>		
步骤	<p>2. 找出有关瞬心</p> <p>因待求量均为杆 2 相对于机架 4 的运动量，故应找出 P₂₄ 的位置</p> <p>方法 1：因为两构件的瞬心在其相对速度的垂线上，P₂₄ 应在 v_B 和 v_C 的两垂线的交点上</p> <p>方法 2：此机构共有 $K = 4 \times (4 - 1) / 2 = 6$ 个瞬心，由观察知 P₁₄、P₁₂、P₂₃ 和 P₃₄（曲柄滑块机构的在无穷远处）为瞬心。由三心定理知 P₂₄ 必然在 P₁₂P₁₄ 和 P₂₃P₃₄ 的交点处，同理也可找出 P₁₃</p>		<p>此机构共有 $K = 3(3 - 1) / 2 = 3$ 个瞬心；P₁₃、P₂₃ 可直接看出，由三心定理知 P₁₂ 在 P₁₁、P₂₃ 上，且 P₁₂ 点在 B 点的公法线 nn 上，则 P₁₂ 在 P₁₃P₂₃ 与 nn 的交点处</p>
	<p>3. 求杆 2 的速度及角速度</p> $v_B = \omega_1 L_{AB} = \omega_1 \mu_l P_{12} P_{14} = \omega_2 \mu_l P_{24} P_{12}$ $\omega_2 = v_B / \mu_l P_{24} P_{12} = \omega_1 P_{12} P_{14} / P_{24} P_{12}, \text{ 方向顺时针方向}$ $v_C = \omega_2 \mu_l P_{24} P_{23}$		<p>P₁₂ 是构件 1 和 2 的同速点， $\therefore v_2 = \omega_1 \mu_l P_{13} P_{12}$，方向向上</p>
		$v_S = \omega_2 \mu_l P_{24} S, \quad v_C = \omega_2 \mu_l P_{24} C$ <p>取 $P_{12} b = v_B / \mu_l$ (mm) 同理也可使 $v_S = \mu_l s' s'', \quad v_C = \mu_l c' c''$</p>	

2.3 高副机构的运动分析

2.3.1 用高副低代法求解

由于一个平面运动高副有一个约束条件，而一个具有二个平面运动低副的构件也具有一个约束条件，因而可将高副机构用瞬时运动特性相当的低副机构来代替，然后按 2.2 节中的矢量图解法或解析法来分析。代换的方法如下：

(1) 求出高副接触处 P 点的两个曲率中心 B、C 和两个曲率半径 ρ_1 、 ρ_2 ， $\rho_1 = BP$ ， $\rho_2 = CP$ (图 19-1-6a)；

(2) 以杆长为 $L_{BC} = \rho_1 + \rho_2$ 的杆用两个回转副在 B、C 处与杆 1、3 相拼接，得到低副机构 ABCD。当 ρ_2 (或 ρ_1) 为无穷大时，则一个回转副变为移动副 (图 19-1-6c、d)；当 ρ_2 (或 ρ_1) 为零，则一个回转副即在高副接触处 (图 19-1-6b)。由于一般高副机构中高副接触处的曲率半径是随机构位置的变化而变化的，所以在不同瞬时的相当低副机构的构件尺寸是不同的，应予以注意。

2.3.2 用高副机构直接求解

平面高副机构的运动分析也可用 2.2.2 中的封闭构件矢量法，对三

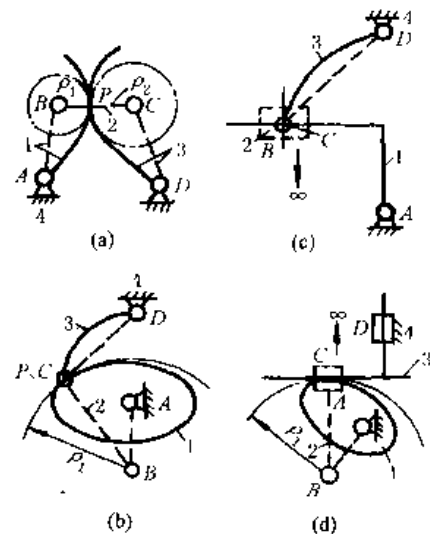


图 19-1-6

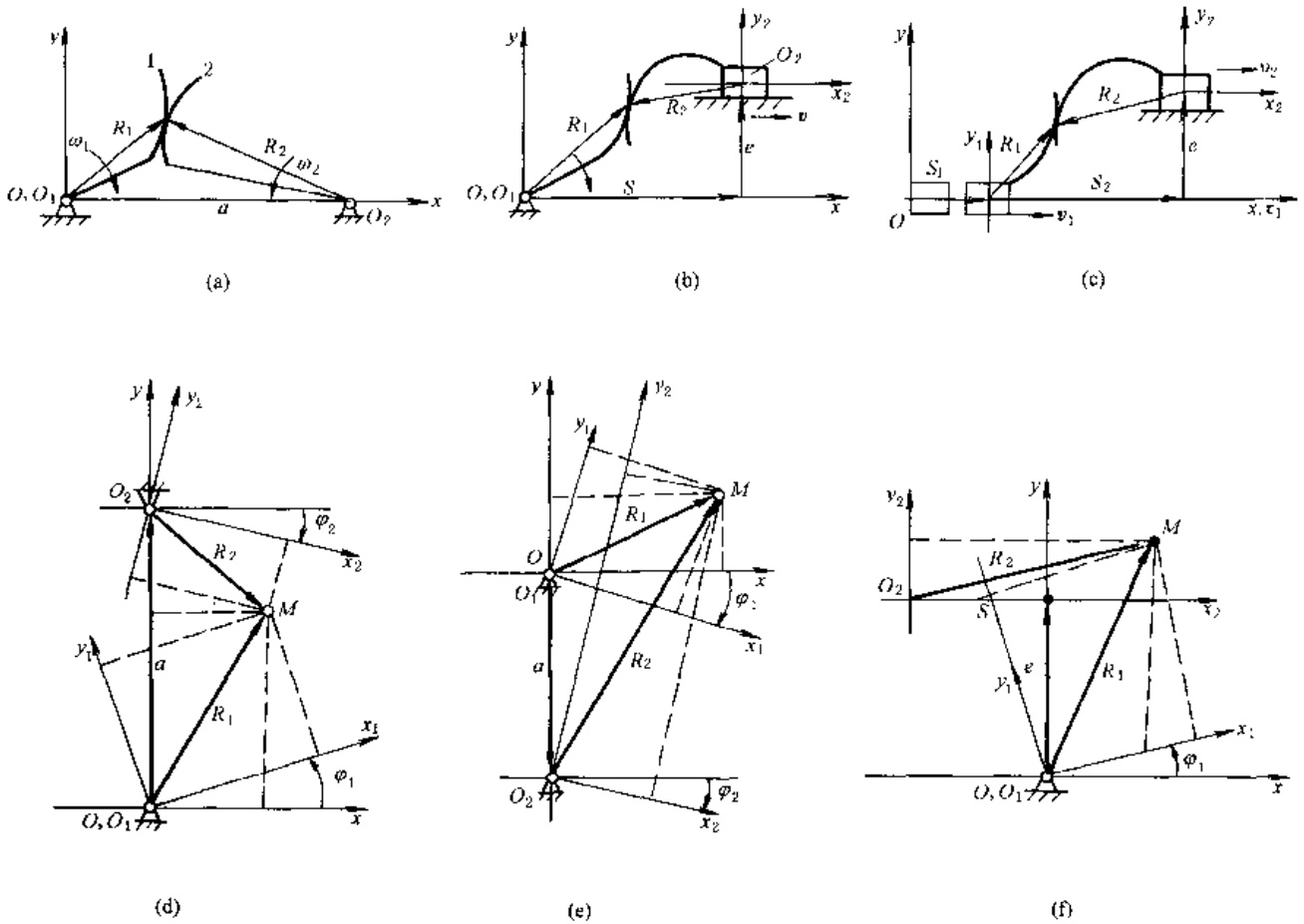


图 19-1-7

构件单自由度平面高副机构，可写出图 19-1-7 所示的 a、b、c 三种模型，图 a 是两个运动构件以转动副与机架联接的，图 b 是运动构件 1、2 分别以转动副和移动副与机架联接的，图 c 是构件 1、2 均以移动副与机架联接。在接触点可写出它们的封闭构件矢量方程为：

图 a、d、e: $R_1(u) = R_2(v) + a$ (19-1-4a)

图 b、f: $R_1(u) = S + e + R_2(v)$ (19-1-4b)

图 c: $S_1 + R_1(u) = S_2 + e + R_2(v)$ (19-1-4c)

式中 $R_1(u)$ 、 $R_2(v)$ ——构件矢量；

a ——机架构件矢量（中心距）；

S 、 e ——表达运动副相对位置的定向非构件矢量；

u 、 v ——参变量。

与低副构件不同，高副构件的接触点是时变的，因而需要在运动构件上设置一个与构件固联的坐标系以代表高副构件运动转角 φ 的计量准线。但是高副元素的接触点在此坐标系中的位置也是时变的，它用参数 u 、 v 来表达动点在动坐标系中的相对运动。构件的运动则用转角 φ 或位移 S 来表达牵连运动。根据以上分析按式 (19-1-4) 利用坐标变换方法，可写成图 19-1-7 所示三种模型的投影标量表达式：

图 19-1-7d, e:
$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 & 0 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(u) \\ y_1(u) \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_2 & a\sin\theta \\ \sin\varphi_2 & \cos\varphi_2 & a\cos\theta \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2(v) \\ y_2(v) \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (19-1-5a)$$

图 19-1-7f:
$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 & 0 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(u) \\ y_1(u) \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & e\sin\theta + S\cos\theta \\ \sin\theta & -\cos\theta & e\cos\theta - S\sin\theta \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2(v) \\ y_2(v) \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (19-1-5b)$$

$$\text{图 19-1-7c: } \begin{Bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & S\cos\theta \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(u) \\ y_1(u) \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & S\cos\theta \\ +\sin\theta & \cos\theta & e\cos\theta \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2(v) \\ y_2(v) \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (19-1-5c)$$

式中 $x, y; x_1, y_1; x_2, y_2$ ——分别表示接触点 M 在机架坐标系和与运动构件固联的动坐标系中的坐标。 p 角的度量方向与构件的转动方向相反, 按右手法则确定其正、负号; ω_1 与 α_2 方向相同时, φ_1 与 φ_2 同号, ω_1 与 ω_2 方向相反时, φ_1 与 φ_2 异号。

式 (19-1-5) 只给出了联系四个未知变量 $u, v, \varphi_1, \varphi_2$ 的二个标量方程, 因而不可解的。为此, 根据高副约束的特点, 在接触点两高副元素的公切矢、公法矢应分别相等, 且两者间的相对运动速度垂直于公法矢, 因而可以补充一个约束方程, 即

$$\begin{Bmatrix} n_x \\ n_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} n_{x1} \\ n_{y1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_2 \\ \sin\varphi_2 & \cos\varphi_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} n_{x2} \\ n_{y2} \end{Bmatrix} \quad (19-1-6)$$

式中 $n_x, n_y; n_{x1}, n_{y1}; n_{x2}, n_{y2}$ ——高副元素接触点的公法矢分别在固定坐标系与动坐标系 1 和 2 中沿 x, y 方向的分量。对平面曲线有: $n_{x1} = \partial y_1(u)/\partial u, n_{y1} = -\partial x_1(u)/\partial u; n_{x2} = \partial y_2(v)/\partial v, n_{y2} = -\partial x_2(v)/\partial v$ 。

式 (19-1-5) 和式 (19-1-6) 共给出了三个标量方程, 联系着 u, v, φ_1 和 φ_2 四个未知量, 对单自由度机构通常 φ_1 (或 S_1) 是自变量, 因而给定一个 φ_1 值便可求得相应的 φ_2, u, v 值和 $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$ 的转角关系。通常联系着 $u, v, \varphi_1, \varphi_2$ 的三个纯量超越方程式, 不易写出显式表达式, 宜用数值计算法求解。通常由式 (19-1-6) 可以得到 $v = f(u, \varphi_2 \pm \varphi_1)$ 的关系, 将此关系代入式 (19-1-5) 所给出的二个投影方程式, 它是 $\varphi_1, \varphi_2 = \varphi_2 \pm \varphi_1, u$ 及定长参数的二个纯量方程, 给定 φ_1 便可求得 u 及 φ_2 (或 φ_2)。如定义 $\partial x_i/\partial q = x_i', \frac{\partial^2 x_i}{\partial q^2} = x_i'', \frac{\partial y_i}{\partial q} = y_i', \frac{\partial^2 y_i}{\partial q^2} = y_i'' (i=1, 2; q = u, v), \frac{\partial u}{\partial \varphi_1} = u', \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi_1^2} = u'', \frac{\partial v}{\partial \varphi_2} = v', \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi_2^2} = v'', d\varphi_2/d\varphi_1 = i_{21}, d\varphi_1/dt = \omega_1$ 以 $v = f(u, \varphi_2 \pm \varphi_1)$ 代入式 (19-1-5) 的二个投影式后, 将其对 φ_1 求导数, 可以得到 u' 及 i_{21} ; 如对 t 求得导数, 则可得 $\omega_2 = d\varphi_2/dt = f_{\omega}(\varphi_1, \omega_1, u')$ 的表达式。将 $v = f(u, \varphi_2 \pm \varphi_1)$ 代入式 (19-1-5) 所得的二个投影式分别对 φ_1, t 求二阶导数可分别得到 $i_{21}' = di_{21}/d\varphi_1, u''$ 及 $\epsilon_2 = \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = f_{\epsilon}(\varphi_1, \epsilon_1, u', u'')$ 的表达式。 i_{21} 及 i_{21}' 是类速度和类加速度, 它们并不一定等于 ω_2/ω_1 及 ϵ_2/ϵ_1 。高副机构中构件的廓线通常是由几段曲线组成的, 例如凸轮机构中凸轮廓线由停-推-停-回-停四段曲线组成, 而瞬心线机构的构件廓线通常也是几段曲线组成的封闭或不封闭曲线, 齿轮的廓线则是 1~2 段曲线组成的呈周期性排列的曲线, 分析时并不需要分析整条曲线。为了说明方法如何应用, 现举例如下。

例 齿廓分别为外摆线和圆的齿轮 1 和 2, 各自绕固定中心 O_1, O_2 转动, 中心距为 a , 在初始位置二者相切于点 P (图 19-1-8), 已知轮 1 的角速度为 ω_1 , 角加速度为 ϵ_1 , 试求轮 2 的 ω_2 和 ϵ_2 。

解: 如令 u, v 分别表示轮 1、2 的变量参数, r_b, r_1 表示轮 1 的基圆半径和滚圆半径, 且有 $r = r_1 + r_b, h = 1 + \frac{r_b}{2r_1}, \vec{i}_1, \vec{j}_1$ 为动坐标系 $x_1O_1y_1$ 的单位矢量, $R_1(u)$ 和 $n_1(u)$ 分别为轮 1 上点在自身坐标系中的径矢和公法矢。 r_2 为轮 2 齿形圆的半径 (常数), $R_2(v)$ 和 $n_2(v)$ 分别为轮 2 齿形上点在其自身坐标系中的径矢和公法矢。 \vec{i}_2, \vec{j}_2 为动坐标系 $x_2O_2y_2$ 的单位矢量。则可写出轮 1 和轮 2 的齿形曲线 C_1, C_2 及公法矢方程分别为:

$$C_1: R_1(u) = x_1 \vec{i}_1 + y_1 \vec{j}_1 = \left(r \sin u - r_1 \sin \frac{r}{r_1} u \right) \vec{i}_1 + \left(r \cos u - r_1 \cos \frac{r}{r_1} u \right) \vec{j}_1 \quad (a)$$

$$n_1(u) = \cos bu \vec{i}_1 + \sin bu \vec{j}_1 \quad (b)$$

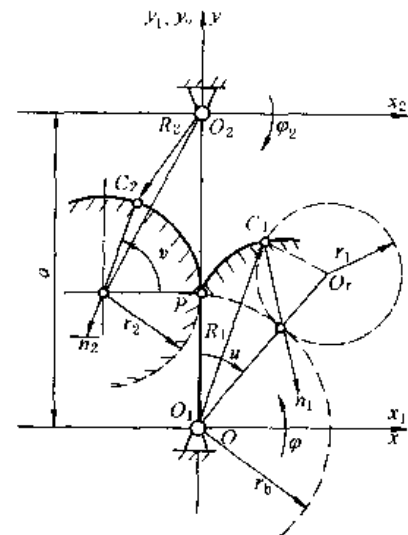


图 19-1-8

$$C_2: \mathbf{R}_2(v) = x_2 \vec{i}_2 + y_2 \vec{j}_2 = r_2(\cos v - 1) \vec{i}_2 + [r_2 \sin v - (a - r_b)] \vec{j}_2 \quad (c)$$

$$\mathbf{n}_2(v) = \cos v \vec{i}_2 - \sin v \vec{j}_2 \quad (d)$$

将 C_1 、 C_2 及公法矢利用坐标变换式 (19-1-5a) 及式 (19-1-6) 变换到固定坐标系 xOy 中, 由于 C_1 、 C_2 上两点接触时在 xOy 中处于同一点并具有相同法矢, 于是有:

$$x \text{ 分量: } \left(r \sin u - r_1 \sin \frac{r}{r_1} u \right) \cos \varphi_1 - \left(r \cos u - r_1 \cos \frac{r}{r_1} u \right) \sin \varphi_1 = r_2(\cos v - 1) \cos \varphi_2 - [r_2 \sin v - (a - r_b)] \sin \varphi_2 + a \sin 0 \quad (e)$$

$$y \text{ 分量: } \left(r \sin u - r_1 \sin \frac{r}{r_1} u \right) \sin \varphi_1 + \left(r \cos u - r_1 \cos \frac{r}{r_1} u \right) \cos \varphi_1 = r_2(\cos v - 1) \sin \varphi_2 - [r_2 \sin v - (a - r_b)] \cos \varphi_2 + a \cos 0 \quad (f)$$

$$\text{公法矢: } \cos bu \cos \varphi_1 + \sin bu \sin \varphi_1 = \cos v \cos \varphi_2 - \sin v \sin \varphi_2 \quad (g)$$

$$\text{由 (g) 式有: } v = -(\varphi_2 - \varphi_1) - bu = -\varphi_* - bu \quad (h)$$

式 (h) 是两齿廓上的点接触时应满足的条件, 将式 (h) 代入式 (e)、(f) 后并对其施行坐标旋转后, 可得:

$$r \sin u - r_1 \sin \frac{r}{r_1} u + r_2(\cos \varphi_* - \cos bu) - (a - r_b) \sin \varphi_* = -a \sin \varphi_1 \quad (i)$$

$$r \cos u - r_1 \cos \frac{r}{r_1} u + r_2(\sin \varphi_* + \sin bu) + (a - r_b) \cos \varphi_* = a \cos \varphi_1 \quad (j)$$

给定 φ_1 , 由式 (i)、(j) 可求得 φ_* 和 u , 则 $\varphi_2 = \varphi_* + \varphi_1$ 、 $v = -\varphi_* - bu$ 。

将 (j) 式对 φ_1 求导, 并经化简得:

$$\dot{u} = \frac{du}{d\varphi_1} = \{ (i_{21} - 1) [(a - r_b) \sin \varphi_* - r_2 \cos \varphi_*] - a \sin \varphi_1 \} / \cos bu \left[2r \sin \left(\frac{r_b}{2r_1} u \right) + br_2 \right] \quad (k)$$

\dot{u} 的物理意义是变量参数 u 对转角 φ_1 的变化率。

将式 (h) 对 φ_1 求导可求变量参数 v 对转角 φ_2 的变化率为:

$$\dot{v} = \frac{dv}{d\varphi_2} = -\frac{(i_{21} - 1) + bu}{i_{21}} \quad (l)$$

由式 (k)、(l) 可见 \dot{u} 、 \dot{v} 均与转动比 i_{21} 有关。为了求得 i_{21} , 需要利用齿廓曲线 C_1 、 C_2 在接触时, 齿廓间的相对滑动速度 v_{12} 与接触点的公法矢正交这一特性, 即应满足啮合方程 $\vec{v}_{12} \cdot \vec{n} = 0$ 。因此可得:

$$\begin{aligned} v_{12} &= \vec{\omega}_1(x_{10} \vec{i} + y_{10} \vec{j}) - \vec{\omega}_2(x_{20} \vec{i} + y_{20} \vec{j}) \\ &= \omega_1 \left\{ \left[i_{21}(r_2(\cos v - 1) \sin \varphi_2 + (r_2 \sin v - (a - r_b)) \cos \varphi_2) + a \right] - \left[\left(r \sin u - r_1 \sin \frac{r}{r_1} u \right) \sin \varphi_1 - \right. \right. \\ &\quad \left. \left(r \cos u - r_1 \cos \frac{r}{r_1} u \right) \cos \varphi_1 \right] \vec{i} + \omega_1 \left\{ \left[\left(r \sin u - r_1 \sin \frac{r}{r_1} u \right) \cos \varphi_1 - \left(r \cos u - r_1 \cos \frac{r}{r_1} u \right) \sin \varphi_1 - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. i_{21}(r_2(\cos v - 1) \cos \varphi_2 - (r_2 \sin v - (a - r_b)) \sin \varphi_2) \right] \vec{j} \right\} \\ \vec{n} &= \cos bu \cos \varphi_1 \vec{i} + \sin bu \sin \varphi_1 \vec{j} \end{aligned}$$

式中 x_{10} 、 y_{10} 、 x_{20} 、 y_{20} 为曲线 C_1 、 C_2 经坐标变换到固定坐标系后的 x 、 y 分量, 见式 (e)、(f)。将 \vec{v}_{12} 点积 \vec{n} 后, 再以 $v = -\varphi_* - bu$ 代入, 经化简后得到 i_{21} :

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \left(\frac{r_b}{2r_1} u \right) / \left[\cos \left(\frac{r_b}{2r_1} u \right) - \frac{a}{r_b} \cos(\varphi_1 - bu) \right] \quad (m)$$

因此求得 $\omega_2 = i_{21} \omega_1$ 。

将式 (m) 对 φ_1 求导得到传动比 i_{21} 对转角 φ_1 的变化率 i_{21}' 。

$$i_{21}' = \frac{a}{r_b} \left[\frac{r_b}{2r_1} u \sin \left(\frac{r_b}{2r_1} u \right) \cos(\varphi_1 - bu) - (1 - bu) \cos \left(\frac{r_b}{2r_1} u \right) \sin(\varphi_1 - bu) \right] / \left[\cos \left(\frac{r_b}{2r_1} u \right) - \frac{a}{r_b} \cos(\varphi_1 - bu) \right]^2 \quad (n)$$

由于 $i_{21} = \omega_2/\omega_1$, 可有 $\frac{di_{21}}{dt} = \frac{di_{21}}{d\varphi_1} \times \frac{d\varphi_1}{dt} = \left(\omega_1 \frac{d\omega_2}{dt} - \omega_2 \frac{d\omega_1}{dt} \right) / \omega_1^2 = (\epsilon_2 - i_{21} \epsilon_1) / \omega_1$, 于是有

$$\epsilon_2 = i_{21}' \omega_1^2 - i_{21} \epsilon_1$$



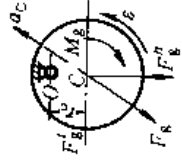
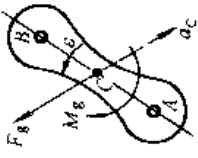
式中 i_{21}' 、 i_{21} 分别由式 (n) 和式 (m) 确定, 而 ω_1 及 ϵ_1 是原动件的给定运动参数。

3 平面机构的受力分析

机构受力分析的目的在于: 根据给定的机构运动简图、运动规律、构件的质量和所受外力 (包括惯性力等), 确定各运动副中的反力、必须加到主动件上的平衡力或平衡力矩、传动机械所需的功率和机械效率, 并为构件的承载能力计算和选用轴承等提供数据。

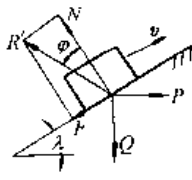
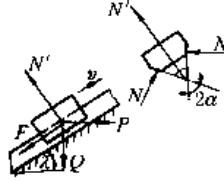
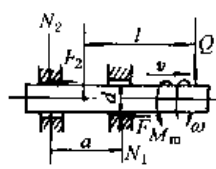
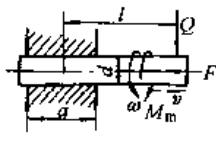
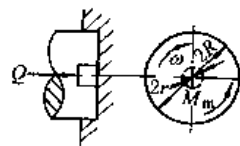
3.1 构件惯性力的计算

表 19-1-16

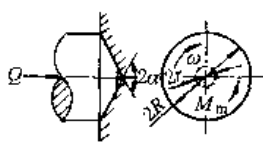
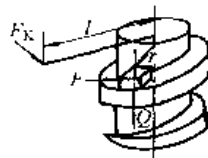
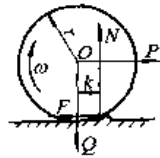
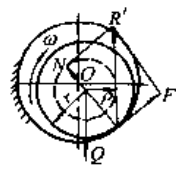
构件	转动构件			平面复合运动构件
	移动构件	回转轴通过惯性主轴	回转轴不通过惯性主轴	
简图				
惯性力	$F_g = -ma_C$	$F_g = 0$	$F_g = -ma_C$ $= -mr_C \sqrt{\omega^4 + \epsilon^2}$	用不作用于重心的总惯性力表达 $F_g = -ma_C$ $M_g = \frac{\rho_C^2 \epsilon}{F_g}$
惯性力矩	$M_g = 0$	$M_g = -J_C \epsilon$ $= -m\rho_C^2 \epsilon$	$M_g = -J_C \epsilon$	$M_g = -J_C \epsilon$
说明	m ——构件的质量, kg; J_C ——构件对于惯性主轴的转动惯量, kg·m ² ; r_C ——回转轴与惯性主轴之间的距离, m; ϵ ——构件的角加速度, rad/s ² ; a_C ——构件重心的加速度, m/s ² ; ρ_C ——与 J_C 相对应的构件的惯性半径, m; OK ——摆动中心至回转中心的距离, m			

3.2 运动副中摩擦力的计算

表 19-1-17

运动副名称	简 图	公 式
平面移动副		$N = Q \cos \lambda + P \sin \lambda$ $F = \mu N = N \tan \varphi$ $R = N \sqrt{1 + \mu^2}$
楔面移动副		$N' = Q \cos \lambda + P \sin \lambda$ $N = N' / 2 \sin \alpha$ $F = 2 \mu N = \frac{\mu N'}{\sin \alpha} = \mu' N'$
有间隙支承或短支承的移动及回转副		$N_1 = Q \left(l + \frac{a}{2} \right) / a$ $N_2 = Q \left(l - \frac{a}{2} \right) / a$ $F = \mu (N_1 + N_2) = \frac{2\mu Q l}{a}$ $M_m = l Q \mu d / a$
无间隙支承的移动及转动副		$F = 3\mu Q / a$ $M_m = 3l\mu Q d / 2a$
推力轴颈		$\text{新轴颈 } M_m = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)} \times \mu Q$ $\text{跑合轴颈 } M_m = \frac{R+r}{2} \times \mu Q$

续表

运动副名称	简图	公式
圆锥形轴颈		<p>新轴颈 $M_m = \frac{2(R^3 - r^3)\mu Q}{3(R^2 - r^2)\sin\alpha}$</p> <p>跑合轴颈 $M_m = \frac{R+r}{2\sin\alpha} \times \mu Q$</p>
螺旋副		<p>$F = Q \tan(\lambda \pm \varphi)$</p> <p>使 Q 上升时用“+”号；反之用“-”号</p> <p>$M_m = Fr$; $F_k = F \frac{r}{l}$</p> <p>对三角、梯形螺纹将式中 φ 用 φ' 取代</p> <p>$\tan\varphi' = \tan\varphi / \cos\alpha$</p>
滚动摩擦		<p>$N = Q$; $M_m = \mu_k N$; $F = \mu_k N / r$</p> <p>纯滚动条件 $\mu_s > \mu_k / r$</p> <p>纯滑动条件 $\mu_s < \mu_k / r$</p>
径向轴颈		<p>总反作用力 R' 恒切于 $\rho = \mu' r$ 的摩擦圆，其形成的摩擦力矩 M_m 与 ω 方向相反，</p> <p>$M_m = Q\rho = \mu' Qr$</p> <p>新轴颈 $\mu' = \frac{\pi}{2} \mu$</p> <p>跑合轴颈 $\mu' = \frac{4}{\pi} \mu$</p> <p>有间隙轴颈 $\mu' = \mu$</p> <p>滚动轴承 $\mu' = \frac{A\mu_k}{r} \left(1 + \frac{d}{D}\right)$</p> <p>式中 $A = 1.4$ (钢球)</p> <p>$= 1.46$ (滚子)</p>
说明	<p>μ、μ_k——滑动摩擦因数与滚动摩擦因数，见第1篇第1章，在选用摩擦因数数值时，应注意试验条件与使用条件是否一致；</p> <p>μ_s——静摩擦因数；</p> <p>F、M_m——摩擦力和摩擦力矩；</p> <p>Q——外力（重力、轴向力）；</p> <p>N——法向压力；</p>	<p>R'——总反作用力，在转动副中其方向应根据运动副所在构件的力平衡条件来确定；</p> <p>$2r$、D、d——轴、内圆和滚动体的直径；</p> <p>λ、α——螺旋的升角与牙型半角；</p> <p>φ——摩擦角</p>

3.3 机构的受力分析

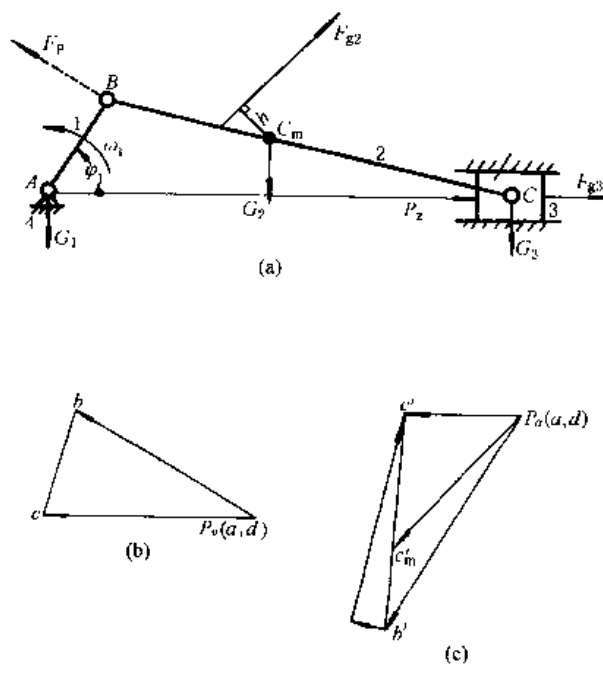
工程中常用的方法是按达朗贝尔原理，将惯性力和外力加于机构的相应构件上，用静力平衡的条件求出各运动副的反力和原动件上的平衡力，故又称动态静力分析。求解时，对于运动质量小的低速机构可不考虑惯性力；一般情况下不考虑摩擦力，但对在接近自锁位置的机构进行受力分析时，应计入摩擦力，并将应用摩擦圆（对转动副）和摩擦角（对移动副）来进行作图求解。

3.3.1 图解计算法

现以曲柄滑块机构为例，用表 19-1-18 来说明其受力分析的步骤与方法。

已知机构的尺寸、原动件的转速 $n_1 r/min$ （角速度 $\omega_1 = \text{常数}$ ）、作用在输出构件（滑块）上的生产阻力 F_z 、各构件的重力 G_1 、 G_2 、 G_3 及构件 2 的重心 C_{m2} 、它们的转动惯量 $J_{C_{m1}}$ 、 $J_{C_{m2}}$ 。求各运动副中的反力 R_{12} 、 R_{23} 、 R_{34} 、 R_{41} 和作用在 B 点并垂直于曲柄 AB 的平衡力 F_p 。

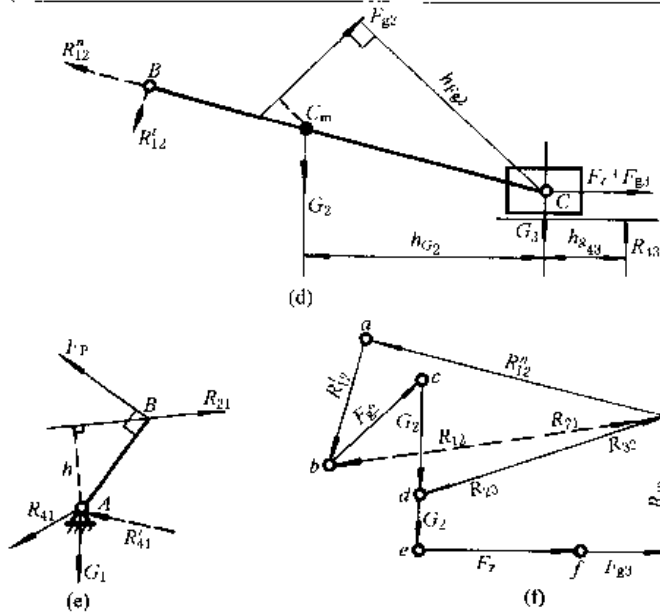
表 19-1-18

解题步骤	方法及数值
<p>1. 作机构运动简图、求各构件的角加速度 ϵ，及其重心的加速度 a</p>	<p>按表 19-1-11 矢量图解法，作图求 ϵ 及 a</p> 
<p>2. 求各构件的惯性力 F_g 及其作用位置</p>	<p>按表 19-1-16 方法求得杆 2、3 上的 F_g 为：（杆 1：为等速回转 $a=0$，$\epsilon=0$，$F_g=0$，$M_g=0$）</p> <p>杆 2：$F_g = -\frac{G_2}{g} a_{C_{m2}}$，$M_g = -J_{C_{m2}} \epsilon_2$，其作用位置 $h = \frac{M_g}{F_g}$，</p> <p>杆 3：$F_g = -\frac{G_3}{g} a_C$，$M_g = 0$，其作用位置通过 C 点，平行于导路</p>

解题步骤

方法及数值

3. 取脱离体, 作示力图, 列力的平衡方程式, 求各运动副的反力



- (1) 将包括惯性力在内的全部外力加在构件上, 如图 d
- (2) 将机构分成主动件 1 和构件组 (本例为杆 2、3), 画出示力图, 如图 d、e
- (3) 列出构件组的力平衡方程式, (为便于求解, 法向反力 \vec{R}'_{12} 、 \vec{R}'_{43} 放于首尾, 每一构件上的力列在一起)

$$\vec{R}'_{12} + \vec{R}'_{12} + \vec{F}_{\phi} + \vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{F}_x + \vec{F}_y + \vec{R}_{23} = 0$$

方向: $\parallel BC$ $\perp BC$ \checkmark \checkmark \checkmark \checkmark \checkmark $\perp AC$

大小: ? ? \checkmark \checkmark \checkmark \checkmark \checkmark ?

此方程的未知数超过 2 个, 需求出 R'_{12} 后, 才能求解, 故分别取构件 2 和 3 为示力体, 由 $\sum M_c = 0$ 可得,

$$R'_{12} = (F_{\phi} h_{F_{\phi}} - G_2 h_{G_2}) / l_{BC}; \quad h_{R_{43}} = \frac{(F_x + F_y) \times 0 + G_3 \times 0}{R_{43}} = 0$$

若求出的 R'_{12} 为负值, 表示与原假定方向相反, $h_{R_{43}} = 0$, 表示 R_{43} 通过 c 点

- (4) 按构件组的力平衡方程式作为矢量多边形, 如图 f 取力比例尺为 $\mu_p = \frac{F_x}{ef}$ (N/mm)

$$\therefore R'_{12} = \mu_p ha, \quad R_{12} = \mu_p hb, \quad R_{43} = \mu_p gh$$

列出构件 2 的力平衡方程式 $\vec{R}'_{12} + \vec{F}_{\phi} + \vec{G}_2 + \vec{R}_{32} = 0$, 由图 f 得 $R_{23} = \mu_p hd = -R_{32}$

也可由构件 3 求出 \vec{R}'_{32} , $\vec{R}_{23} = -\vec{R}'_{32}$

4. 求机构的平衡力

F_p

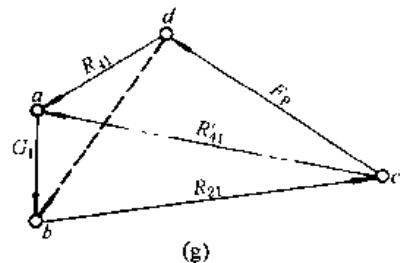
- (1) 在图 e f, 取 $\sum M_A = 0$, 即得 $F_p = R_{21} h / l_{AB}$

$$R_{21} = -R_{12}$$

(2) 列构件 1 的力平衡方程式 $\vec{G}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{F}_p + \vec{R}_{41} = 0$, 并作其力欠量多边形图 g。求得 $R_{41} = \mu_p da$, R_{41} 与 G_1 的合力沿 BA 方向

当平衡力以力矩形式 ($M_p = -R_{21} h$, $F_p = 0$) 给出时, 杆 1 处于三力平衡状态: $\vec{G}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{41} = 0$

$$R_{41} = \mu_p \cdot ea$$



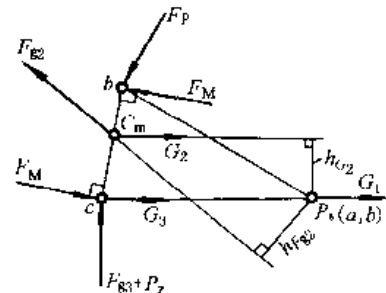
3.3.2 用速度杠杆法求平衡力 F_P

在不要求运动副反力时,应用此法求平衡力很方便。现仍以前例曲柄滑块机构为例,将求解步骤与方法列于表 19-1-19。

表 19-1-19

解 题 步 骤	方 法 与 数 值	
1. 作速度图	以某一比例尺,可用表 19-1-18 的图 b	
2. 将全部外力沿同一方向旋转 90° 后加到速度图的对应点上	本题即将表 19-1-18 图 a 中全部外力均沿逆时针方向旋转 90° 后加到速度图 b 的对应点上, 如右图	
3. 过极点 P_1 作各转向力的垂线	如右图中的 h_P 、 h_{F_G} 、 h_{G_2} 、...	
4. 对 P_1 取矩, 求得平衡力 F_P 或平衡力矩 M_P	$F_P = \frac{(F_1 + F_{G1})P_1c + F_{G2}h_{F_G} + G_2h_{G_2} + G_1 \times 0 + G_3 \times 0}{h_P}$ $M_P = F_P L_{AB}$ 若求出的 F_P 为负值, 表示 F_P 的方向与原假设者相反	

- 注: 1. 若构件上作用有力偶 M , 则应将其化为作用于构件上两选定点 (通常为转动副中心) 的力偶, 此力偶中的每个力为 $F_M = \frac{M}{L}$ (L 为两选定点间的距离)。如表 19-1-18 图 a 中的 F_{G2} 若以作用于 C_m 的 F_{G2} 和惯性力矩 $M_{G2} = -J_{C_m} \varepsilon_2$ 的形式给出时, 则应将 M_{G2} 化为由两个力 $F_M = -J_{C_m} \varepsilon_2 / L_{OC}$ 组成的力偶, 如右图所示, 然后把 F_M 按已知外力处理。
2. 也可以将速度图旋转 90°, 而将诸外力按原来的方向加到转向速度图的对应点上, 然后对 P_1 取矩, 所得结果不变。

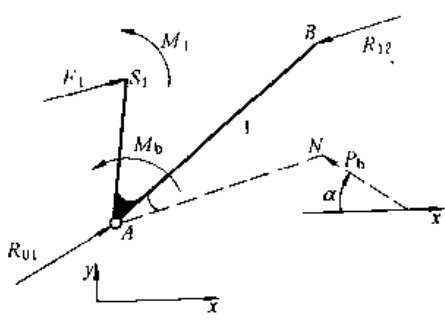
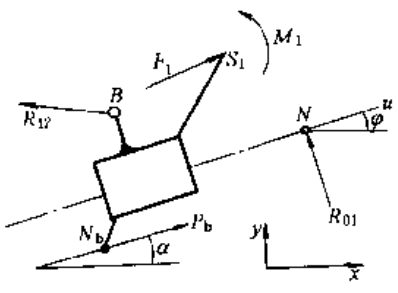


3.3.3 机构动态静力分析的解析法

表 19-1-20 建立了受有未知外力的平衡构件 (转动或移动的联架杆) 和三种常见的 II 类杆组的力平衡方程。为了便于列矩阵方程: 规定以 A 、 B 、...、 D 表示运动副; i 、 j 表示构件号; 以 R_{ij} 表示构件 i 对构件 j 的运动副反力, 且下标 i 的值必小于 j 的值, 且以 $-R_{ij}$ 表示 R_{ji} , 再以下标 x 、 y 表示其 x 、 y 方向的分量, 如 R_{12x} 、 R_{12y} ; 以 S_i 表示构件 i 的质心位置。构件上两点间的距离以分量形式表达, 如 C 点到 B 点的距离表示为 $x_{CB} = x_C - x_B$ 、 $y_{CB} = y_C - y_B$, $l_{CB} = (x_{CB}^2 + y_{CB}^2)^{1/2}$; 以 m_i 、 J_{S_i} 表示构件 i 的质量和对质心的转动惯量; 以 a_{S_i} 及 ε_i 表示构件 i 的质心加速度和角加速度。将所有作用在构件上的已知外力 (矩) 向质心 S 简化得到一个主矢 F_i 和主矩 M_i (不含惯性力及矩)。力矩规定以逆时针方向为正。对每个构件分别列出 $\sum F_{ix} = 0$ 、 $\sum F_{iy} = 0$ 及 $\sum M_{S_i} = 0$ 方程, 略去中间过程, 便得到表 19-1-20 的各方程。

表 19-1-20

简图	力和力矩平衡方程式
<p>(a)</p>	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -y_{BS_2} & x_{BS_2} & y_{CS_2} & -x_{CS_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -y_{CS_2} & x_{CS_2} & y_{DS_3} & -x_{DS_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{12x} \\ R_{12y} \\ R_{23x} \\ R_{23y} \\ R_{34x} \\ R_{34y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{S_2x} - F_{2x} \\ m_2 a_{S_2y} - F_{2y} \\ J_{S_2} \epsilon_2 - M_2 \\ m_3 a_{S_3x} - F_{3x} \\ m_3 a_{S_3y} - F_{3y} \\ J_{S_3} \epsilon_3 - M_3 \end{bmatrix}$
<p>(b)</p>	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -y_{BS_2} & x_{BS_2} & y_{CS_2} & -x_{CS_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \varphi_3 & \sin \varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{12x} \\ R_{12y} \\ R_{23x} \\ R_{23y} \\ R_{34x} \\ R_{34y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{S_2x} - F_{2x} \\ m_2 a_{S_2y} - F_{2y} \\ J_{S_2} \epsilon_2 - M_2 \\ m_3 a_{S_3x} - F_{3x} \\ m_3 a_{S_3y} - F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix}$ $l_{CN} = \frac{J_{S_3} \epsilon_3 - M_3 + y_{CS_3}(R_{23x} - R_{34x}) - x_{CS_3}(R_{23y} - R_{34y})}{R_{34x} \sin \varphi_3 - R_{34y} \cos \varphi_3}$
<p>(c)</p>	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -y_{CS_2} & x_{CS_2} & y_{S_2S_3} & -x_{S_2S_3} & y_{BS_3} & -x_{BS_3} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & \cos \varphi_3 & \sin \varphi_3 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{12x} \\ R_{12y} \\ R_{23x} \\ R_{23y} \\ R_{34x} \\ R_{34y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{S_2x} - F_{2x} \\ m_2 a_{S_2y} - F_{2y} \\ (J_{S_2} + J_{S_3}) \epsilon_3 - M_2 - M_3 \\ m_3 a_{S_3x} - F_{3x} \\ m_3 a_{S_3y} - F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix}$ $l_{CN} = \frac{J_{S_2} \epsilon_2 - M_2 + y_{CS_2}(R_{12x} - R_{23x}) - x_{CS_2}(R_{12y} - R_{23y})}{R_{23x} \sin \varphi_3 - R_{23y} \cos \varphi_3}$

简 图	力和力矩平衡方程式
 <p style="text-align: center;">(d)</p>	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -y_{AS_1} & x_{AS_1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{01x} \\ R_{01y} \\ M_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 a_{S_1x} - F_{1x} + R_{12x} \\ m_1 a_{S_1y} - F_{1y} + R_{12y} \\ J_{S_1} \epsilon_1 - M_1 - y_{BS_1} R_{12x} + x_{BS_1} R_{12y} \end{bmatrix}$ <p style="text-align: center;">有平衡力矩 M_b, 无平衡力 P_b</p> $\begin{bmatrix} 1 & 0 & \cos\alpha \\ 0 & 1 & \sin\alpha \\ -y_{AS_1} & x_{AS_1} & x_{NB_1} \tan\alpha - y_{NB_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{01x} \\ R_{01y} \\ P_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 a_{S_1x} - F_{1x} + R_{12x} \\ m_1 a_{S_1y} - F_{1y} + R_{12y} \\ J_{S_1} \epsilon_1 - M_1 - y_{BS_1} R_{12x} + x_{BS_1} R_{12y} \end{bmatrix}$ <p style="text-align: center;">无 M_b、有 P_b 时, N 点及 α 给定</p>
 <p style="text-align: center;">(e)</p>	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & \cos\alpha \\ 0 & 1 & \sin\alpha \\ -y_{NS_1} & x_{NS_1} & x_{NB_1} \tan\alpha - y_{NB_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{01x} \\ R_{01y} \\ P_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 a_{S_1x} - F_{1x} + R_{12x} \\ m_1 a_{S_1y} - F_{1y} + R_{12y} \\ -M_1 - y_{BS_1} R_{12x} + x_{BS_1} R_{12y} \end{bmatrix}$ $l_{S_1N} = \frac{-M_1 + y_{BS_1} R_{12x} - x_{BS_1} R_{12y} + P_b (x_{NB_1} \tan\alpha - y_{NB_1} S_1)}{R_{01x} \sin\alpha - R_{01y} \cos\alpha}$

利用表 19-1-20 中的公式可以对多杆 II 级平面机构进行力分析。只需将受有未知外力 (矩) 的机构看成平衡构件, 由远离平衡构件处依次将机构折成若干个 II 级杆组, 仿照表 19-1-20 写出各杆组及平衡构件的平衡方程, 编成子程序, 便可进行力分析计算。程序可自编或采用有关软件中的程序, 但必须注意符号的对应关系。

3.4 惯性力的平衡^[1.6]

为消除或减小不平衡惯性力引起的附加动载荷和振动, 应进行惯性力的平衡计算, 以确定附加平衡重量来消除由于结构特点 (如构件形状不对称等) 引起的不平衡; 并进行平衡工序, 在平衡机上用实验方法将由于材质不均匀和制造不精确所引起的不平衡度减小到允许的范围内 (允许不平衡度的参考数据见第 1 篇第 8 章)。

工作转速在一阶临界转速的 75% 以下的旋转体称为刚性旋转体, 反之称为挠性旋转体。挠性旋转体的平衡必须考虑其轴线的动挠度, 其振型曲线可分解为一、二、三、……阶振型分量, 其中对平衡影响大的主要是工作转速范围内的几阶振型, 旋转体的转速接近某阶临界转速时, 该阶的振型分量就显著增大; 当低阶振型已平衡时, 在更高阶临界转速下运转时, 则出现更高阶的振型, 因此, 应按工作需要对其有关各阶振型分别予以校正。在作挠性体平衡之前, 一般先作刚性旋转体的平衡, 然后在一定真空的条件下进行挠性体平衡, 本手册只讨论刚性旋转体因结构原因使质量分布不均匀而引起的不平衡。

刚性旋转体的平衡分为两类: 静平衡 (长径比 $\frac{b}{d} < 0.2$ 、转速低时采用) 其目的在于平衡不平衡惯性力; 动平衡 (长径比大、转速较高时采用) 其目的在于平衡其不平衡的惯性力和力偶。

3.4.1 具有不规则形状的旋转构件平衡重力的确定

表 19-1-21

平衡种类	静 平 衡	动 平 衡
简 图		
平 衡 方 法	<p>1. 对转子进行形体分析, 定出各不平衡重力 G_1, G_2, G_3, \dots, 及其重心半径 r_1, r_2, r_3, \dots</p> <p>2. 算出各重径积值 $G_1 r_1, G_2 r_2, G_3 r_3, \dots$, 并将它们按某一比例尺 μ_w 用矢量 W_1, W_2, W_3, \dots 表示</p> $\mu_w = \frac{G_1 r_1}{W_1} \text{ (N} \cdot \text{cm/mm)}$ <p>3. 由平面共点力系的平衡条件:</p> $\vec{G}_1 r_1 + \vec{G}_2 r_2 + \vec{G}_3 r_3 + \dots + \vec{G}_P r_P = 0$ <p>或 $\vec{W}_1 + \vec{W}_2 + \vec{W}_3 + \dots + \vec{W}_P = 0$</p> <p>作封闭矢量多边形求出 W_P</p> <p>4. 按转子结构条件选定平衡重 G_P 的配置半径 r_P, 求出平衡重力</p> $G_P = \mu_w W_P / r_P$ <p>其方位平行于 W_P, 即与 G_1 方向呈 θ_P 角</p>	<p>1. 对转子进行形体分析, 选定两个平衡平面 I 和 II (应在两端支承附近), 定出不平衡重力 G_1, G_2, G_3, \dots, 重心半径 r_1, r_2, r_3, \dots 及其轴向位置 l_1, l_2, l_3, \dots</p> <p>2. 算出各重径积值 $G_1 r_1, G_2 r_2, G_3 r_3, \dots$, 利用平行力系平衡的条件将它们分解到平衡平面 I 和 II 上</p> $G_1' r_1 = \frac{l_1}{l} G_1 r_1; \quad G_2' r_2 = \frac{l_2}{l} G_2 r_2; \quad G_3' r_3 = \frac{l_3}{l} G_3 r_3$ $G_1' r_1 = G_1 r_1 - G_1'' r_1; \quad G_2' r_2 = G_2 r_2 - G_2'' r_2; \quad G_3' r_3 = G_3 r_3 - G_3'' r_3$ <p>3. 按比例尺 μ_w 用矢量 $W_1', W_2', W_3', \dots; W_1'', W_2'', W_3'', \dots$ 分别表示 $G_1' r_1, G_2' r_2, \dots; G_1'' r_1, G_2'' r_2, \dots$</p> <p>4. 由平衡平面 I 和 II 的平衡条件:</p> $W_1' + W_2' + W_3' + \dots + W_P' = 0$ $W_1'' + W_2'' + W_3'' + \dots + W_P'' = 0$ <p>作封闭矢量多边形求出 W_P', W_P'' 及其相位角 θ', θ''</p> <p>5. 按转子结构条件选定平衡重 G_P', G_P'' 的配置半径 r_P', r_P'', 求出平衡重:</p> $G_P' = \mu_w W_P' / r_P'; \quad G_P'' = \mu_w W_P'' / r_P''$ <p>其方位分别与 $G_1' r_1, G_1'' r_1$ 呈 θ', θ'' 角</p>

注: 计算时也可用质径积 mr 取代重径积 Gr 。

3.4.2 平面机构的平衡

平面机构中存在着质心作周期运动的构件，在高速运动中它们所产生的惯性力和惯性力偶的大小和方向均作周期性变化，形成动载荷而在机器的基础上引起振动。运动构件惯性力作用在机座上的合力称为振动力而产生在垂直于机构运动平面的、作用在机座上的惯性力偶矢则称为振动力偶。使振动力和振动力偶完全消失的措施就是机构的完全平衡；而使之减弱的措施是机构的部分（不完全）平衡。

平面机构平衡的方法有：①当机器有几个机构同时工作时，可将这些机构合理布置，使振动力达到完全或部分平衡（表 19-1-22）；②通过加平衡质量以改变构件的质量及分布情况，使振动力平衡（表 19-1-22）；③通过附加平衡装置（一般为齿轮惯性配重）使振动力及力偶平衡（表 19-1-22）。其中，加平衡质量的方法简单易行，较常采用，其基本思想是通过加平衡质量后，使机构的总质心固定不变。20 世纪 70 年代以来大多采用线性独立矢量法^[1,6]，用这种方法基本上只能获得振动力完全平衡，而极难达到振动力偶完全平衡。要使机构达到振动力完全平衡，需利用通路定理，即机构中任何一个构件都有一条通到机架的路径，在此路径上只经过转动副而没有移动副，不满足通路定理的机构不可能实现振动力完全平衡；单自由度 n 杆机构在满足通路定理的前提下，要实现振动力完全平衡应加的平衡质量数不得少于 $n/2$ 。

振动力偶的平衡比较复杂，要求不高的机构常只作振动力平衡，振动力完全平衡的机构，将可能使机构重量、运动副反力、振动力偶以及驱动力矩增大。因此，20 世纪 80 年代出现了以机构一个运动周期内的振动力偶及振动力的均方根最小值为优化目标的综合优化平衡^[1]、谐波平衡^[6]等；90 年代采用了用改变构件质量及其分布情况和附加平衡装置相结合的方法来获得振动力及振动力偶完全平衡的近 30 种具体机构。

振动力矩 M_z 是通过角动量原理给出其表达式的，其标量表达式为：

$$M_z = - \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^m m_i (x_i \dot{y}_i - y_i \dot{x}_i + k_i^2 \dot{\varphi}_i)$$

式中 $x_i, y_i; \dot{x}_i, \dot{y}_i$ 分别为构件 i 在固定坐标系中的坐标值和速度分量值； m_i, k_i 为构件 i 的质量和回转半径 $k_i^2 = J_{Si}/m_i$ ； $\dot{\varphi}_i$ 为构件 i 的角速度； m 为活动构件数。

要使机构的振动力偶完全平衡，也就是通过质量的合理配置使 $M_z = 0$ ，显然这是十分复杂的。以四杆机构为例，如设其已经过振动力完全平衡，则机构的振动力偶表达式可写为^[6]：

$$M_z = - \left[\sum_{i=1}^3 m_i (k_i^2 + r_i^2 - a_i r_i \cos \theta_i) \ddot{\varphi}_i \right] - 2m_2 a_1 r_2 \sin \theta_2 [\ddot{\varphi}_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - (\dot{\varphi}_1^2 - \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2) \cos(\varphi_1 - \varphi_2)] \quad (19-1-7)$$

式中 a_i, r_i 分别为 i 杆长度和质心距转动副的径矢； $\theta_i = (\vec{r}_i, \vec{a}_i)$ 为质心径矢 \vec{r}_i 与构件矢量 \vec{a}_i 间的夹角（图 19-1-9）； $\varphi_i, \dot{\varphi}_i, \ddot{\varphi}_i$ 分别为 i 杆位置角、角速度和角加速度。

由式 (19-1-7) 可见：要使机构振动力偶完全平衡，即 $M_z = 0$ ，则应使机构在振动力已完全平衡的前提下，满足下列条件。

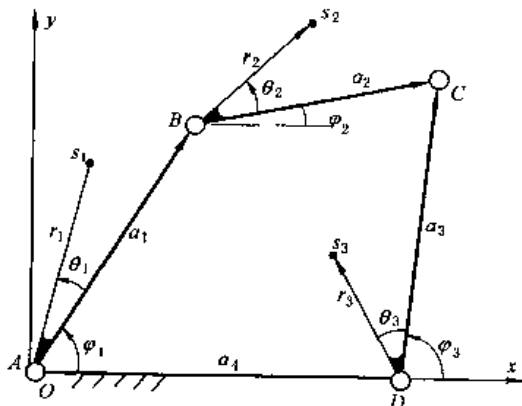


图 19-1-9

① $\theta_2 = 0$ ，连杆 2 的质心在连杆线 BC 上； $\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_3 = 0$ ，即所有构件均作匀速转动。只有平行四边形机构能满足这个条件。

② $\theta_2 = 0, \ddot{\varphi}_1 = 0$ ；且 $\ddot{\varphi}_2 = -\ddot{\varphi}_3, m_1(k_1^2 + r_1^2 - 2a_1 r_1 \cos \theta_1) = m_3(k_3^2 + r_3^2 - 2a_3 r_3 \cos \theta_3)$ ；只有 $a_1 = a_4, a_2 = a_3$ 的菱形机构能满足这个条件。

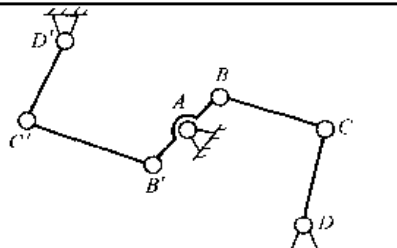
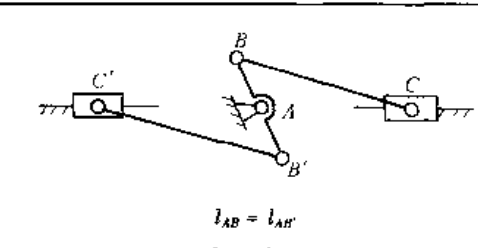
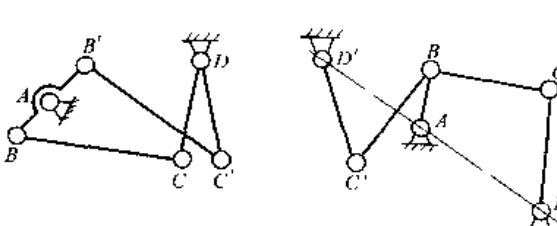
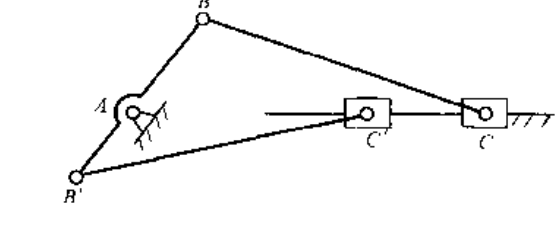
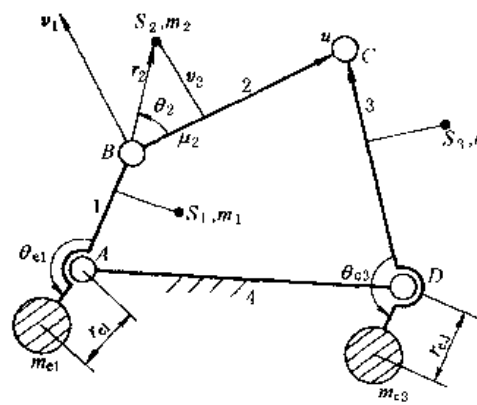
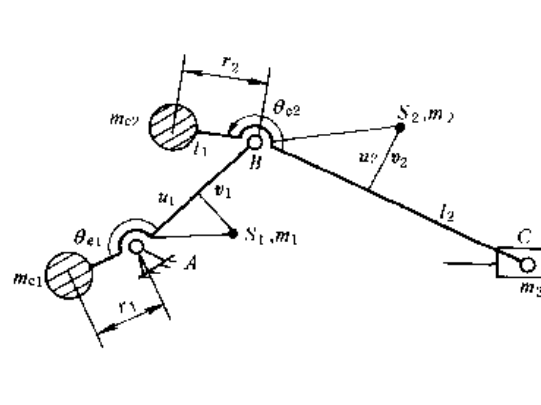
以上分析说明机构要通过加平衡质量来实现振动力偶完全平衡是困难的；但是可以通过以下措施来减小机构的振动力偶：
①使输入构件作匀速转动， $\ddot{\varphi}_1 = 0$ ；
②使连杆的质心位于铰 B, C 的连线上， $\theta_2 = 0$ 或 $\theta_2 = \pi$ ；
③任何构件的质量分布都是一个物理摆，即 $k_i^2 + r_i^2 - 2a_i r_i \cos \theta = 0$ 。

当满足不了上述条件，而要实现机构振动力偶完全平衡时，则应在连架副 A, D 处加装齿轮惯性配重的附加平衡装置。

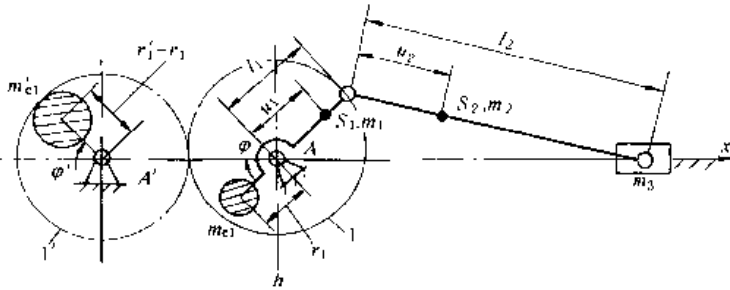
要进行平面机构的平衡，通常是第一步将构件设计成物理摆，第二步实现振动力的完全平衡，第三步添加惯性配重来实现振动力偶的完全平衡或部分平衡。

关于多杆机构的振动力及振动力偶的平衡可参阅文献[7,8]。关于平面四杆机构的综合优化平衡,请参阅文献[1]。

表 19-1-22 平面四杆机构的平衡

合理布置机构	 <p style="text-align: center;"> $l_{AB} = l_{A'B'}, l_{BC} = l_{B'C'},$ $l_{CD} = l_{C'D'}, l_{AD} = l_{A'D'}$ </p>	 <p style="text-align: center;"> $l_{AB} = l_{A'B'}$ $l_{BC} = l_{B'C'}$ </p>
振动力部分平衡	 <p style="text-align: center;"> $l_{AB} = l_{A'B'}, l_{BC} = l_{B'C'},$ $l_{CD} = l_{C'D'}$ </p> <p style="text-align: center;"> $l_{BC} = l_{B'C'}, l_{CD} = l_{C'D'},$ $l_{AD} = l_{A'D'}$ </p>	 <p style="text-align: center;"> $l_{BC} = l_{B'C'}$ </p>
加平衡质量	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="width: 45%;">  <p>平衡质量大小及位置:</p> $m_{e1} = \frac{\sqrt{[l_2 u_1 m_1 + l_1(l_2 - u_2)m_2]^2 + (l_2 v_1 m_1 + l_1 v_2 m_2)^2}}{l_2 r_{e1}}$ $\tan \theta_{e1} = (l_2 v_1 m_1 + l_1 v_2 m_2) / [l_2 u_1 m_1 + l_1(l_2 - u_2)m_2]$ $m_{e3} = \frac{\sqrt{(l_3 u_2 m_2 + l_2 u_3 m_3)^2 + (l_3 v_2 m_2 + l_2 v_3 m_3)^2}}{l_2 r_{e3}}$ $\tan \theta_{e3} = (l_3 v_2 m_2 + l_2 v_3 m_3) / (l_3 u_2 m_2 + l_2 u_3 m_3)$ <p>$l_i, m_i (i=1, 2, 3, \dots)$ 分别为构件 i 的长度、质量; u_i, v_i, θ_i 为质心 S_i 在所属构件坐标系的坐标和方位角。质心 S 在转动副连线上时只需令各式中 $v=0$</p> </div> <div style="width: 45%;">  <p>在 r_2 端加 m_{e2} 使 m_{e2}, m_2, m_3 总质心在 B 点:</p> $m_{e2} = \frac{\sqrt{(m_2 u_2 + m_3 l_2)^2 + (m_2 v_2)^2}}{r_2}$ $\tan \theta_{e2} = m_2 v_2 / (m_2 u_2 + m_3 l_2)$ <p>加在 r_1 端的平衡质量:</p> $m_{e1} = \frac{\sqrt{[u_1 m_1 + (m_{e2} + m_2 + m_3) l_1]^2 + (r_1 m_1)^2}}{r_1}$ $\tan \theta_{e1} = (r_1 m_1) / [u_1 m_1 + (m_{e2} + m_2 + m_3) l_1]$ </div> </div>	

振动力平衡



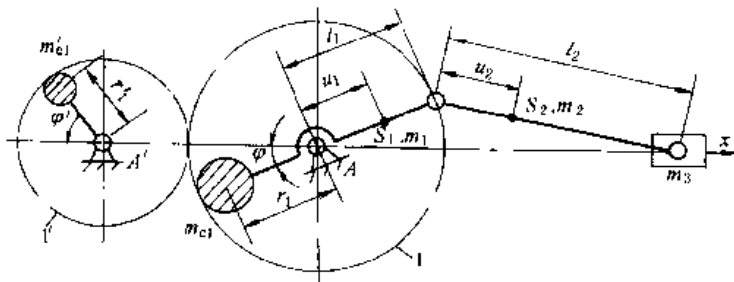
平衡质量

$$m_{e1} = \left[\left(\frac{l_2 - u_2}{l_2} \right) m_2 + \frac{u_1}{l_1} m_1 + 0.5 \left(\frac{u_2}{l_2} m_2 + m_3 \right) \right] \frac{l_1}{r_1}$$

$$m'_{e1} = 0.5 \left(\frac{u_2}{l_2} m_2 + m_3 \right) \frac{l_1}{r_1}$$

齿轮 1、1' 的齿数 $Z_1 = Z'_1$ ，两平衡质量与水平轴的夹角 $\varphi' = \varphi$ ，且分别位于轴上、下两侧。可将移动质量一阶惯性力完全平衡

附加平衡装置



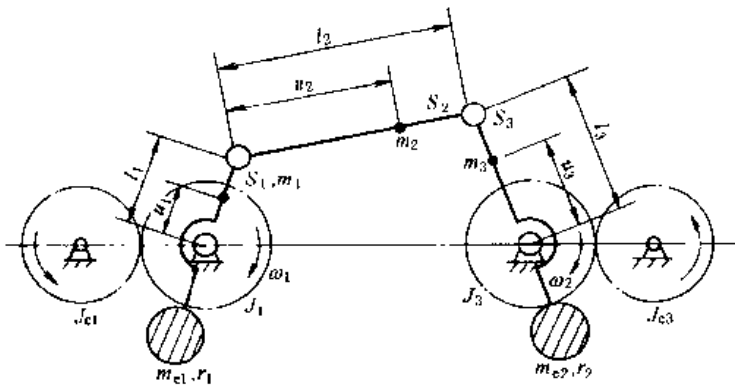
平衡质量

$$m_{e1} = \left[\left(\frac{l_2 - u_2}{l_2} \right) m_2 + \frac{u_1}{l_1} m_1 + \frac{u_2}{l_2} m_2 + m_3 \right] \frac{l_1}{r_1}$$

$$m'_{e1} = \frac{1}{4} \left(\frac{u_2}{l_2} m_2 + m_3 \right) \frac{l_1^2}{l_2 r_1^2}$$

齿轮 1、1' 的齿数 $Z_1 = 2Z'_1$ ， m_{e1} 、 m'_{e1} 与水平轴的夹角 $\varphi' = 2\varphi$ ，分别位于轴上、下两侧。可平衡移动质量一、二阶惯性力，但垂直方向有不平衡惯性力

振动力、振动力偶的完全平衡



平衡质量

$$m_{e1} = \frac{m_2 l_1 (l_2 - u_2) + m_1 l_2 u_1}{l_2 r_1}$$

$$m_{e2} = \frac{m_3 l_2 u_3 + m_2 l_3 u_2}{l_2 r_3}$$

连杆 BC 结构满足物理摆条件

$$k_2^2 = u_2 (l_2 - u_2)$$

分别设置与两连架杆转速比为 i_a ，反向转动的转动惯量 J_{a1}

$$J_{a1} = [m_i (k_i^2 + r_i^2 + l_i r_i) + J_i] / i_a$$

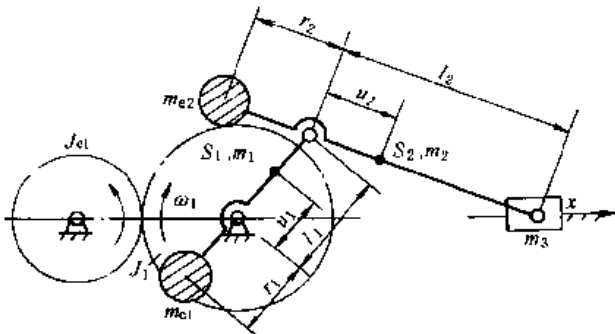
$i = 1, 3$; J_i 为齿轮 i 的转动惯量

平衡质量: $m_{e2} = (m_2 u_2 + m_3 l_2) / r_2$

$$m_{e1} = [(m_{e2} + m_2 + m_3) l_1 + m_1 u_1] / r_1$$

设置与曲柄轴联轴齿轮成传动比为 i_a 的反向转动的转动惯量配重 J_{a1}

$$J_{a1} = [m_1 (k_1^2 + r_1^2 + l_1 r_1) + J_1] / i_a$$



4 单自由度机器的动力分析

机器的动力分析以力和能的分析为基础, 解决下列基本问题: (1) 确定机器所传递的力和功; (2) 确定机器在给定质量分布情况和外力作用下的真实运动; (3) 机器速度的调节。

4.1 机器的运动过程和运动方程式

机器的整个运动 (常以主轴代表) 可以分为三个阶段, 如图 19-1-10 所示。

在起动阶段, 机器存在着较大的加速度以及由其惯性所引起的附加动载荷, 很容易引起机件的损坏, 因而对于惯性大的机器应仔细地考虑其起动方式, 并设置相应的装置。

在稳定运动阶段, 机器主轴的运动速度为常数, 即匀速运动, 如图 19-1-10 中曲线 1 所示 (例如电动机、鼓风机等), 或在其正常工作速度相对应的平均值 ω_m 的上下作周期性 (周期为 t_c) 变动, 即变速运动, 如图 19-1-10 中曲线 2 所示 (例如各种活塞式原动机和工作机)。这是机器的正常工作阶段, 其运动特性应满足工作机械的要求。

在停车阶段, 为了缩短停车时间往往在机器中设置制动装置。

机器在运动过程中的功能关系可用下列运动方程式表示

$$A_c - A_z - A_m \pm A_G = E_2 - E_1 \quad (19-1-8)$$

式中 A_c ——在时间间隔 $t_2 - t_1$ 内驱动力 P_c 所作的功;

A_z ——在时间间隔 $t_2 - t_1$ 内生产阻力 P_z 所作的功;

A_m ——在时间间隔 $t_2 - t_1$ 内摩擦阻力 P_m 等所作的功;

A_G ——在时间间隔 $t_2 - t_1$ 内所有构件重力所作的功; 有时为正, 取 “+” 号, 有时为负, 取 “-” 号;

E_2 ——机器在 t_2 时所具有的总动能, $E_2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k (m_i v_{ci_2}^2 + J_{ci_2} \omega_{i_2}^2)$;

E_1 ——机器在 t_1 时所具有的总动能, $E_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k (m_i v_{ci_1}^2 + J_{ci_1} \omega_{i_1}^2)$;

$v_{ci_2}(\omega_{i_2})$ ——在 t_2 时第 i 个构件质心的线速度 (第 i 个构件的角速度);

$v_{ci_1}(\omega_{i_1})$ ——在 t_1 时第 i 个构件质心的线速度 (第 i 个构件的角速度)。

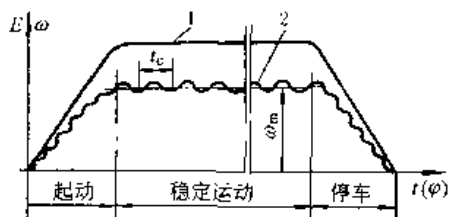


图 19-1-10

4.2 机器运动方程的求解

在求解给定质量分布情况和外力作用下的机构运动问题时, 可将机构简化为一个与机架相连的转化构件 (转动或移动) 的二构件转化机构。为此, 必须: ① 将所有作用在原机构上的驱动力和阻力等, 按做功相等原则, 用一个作用在转化构件的转化点上的等功力 P_{dq} (或等功力矩 M_{dq}) 代替; ② 将原机构所有构件的质量和转动惯量, 按动能相等原理, 用一个转化到转化构件上的等能质量 m_{dn} (或等能转动惯量 J_{dn}) 来代替。然后用机器的运动方程式求解其运动。计算公式见表 19-1-23。运动方程的应用举例见表 19-1-24。

4.3 机器周期性速度波动的调节和飞轮设计

机器的非周期性速度波动, 可由自动调节装置调节力能来源获得稳定运动。

当机器在一个运动循环内的输入能量 (驱动功) 等于输出能量 (阻抗功), 而在任一时间间隔内它们并不相等时, 将产生周期性速度波动。因此, 凡是在一个运动循环内, 输入或输出能量有较大的周期性变化的机器, 均应装设飞轮, 以便当能量有盈余时为飞轮所吸收而储存起来, 而当能量有亏损时由飞轮将积蓄的能量放出给予补偿。飞轮具有以下功能:

- ① 减小机器主轴的速度波动 (但不能消除; 减小的程度视飞轮的惯量与转速的高低而异);
- ② 用较小功率的原动机带动瞬时需要较大功率的工作机;
- ③ 帮助机器起动和渡过死点。

随着材质的提高与发展, 飞轮的允许转速和储存的能量将显著提高, 飞轮可望像蓄电池那样, 作为短途交通运输工具的动力源, 这对减少空气污染等均是有利的。近年来又出现了无轮辐的钢丝飞轮。

表 19-1-23

机器的运动方程

<p>原机构</p>	<p>(a)</p>	<p>F_i, M_i——作用在原机构上的第 i 个力、力矩; m_i, J_i——原机构中第 i 个构件的质量、对其质心的转动惯量; v_i, ω_i——F_i 力作用点的速度, M_i 作用所在构件的角速度; v_{ci}——第 i 个构件质心的速度</p>	<p>没有转化点的转化机构</p>	<p>(d)</p>
<p>转化机构</p>	<p>具有转化点的转化机构</p> <p>(b)</p>	<p>移动转化机构</p> <p>(c)</p>	<p>没有转化点的转化机构</p>	
<p>等功力 F_{dq} 或等功力矩 M_{dq}</p>	<p>等功力(矩)是作用在转化机构的转化构件上的一个假想力(矩);在所研究的可能位移中,等功力对转化构件所作的功,恒等于原来各力(矩)作用在原机构的相应构件上所作功之和</p> <p>对于图 b、c 所示转化机构常采用等功力</p> $F_{dq} = \sum_{i=1}^k F_i \left(\frac{v_i}{v_d} \right) \cos(\widehat{F_i, v_d}) + \sum_{i=1}^k M_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_d} \right) \cos(\widehat{M_i, \omega_i}) \quad (1)$ <p>对于图 d 所示转化机构常采用等功力矩</p> $M_{dq} = \sum_{i=1}^k F_i \left(\frac{v_i}{\omega_d} \right) \cos(\widehat{F_i, v_i}) + \sum_{i=1}^k M_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_d} \right) \cos(\widehat{M_i, \omega_i}) \quad (2)$ <p>将驱动力(矩)或生产阻力(矩)、惯性力(矩)和重力均包括在内时,所求得的等功力(矩)与用动态静力学或速度杠杆法求得的平衡力 F_p (力矩 M_p) 等值而反向 也可以将外力按类(驱动力、生产阻力、惯性力等)分别求出其相应的等功力(矩)</p>			

转化机构中等能质量或等能转动惯量所具有的动能之和, m_{eq} 和 J_{eq} 同样是转化构件所具有的一个假想质量和转动惯量

对于上图所示转化机构常采用等能转动惯量

$$J_{eq} = \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{v_{oi}}{\omega_d} \right)^2 + \sum_{i=1}^k J_{oi} \left(\frac{\omega_i}{\omega_d} \right)^2 \quad (4)$$

(3)

对于上图所示转化机构常采用等能质量

$$m_{eq} = \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{v_{oi}}{v_d} \right)^2 + \sum_{i=1}^k J_{oi} \left(\frac{\omega_i}{v_d} \right)^2$$

等能质量 m_{eq} 或等能转动惯量 J_{eq}

F_{dq} 、 M_{dq} 、 m_{eq} 、 J_{eq} 是一个假想的力(矩)和质量(转动惯量), 是速度比的函数, 因而是原动件位置的函数, 而与原动件的真实速度无关, 是用来研究机器功能问题的一种手段, 而不是原机构中所有外力的合力(矩)和所有构件质量(转动惯量)的总和; 所以不能用它们来进行机构的力计算、平衡计算和求总惯性力(矩)。例题见表 19-1-24 例 1

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_{dq} d\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{dq} - M_{dq}) d\varphi = \frac{1}{2} [J_{eq}(\varphi_2)\omega_2^2 - J_{eq}(\varphi_1)\omega_1^2] \quad (6)$$

(5)

$$\int_{s_1}^{s_2} F_{dq} ds = \int_{s_1}^{s_2} (F_{dq} - F_{dq}) ds = \frac{1}{2} [m_{eq}(s_2)v_2^2 - m_{eq}(s_1)v_1^2]$$

以动能形式表达

$$M_{dq} = M_{dq} - M_{dq} = J_{eq} \frac{d\omega_d}{dt} + \frac{\omega_d^2}{2} \frac{dJ_{eq}}{d\varphi} = \frac{1}{2} \frac{d(J_{eq}\omega_d^2)}{d\varphi} \quad (8)$$

(7)

$$F_{dq} = F_{dq} - F_{dq} = m_{eq} \frac{dv_d}{dt} + \frac{v_d^2}{2} \frac{dm_{eq}}{ds} = \frac{1}{2} \frac{d(m_{eq}v_d^2)}{ds}$$

以力或力矩形式表达

用分析法(当原始数据以某种函数形式给出时)或图解法(当原始数据以线图或数值形式给出时), 按给定初始条件求解运动方程中的某一方程, 便可求解机构的真实运动; 假如, 在一般情况下, 给定机器的驱动力和阻抗力的变化规律以及质量分布情况, 即可求出机器主轴的角位移、角速度、角加速度和起、制动时间等过渡过程问题; 反之给定了作用力及运动的变化情况, 可以求出机器各质量的配置情况, 如飞轮设计问题等。由于情况的多变性, 方程的解并非在任何条件下均可得出, 因此不予赘述。详见文献[1.3.8.9]。

这组通过表 19-1-24 例 2.3 说明其原理

式中 F_{dq} 、 M_{dq} 、 F_{dq} 、 M_{dq} ——分别为所有驱动力(矩)、阻力(矩)的等功力(矩);

φ, s ——转化构件的转角、转化点的位移;

ω_d, v_d ——转化构件的角速度、转化点的线速度;

$(\widehat{F_{dq}}), (\widehat{M_{dq}})$ —— F_c 与 \vec{M}_c 的夹角

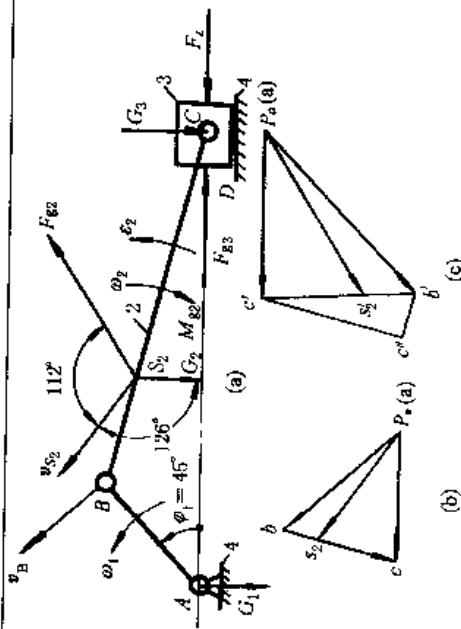
注: 1. 解题时, 只需根据具体情况简化为表中的一种转化机构。解题可用微分、积分、差分、图解等方法进行。

2. 也可将某一构件的质量或某一个作用力个别地转化到转化构件上去, 求出其相应的等能质量或等功力。

对于转化机构机器的运动方程式

表 19-1-24

已知条件	求解	方法	数值
例 1 $\omega_1 = 200\text{s}^{-1}$, $L_{AB} = 75\text{mm}$, $L_{BC} = 200\text{mm}$, $L_{S_2} = 60\text{mm}$ $G_1 = 100\text{N}$ 重心在 回转轴上 $G_2 = 50\text{N}$ $G_3 = 40\text{N}$ $J_{S_1} = 0.006\text{kg}\cdot\text{m}^2$ $J_{S_2} = 0.02\text{kg}\cdot\text{m}^2$ $F_1 = 1000\text{N}$	当 $\varphi_1 = 45^\circ$ 时 (1) 转化在 转化构件的转 化点 B 上的 m_{db} 和 F_{dq} ; (2) 转化在 没有转化点的 转动构件 AB 上 的 J_{dn} 和 M_{dq}	1. 用比例尺 $\mu_l = 0.004\text{m/mm}$ $\mu_v = 0.75 \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}$; $\mu_a = 100 \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}$ 分别画出机构运动简图 a、速度图 b 和加速 度图 c, 求得: $v_B = 15\text{m/s}$, $v_C = P\varphi\mu_v = 13.5\text{m/s}$ $v_{S_2} = \overline{P}\varphi_2\mu_v = 13.5\text{m/s}$, $\omega_2 = 56.25\text{s}^{-1}$ $a_B = \omega_1^2 L_{AB} = 3000\text{m/s}^2$, $a_C = P\varphi_c\mu_a = 2300\text{m/s}^2$ $a_{S_2} = \overline{P}\varphi_2\mu_a = 2650\text{m/s}^2$, $\varepsilon_2 = 10^4\text{s}^{-2}$ 惯性力 $F_\varphi = \frac{G_3}{g} = 9378\text{N}$ $F_\varphi = \frac{G_2}{g} a_{S_2} = 13507\text{N}$, $M_\varphi = J_{S_2} \varepsilon_2 = 200\text{N}\cdot\text{m}$	2. 转化机构为具有转化点的转动构件时, 转化点 B 上的 F_{dq} 及 m_{db} 由表 19-1-23 公式求得: $F_{dq} = F_\varphi \frac{v_C}{v_B} \cos 112^\circ + M_\varphi \frac{\omega_2}{v_B} + G_2 \frac{\omega_2}{v_B} \cos 126^\circ + (F_\varphi - F_1) \frac{v_C}{v_B} \cos 180^\circ = 13507 \times \frac{13.5}{15} (-0.3746) + 200 \times \frac{56.25}{15} + 50 \times \frac{13.5}{15} \times (-0.5878) - (9378 - 1000) \times \frac{13.5}{15} = -11370\text{N}$ (即 F_{dq} 与 v_B 反向) $m_{dn} = J_{S_1} \left(\frac{\omega_1}{v_B}\right)^2 + G_2 \left(\frac{v_{S_2}}{v_B}\right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{v_B}\right)^2 + G_3 \left(\frac{v_C}{v_B}\right)^2$ $= 0.006 \left(\frac{200}{15}\right)^2 + \frac{50}{9.8} \times \left(\frac{13.5}{15}\right)^2 + 0.02 \times \left(\frac{56.25}{15}\right)^2 + \frac{40}{9.8} \times \left(\frac{13.5}{15}\right)^2 = 8.7867\text{kg}$
	3. 转化机构为没有转化点的转动构件时, 转化构件 AB 上的 M_{dq} 及 J_{dn} 由表 19-1-23 公式求得: $M_{dq} = F_\varphi \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1}\right) \cos 112^\circ + M_\varphi \frac{\omega_2}{\omega_1} + G_2 \frac{v_{S_2}}{\omega_1} \cos 126^\circ + (F_\varphi - F_1) \frac{v_C}{\omega_1} \cos 180^\circ = 13507 \times \left(\frac{13.5}{200}\right) (-0.3746) + 200 \times \left(\frac{56.25}{200}\right) + 50 \times \left(\frac{13.5}{200}\right) \times (-0.5878) - (9378 - 1000) \times \frac{13.5}{200} = -853\text{N}\cdot\text{m}$ (即 M_{dq} 与 ω_1 反向) $J_{dn} = J_{S_1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + G_2 \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1}\right)^2 + G_3 \left(\frac{v_C}{\omega_1}\right)^2$ $= 0.006 + 0.02 \times \left(\frac{56.25}{200}\right)^2 + \frac{50}{9.8} \times \left(\frac{13.5}{200}\right)^2 + \frac{40}{9.8} \times \left(\frac{13.5}{200}\right)^2 = 0.0494\text{kg}\cdot\text{m}^2$	处理工程问题时, 2.3 二种情况均需做一种即可	



续表

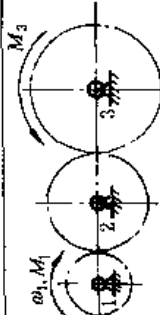
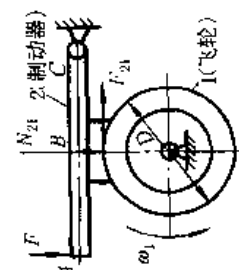
已知条件	求解	方法	数值
<p>例 2 驱动力矩 $M_1 = 80\text{N}\cdot\text{m}$, 生产阻力矩 $M_3 = 100\text{N}\cdot\text{m}$, 各轮齿数 $z_1 = 20$, $z_2 = 30$, $z_3 = 40$, 各轮的转动惯量分别为:</p> <p>$J_1 = 0.1\text{kg}\cdot\text{m}^2$ $J_2 = 0.225\text{kg}\cdot\text{m}^2$ $J_3 = 0.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$</p>	<p>轮 1 在运动开始后 0.5s 的 ω_1 及 ε_1</p>	<p>此机构为定轴转动机构, 其转化机构可视为由齿轮和机架组成的单自由度没有转化点的转化机构</p> <p>1. 求出转化到轴 1 上的等效转动惯量 J_{ω} 及等功力矩 M_{ω}:</p> $J_{\omega} = J_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 = J_1 + J_2 \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 + J_3 \left(\frac{z_1}{z_3} \right)^2$ $= 0.1 + 0.225 \left(\frac{20}{30} \right)^2 + 0.4 \left(\frac{20}{40} \right)^2 = 0.3\text{kg}\cdot\text{m}^2$ $M_{\omega} = M_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right) + M_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) + M_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right) = 80 + 0 - 100 \times \frac{20}{40} = 30\text{N}\cdot\text{m}$ <p>2. 求解运动: 按表 19-1-23 式 (8), 由于齿轮机构的 J_{ω} 为常量, 故式中 $\frac{dJ_{\omega}}{d\varphi} = 0$, $\therefore M_{\omega} = J_{\omega}\varepsilon_1$</p> <p>$\therefore$ 角加速度 $\varepsilon_1 = \frac{M_{\omega}}{J_{\omega}} = \frac{30}{0.3} = 100\text{s}^{-2}$, 0.5s 时的角速度 $\omega_1 = \omega_0 + \varepsilon_1 t = 0 + 100 \times 0.5 = 50\text{s}^{-1}$</p>	
<p>例 3 $F = 200\text{N}$; 飞轮 1 的转动惯量 $J_1 = 4\text{kg}\cdot\text{m}^2$; $D = 0.2\text{m}$; $I_{AC} = 0.5I_{BC}$; 轮缘与杆的摩擦因数 $\mu = 0.2$, 制动前飞轮的 $\omega_1 = 100\text{s}^{-1}$</p>	<p>若不计算轴承中的摩擦, 求由制动开始到轮完全静止所需的时间 t 和在此期间飞轮转过的转数 n</p>	<p>杆与轮缘间的正压力 $N_{21} = \frac{FL_{AC}}{L_{BC}} = \frac{200 \times 1}{0.5} = 400\text{N}$</p> <p>杆与轮缘间的摩擦力 (制动力) $F_{21} = \mu N_{21} = 0.2 \times 400 = 80\text{N}$</p> <p>制动力矩 $M = F_{21} \times \frac{D}{2} = 80 \times \frac{0.2}{2} = 8\text{N}\cdot\text{m}$; 此时, $M_{\omega} = -M$</p> <p>由于 J_{ω} 为常量, 表 19-1-23 式 (8) 可改写为 $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{-M}{J_1} = \frac{-8}{4} = -2\text{s}^{-2}$</p> <p>为等减速运动, 求出制动时间 $t = \frac{\omega_1 - \omega_1}{\varepsilon_1} = \frac{0 - 100}{-2} = 50\text{s}$</p> <p>飞轮制动转过的转角 φ 与转数 n 为: $n = \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{\omega_1 t + \frac{1}{2} \varepsilon_1 t^2}{2\pi} = \frac{100 \times 50 - \frac{1}{2} \times 2 \times 50^2}{2\pi} = 398$</p>	

表 19-1-25 各种机器允许的速度不均匀系数 δ_p [3, 6, 10]

机器种类	δ_p	机器种类	δ_p	机器种类	δ_p	机器种类	δ_p	机器种类	δ_p
破碎机	$\frac{1}{5} \sim \frac{1}{20}$	农业机械	$\frac{1}{10} \sim \frac{1}{50}$	金属切削机床	$\frac{1}{30} \sim \frac{1}{50}$	织布机、磨面机、造纸机	$\frac{1}{40} \sim \frac{1}{50}$	交流发电机	$\frac{1}{125} \sim \frac{1}{150}$
矿井电动起重 机, 柴油机驱动的 活塞式压缩机	$\frac{1}{7} \sim \frac{1}{10}$	驱动螺旋桨用的船用 发动机	$\frac{1}{20} \sim \frac{1}{150}$	具有电力传动 的船用、内燃机 用发动机	$\frac{1}{20} \sim \frac{1}{100}$	纺纱机	$\frac{1}{60} \sim \frac{1}{100}$	小汽车用汽油 机	$\frac{1}{200} \sim \frac{1}{300}$
冲床、剪床、活 塞泵、混凝土搅拌 机	$\frac{1}{7} \sim \frac{1}{30}$	印刷机、磨 粉机	$\frac{1}{20} \sim \frac{1}{50}$	泵、鼓风机	$\frac{1}{30} \sim \frac{1}{50}$	内燃机驱动的 发电机	$\frac{1}{150} \sim \frac{1}{200}$	航空发动机	$\frac{1}{200} \sim \frac{1}{300}$
轧钢机	$\frac{1}{10} \sim \frac{1}{12}$	汽车、拖拉 机	$\frac{1}{20} \sim \frac{1}{60}$	电动机	$\frac{1}{30} \sim \frac{1}{40}$	直流 发电机	$\frac{1}{70} \sim \frac{1}{80}$	冲击类型机械 电机额定较差率 $S_N = 0.02 \sim 0.04$ $S_M = 0.05 \sim 0.08$ $S_N = 0.08 \sim 0.13$	0.10 0.15 0.20
	驱动的 活塞式 压缩机			$\frac{1}{80}$	带传动		$\frac{1}{100} \sim \frac{1}{150}$		
	弹性联接			$\frac{1}{100} \sim \frac{1}{150}$	直联		$\frac{1}{250} \sim \frac{1}{300}$		
大型				刚性联接	$\frac{1}{100} \sim \frac{1}{150}$	用于电车			

注：原动机与工作机之间用刚性联接时取较小的 δ_p 值，弹性联接时取较大值。

4.3.1 机器主轴的平均角速度 ω_m 与速度不均匀系数 δ

主轴的平均角速度 ω_m 有两种表达方式:

(1) 算术平均值 (工程上常用)

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad (19-1-9)$$

式中 ω_{\max} 、 ω_{\min} ——在一个运动循环中的最大和最小角速度值。

(2) 实际平均值

瞬时角速度 ω 为构件转角 φ 的函数时:

$$\omega_m = \frac{1}{\varphi} \int_0^{\varphi} \omega(\varphi) d\varphi \quad (19-1-10)$$

瞬时角速度 ω 为时间 t 的函数时:

$$\omega_m = \frac{1}{t} \int_0^t \omega(t) dt \quad (19-1-11)$$

速度不均匀系数 δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \quad (19-1-12)$$

式中 δ 表示单位平均角速度内的角速度变化率, δ 小, 机器的速度波动小。各类机器的许用速度不均匀系数 δ_p 值可参考表 19-1-25; 设计飞轮时应使 $\delta < \delta_p$ 。

选取 δ 值的原則: ① 保证工作质量; ② 不选取过小的 δ , 以免飞轮过大, 经济性差; ③ 如用电动机驱动工作机, 应考虑电动机的特性, 速度波动不应超出电动机的极限转差率。

最大、最小角速度 ω_{\max} 、 ω_{\min} , 算术平均角速度 ω_m 和速度不均匀系数 δ 之间存在下列关系:

$$\omega_{\max} = \omega_m \left(1 + \frac{\delta}{2} \right) \quad (19-1-13)$$

$$\omega_{\min} = \omega_m \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad (19-1-14)$$

$$\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2 = 2\delta\omega_m^2 \quad (19-1-15)$$

4.3.2 飞轮设计

在机器设计基本完成后进行飞轮设计, 其任务是根据机器的功、能变化情况 (用盈亏功 A_d 或动能增量 ΔE 表示)、机器所要求的速度不均匀系数 δ 和飞轮所在轴的转速 n_f , 求出飞轮的转动惯量 J_f 或飞轮矩 GD^2 , 从而定出飞轮的尺寸。

(1) 飞轮的设计步骤 (见表 19-1-26)

已知条件: ① 转化到转化构件上的驱动力矩曲线: $M_{dgc}(\varphi)$ ——内燃机、蒸汽机等;

$M_{dgc}(\omega)$ ——电动机、涡轮机等;

② 转化到转化构件上的阻抗力矩曲线: $M_{dgc}(\varphi)$ ——曲柄滑块机构型的泵、压缩机、锻压机械、剪切机、金属切削机床等;

$M_{dgc}(\omega)$ ——鼓风机、离心泵等;

$M_{dgc}(t)$ ——轧钢机等。

③ 转化到转化构件上的转动惯量 J_{0c} 。

④ 机器所要求的速度不均匀系数 δ_p , 由机器的工作要求参考表 19-1-25 确定。

⑤ 机器中安装飞轮的轴的转速 n_f : 由机器的整体布置及运动学计算确定, 但不宜装在低速轴上。

所需飞轮转动惯量 J_f 的求解, 可借助于机械系统的动力学分析, 即用试凑法令 $J_{dn} = J_0 + J_f$ 代入表 19-1-23 中的公式 (6) 或 (8), 求出 ω_{\max} 、 ω_{\min} , $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_m$, 验算是否满足 $\delta < \delta_p$, 如不满足则变更 J_f (J_0 是固定值), 再进行计算, 直至 $\delta < \delta_p$, 这时的 J_f 值便是所需的飞轮转动惯量。这种方法精度高、通用性强。在计算机技术发达的今天, 这种方法已被广泛应用。

表 19-1-26

飞轮的设计步骤

步骤	内 容 与 公 式	说 明
1	确定机器的最大盈亏功 A_d 或动能增量 ΔE	参见表 19-1-27 ~ 表 19-1-30
2	由下列基本公式确定飞轮的转动惯量 J_f : $J_f = \frac{A_d}{\delta\omega_f^2} - J_0 \text{ 或 } J_f = \frac{91.19A_d}{\delta n_f^2} - J_0$ $J_f = \frac{\Delta E}{\delta\omega_f^2} - J_0 \text{ 或 } J_f = \frac{91.19\Delta E}{\delta n_f^2} - J_0$	J_f —— 飞轮转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{cm}^2$ A_d —— 最大盈亏功, $\text{N}\cdot\text{cm}$ ω_f, n_f —— 飞轮轴的角速度 (s^{-1}) 及转速 (r/min) J_0 —— 机器中定轴匀速转动构件转化到飞轮轴上的转动惯量
3	由飞轮材料、工艺方法、结构所决定的允许线速度 v_p 定出飞轮的计算直径: $D \leq \frac{60 \times 100 v_p}{\pi n_f} \approx \frac{1910 v_p}{n_f}$ (cm)	v_p —— 飞轮的允许圆周速度, m/s , 见表 19-1-31
4	定出飞轮的飞轮矩 GD^2 及飞轮各部分尺寸, 必要时进行强度校核	按结构型式, 参照表 19-1-31 有关公式及说明

表 19-1-27

$M_{dgc}(\varphi) - M_{dgr}(\varphi)$ 型机器中 A_d 的求法

步骤	内 容 与 方 法	说 明
1	在 $\omega = \omega_n$ 的条件下, 作出机构的运动分析, 求出惯性力, 将驱动力(矩)、重力和惯性力一起用等功力矩法或速度杠杆法, 作出转化构件在一系列转角 φ 时的等功驱动力矩值并画出曲线 $M_{dgc} + M_{dgr} = M_{dr}^*(\varphi)$	方法见表 19-1-11、表 19-1-12 及表 19-1-23 $M_{dgc}(\varphi)$ 与 $M_{dgr}(\varphi)$ 曲线见本表图 $M_{dr}^*(\varphi)$ 表示计入惯性力的等功驱动力矩 $M_{dgr}(\varphi)$ 为惯性力的等功力矩
2	用步骤 1 的方法作出阻力矩的等功阻力矩曲线 $M_{dgr}(\varphi)$; 当不要求很精确时, 可认为等功阻力矩为常量: $M_{dgr} = \frac{1}{2k\pi} \int_0^{2k\pi} M_{dgr}(\varphi) d\varphi \quad (\text{N}\cdot\text{cm})$	转角比例尺: $\mu_\varphi = \frac{2k\pi}{af} \times \frac{\text{rad}}{\text{mm}}$ 力矩比例尺: $\mu_M = \frac{\text{N}\cdot\text{cm}}{\text{mm}}$; 在不精确的计算中, 求 $M_{dgc}(\varphi)$ 曲线时, 可不计入重力及惯性力
3	用能量指示图确定最大盈亏功 A_d : 求出 $M_{dr}^*(\varphi)$ 与 $M_{dgr}(\varphi)$ 曲线间所包围的阴影面积 f_1, f_2, \dots, f_n 的大小, 按比例分别用矢量 $\vec{ab}, \vec{bc}, \dots$ 代表 f_1, f_2, \dots (f 为正时矢量向上, 反之, 矢量向下), 将其依次首尾相接作出如图右侧所示的能量指示图。由图可见 c 点最高, b 点最低, 故最大盈亏功在 b, c 之间, 即 $A_{dmax} = \mu_M \mu_\varphi f_2 = \mu_M \mu_\varphi (f_4 - f_3 - f_5 - f_1)$	f_1, f_2, \dots 分别代表各段时间间隔内的盈功或亏功

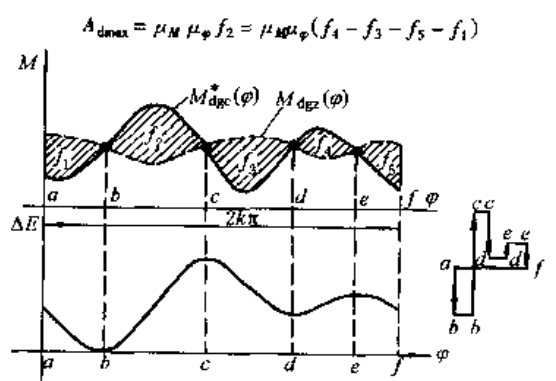


表 19-1-28

$M_{dgc}(\varphi) - M_{dgz}(\varphi)$ 型机器中 ΔE 的求法

步骤	内 容 与 方 法	说 明
1	用等功力矩法或速度杠杆法求 $M_{dgc}(\varphi) - M_{dgz}(\varphi)$ 曲线(不计入惯性力)	比例尺: $\mu_M (N \cdot cm/mm)$, $\mu_\varphi (rad/mm)$
2	用线图积分法求出 $\Delta E(\varphi)$ 曲线 α , 它在坐标 $EO'\varphi'$ 中代表总动能曲线 $E = E(\varphi)$	比例尺: $\mu_E = \mu_M \mu_\varphi$; 图解时用坐标 $EO\varphi$
3	用等能质量法求机构各构件的等能转动惯量曲线 $J_{dn}(\varphi)$ (图中未画出)	参见表 19-1-23
4	在坐标系 $EO'\varphi'$ 中用比例尺 μ_E 画出 $\frac{1}{2} J_{dn}(\varphi) \omega_{max}^2$ 与 $\frac{1}{2} J_{d0}(\varphi) \omega_{min}^2$ 曲线(图中曲线 β 和 γ)	
5	在坐标系 $EO'\varphi'$ 中作曲线 $\epsilon = \alpha - \beta$ 及 $\xi = \alpha - \gamma$; 过曲线 ϵ 的最高点和曲线 ξ 的最低点作二条水平切线交纵坐标于 F, C 二点, 则 $\Delta E = \mu_E FG (N \cdot cm)$	

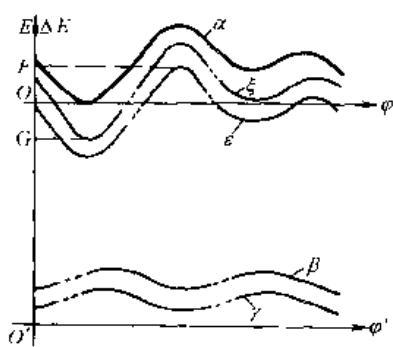
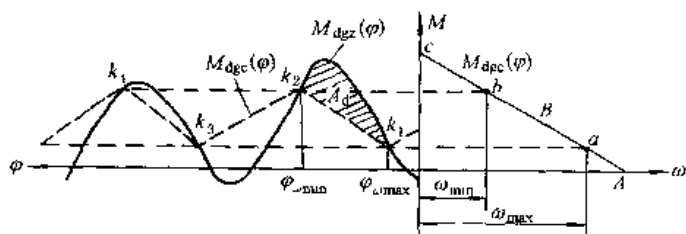


表 19-1-29

$M_{dgc}(\omega) - M_{dgz}(\varphi)$ 型机器中 A_d 的求法

步骤	内 容 与 方 法	说 明
1	用等功力矩或速度杠杆法求出等功阻力矩曲线 $M_{dgc}(\varphi)$; 并求出等功阻力矩的平均值: $M_{dgp} = \frac{1}{2k\pi} \int_0^{2k\pi} M_{dgc}(\varphi) d\varphi (N \cdot cm)$	比例尺: $\mu_M (N \cdot cm/mm)$, $\mu_\varphi (rad/mm)$
2	<p>选用电动机, 并作出驱动力矩曲线 $M_{dgc}(\omega)$</p> <p>电动机功率: $N_e \geq \frac{(1.15 \sim 1.25) M_{dgp} \omega_m}{10200 \eta} (kW)$</p> <p>电动机转速: $n_e = i n_m (\omega_e = i \omega_m)$</p> <p>将电动机的输出机械特性曲线 ($M - \omega$ 曲线的稳定部分) 用等功力矩法转化到转化构件上, 画出 $M_{dgc}(\omega)$ 曲线(上图右侧)</p> <p>以交流感应电动机为例, 由所选电动机, 查得 $n_0, n_e, N_e, \lambda = \frac{M_{max}}{M_e}, S_e, \eta$ 和 GD^2 等, 通过计算定出下列工况点:</p> <p>A: $(\omega_0' = \frac{\pi n_0}{30i}, M = 0)$;</p> <p>B: $(\omega_m = \frac{\pi n_e}{30i}, M_{dgc} = 955000 \frac{i N_e}{n_e})$;</p> <p>C: $(\omega_c' = \omega_0' [1 - S_e (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})], M_{dgc} = \lambda M_{dgp})$</p> <p>便可画出电动机的 $M_{dgc}(\omega)$ 曲线</p>	<p>N_e —— 电机的额定功率, kW</p> <p>n_e —— 电机的额定转速, r/min</p> <p>n_m —— 转化构件的平均转速</p> <p>ω_m —— 转化构件的平均角速度</p> <p>η —— 传动效率</p> <p>i —— 转化构件至电动机间的传动比</p> <p>n_0 —— 同步转速</p> <p>λ —— 力矩过载系数</p> <p>S_e —— 额定转差率</p> <p>交流感应电动机的机械特性可用下列方程表示:</p> $M_{dgc} = (M_0 - c\omega) / i$ <p>式中 M_0 —— $n = 0$ 时的电动机的力矩</p> <p>c —— 电机常数, $c = M_0 / \omega_0$</p> <p>ω —— 电动机运行的角速度</p>



步骤	内 容 与 方 法	说 明
3	<p>在 $M_{dgc}(\omega)$ 曲线上, 由 $\omega_{max} = \left(1 + \frac{\delta}{2}\right) \omega_m$, $\omega_{min} = \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) \omega_m$ 定出相应二点 a 和 b; 过这二点作横坐标的平行线与 $M_{dgc}(\varphi)$ 曲线分别相交于 k_1, k_2, \dots, k_n 等点; 用直线顺序联接 k_1, k_2, \dots, k_n, 得到近似的 $M_{dgc}(\varphi)$ 曲线为折线 k_1, k_2, \dots, k_n, 用能量指示图的方法 (见表 19-1-27) 定出 k_1, k_2 间的面积为最大盈亏功:</p> $A_{d\max} = \mu_M \mu_\varphi f_{k_1 - k_2}$	<p>用折线表示 $M_{dgc}(\varphi)$ 的方法是近似的, 在初步求出 J_f 后, 应验算 $\omega'_{max}, \omega'_{min}$ 值, 当它们分别大于或小于给定的 ω_{max} 及 ω_{min} 值, 则应增大 J_f</p> <p>为了避免发生烧电动机和空程后转速恢复过慢, 应使</p> $(M_{dgc})_k \leq (0.8 \sim 0.9) M_{dgcj}$ $(M_{dgc})_s \geq (1.05 \sim 1.1) M_{dgcmin}$

表 19-1-30 $M_{dgc}(\omega) - N_{dgr}(t)$ 型机器中 A_d 的近似求法

步骤	内 容 与 方 法	说 明
1	画出机器的工作载荷图 $P(t)$	<p>由生产过程确定</p> <p>P_m —— 平均功率</p> <p>P_1, P_3, P_5 —— 工作行程消耗功率</p> <p>t_1, t_3, t_5 —— 工作时间, s</p> <p>P_2, P_4, P_6 —— 空程消耗功率</p> <p>t_2, t_4, t_6 —— 空程时间, s</p> <p>μ_P —— 功率比例尺 kW/mm</p> <p>μ_t —— 时间比例尺, s/mm</p> <p>$f_i = P_i - P_P t_i / \mu_P \mu_t$</p>
2	<p>确定原动机功率:</p> $P_m = \frac{P_1 t_1 + P_2 t_2 + \dots + P_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}$ <p>(kW)</p>	
3	<p>求出 $P(t)$ 曲线与 $P_m(t)$ 曲线间所夹的各阴影面积 f_1, f_2, \dots, f_n; 用能量指示图求得 f_1 为最大盈亏功即</p> $A_d = \mu_P \mu_t f_1$ $= \mu_P \mu_t (f_2 + f_4 + f_6 - f_3 - f_5) \quad (N \cdot cm)$	

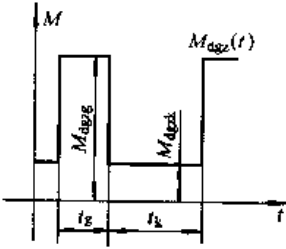
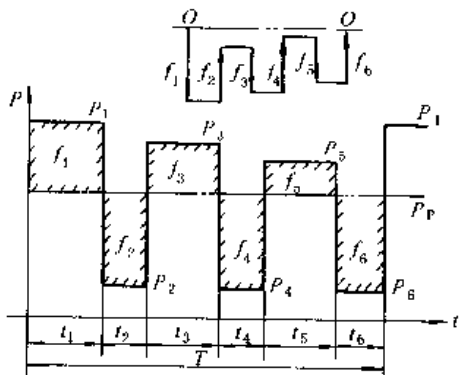


图 19-1-11

(2) 交流异步电动机拖动的轧钢机^[1]其等能转动惯量 J_{d0} 是常数, 等功力矩 (如图 19-1-11 所示) 为常数, 电动机的机械特性按线性变化, 即 $M_{dgr} = M_0 - c\omega$, J_f 可按式 (19-1-16) 和式 (19-1-17) 计算:

$$J_{fg} = \frac{ct_k}{\ln \frac{M_0 - M_{dgrg} - c\omega_{max}}{M_0 - M_{dgrg} - c\omega_{min}}} \quad (19-1-16)$$

$$J_{fk} = \frac{ct_k}{\ln \frac{M_0 - M_{dgrk} - c\omega_{min}}{M_0 - M_{dgrk} - c\omega_{max}}} \quad (19-1-17)$$

式中 J_{fg}, J_{fk} —— 分别为工作行程和空程时所需的飞轮转动惯量, 力矩取 $N \cdot m$ 时, J_f 取 $kg \cdot m^2$, 恒取 J_{fg} 为飞轮的转动惯量, 当 $J_{fg} > J_{fk}$ 时, ω_{min} 将有所降低;

- t_g, t_k —— 工作行程与空程的时间, s;
- M_{dgrg}, M_{dgrk} —— 工作行程与空程时的阻抗力矩;
- M_0 —— 电动机 $\omega = 0$ 时的力矩, $c = \frac{M_0}{\omega_0}$;
- ω_0 —— 电动机的同步角速度。

(3) 飞轮尺寸的确定 (见表 19-1-31)

表 19-1-31

飞轮尺寸的确定^[11,12]

	整体式(实腹式)	幅条式	幅板式
简图			
用于	小型飞轮	中、大型飞轮	中、小型飞轮
平均直径 D	由结构及允许圆周速度 v_p 确定, $D \leq \frac{60 \times 100 v_p}{\pi n_m} \approx \frac{1910 v_p}{n_m}$ (cm)		
允许圆周速度 v_p	铸铁: $v_p = 30 \sim 50 \text{ m/s}$ 铸钢: $v_p = 70 \sim 90 \text{ m/s}$ 锻钢: $v_p = 100 \sim 120 \text{ m/s}$	铸铁: $v_p = 45 \sim 55 \text{ m/s}$ 铸钢: $v_p = 40 \sim 60 \text{ m/s}$	铸铁: $v_p = 30 \sim 50 \text{ m/s}$ 铸钢: $v_p = 70 \sim 90 \text{ m/s}$
飞轮矩 GD^2	$GD_w^2 = 8gJ_f$	$GD^2 = 4gJ_f$	
飞轮重力 G	$G = 8gJ_f/D_w^2$ (N)	轮缘重力: $G_0 = (0.7 \sim 0.9)4gJ_f/D^2$ (N)	
飞轮宽度 b 及轮缘厚度 H	$b = \frac{32J_f}{\pi D_w^2 \rho}$ (cm) $\approx 1306 \frac{J_f(\text{kg} \cdot \text{cm}^2)}{D_w^2(\text{cm}^4)}$ (cm)	$b = \sqrt{\frac{(2.8 \sim 3.6)J_f}{\pi D^3 \rho k}} \approx (10.7 \sim 12.1) \sqrt{\frac{J_f}{kD^3}}$ (cm) $H = kb$; $k = 1 \sim 2$ 大型飞轮取小值, $\rho = 0.0078 \text{ kg/cm}^3$ (钢的密度)	
其他尺寸(参照表图)	轮毂直径 $d_1 = (2 \sim 2.5)d$, 轮毂长度 $L = (1.5 \sim 2)d$, d —— 轴的直径		
	飞轮外径 $D_w = D + H$; 轮缘内径: $D_N = D - H$		$S = \left(\frac{1}{4} \sim \frac{1}{5}\right)b$ $d_m = \frac{1}{2}(D_N + d_1)$ $d_0 = \frac{1}{4}(D_N - d_1)$
强度校核 (当 $v < v_p$ 时可不校核)	$\sigma = \frac{\rho \omega^2}{8}(3 + \mu) \times \frac{(D_w^2 - 4y^2)(4y^2 - d^2)}{4y^2} \times 10^{-4} \text{ MPa} \leq \sigma_p$ $\tau_{\max} = \frac{\rho \omega^2}{16} [(3 + \mu)D_w^2 + (1 - \mu)d^2] \times 10^{-4} \text{ MPa} \leq \tau_p$	幅条截面长径 h_1 的确定: $h_1 = \sqrt[3]{\frac{F \sigma_{br}}{4z}}$ (cm) z —— 幅条数; $z = \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{8}\right) \sqrt{D}$ (cm) $D < 500 \text{ mm}, z = 4; 500 < D < 2000, z = 6; 1600 < D < 3000, z = 8$ $F = \frac{2M_{\max}}{D}$ (N), M_{\max} —— 作用在飞轮轴上的最大转矩, $\text{N} \cdot \text{cm}$ σ_{br} —— 许用弯曲应力, 铸铁为 $12 \sim 14 \text{ MPa}$, 铸钢为 35 MPa 对于重要的飞轮, 在必要时应验算 A—A、B—B 和 C—C 截面处的应力 D_w, d —— 飞轮的外、内径, cm 许用应力 σ_p, τ_p —— 铸铁为 110 MPa , 铸钢为 200 MPa ρ, μ —— 材料的密度 (kg/cm^3) 和泊松比 ω —— 飞轮的最大角速度 (rad/s) y —— 验算截面所在半径, cm	

4.4 机械效率的计算

机械效率 η 是衡量机器对能量有效利用程度的指标。

$$\eta = \frac{P_z}{P_c} = 1 - \frac{P_m}{P_c} = \frac{P_z}{P_z + P_m} \quad (19-1-18)$$

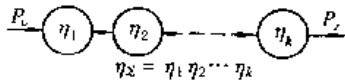
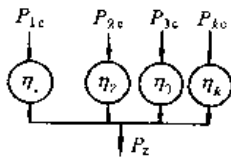
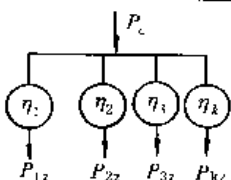
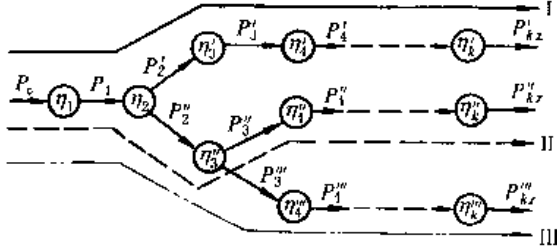
式中 P_c 、 P_z 和 P_m 分别是匀速稳定运动阶段的驱动功率、有用阻抗功率和摩擦等有害阻抗功率；对于变速稳定运动阶段，它们是指一个运动循环的相应平均值，这时效率亦指平均值。

机器的效率随其载荷、速度、运转时间、制造精度等的不同而异，其实际效率应由实验测定，在额定载荷和转速时效率最高；定轴转动机构的效率比具有移动构件者高。

提高机械效率的途径大致有：①缩短传动路线、减少运动副和虚约束；②把动力传动链和辅助传动链分开，特别是高速机器更应如此；③合理地分配能流；④使传动链中没有大的封闭功率（如行星差速器中）；⑤保证恰当的制作与安装精度；⑥采用合理的润滑方式与润滑剂。

在已知各传动机构及运动副的传动效率时，机器的总效率与各组成机构的联接方式有关，可参照表 19-1-32 的公式进行计算。

表 19-1-32 传动机构以不同方式联接时的总效率及特点^[6]

传动联接方式	功率流程及总效率计算公式	特 点
单流(串联)传动: k 个机构串联进行传动	 $\eta_z = \eta_1 \eta_2 \cdots \eta_k$	串联机构的个数愈多,总效率愈低,其中若有一个机构的效率特别低,则总效率也特别低,因此应提高每一个机构的效率并缩短传动链
汇流传动: 数个原动机同时驱动一个机构	 $\eta_{H\Sigma} = \frac{P_z}{P_{1c} + P_{2c} + \cdots + P_{kc}}$ $= \frac{P_{1c}\eta_1 + P_{2c}\eta_2 + \cdots + P_{kc}\eta_k}{P_{1c} + P_{2c} + \cdots + P_{kc}}$	分、汇流传动的总效率不但与每个传动机构的传动效率有关,而且与通过各个机构的能量大小有关,如 $P_1 \geq P_2, P_3 \cdots P_k$; 则 $\eta_z \approx \eta_1$, 因此要提高总效率应提高传递功率最大的机构的效率。 汇流传动要注意各原动机之间的同步性,应设置浮动结构以均载,这种传动型式可缩小机器的体积和重力,且不致因一个原动机发生故障而影响整个机器
分流传动: 一个原动机同时驱动数个传动机构	 $\eta_{F\Sigma} = \frac{P_{1z} + P_{2z} + \cdots + P_{kz}}{P_c}$ $= \frac{P_{1z}}{P_{1z}} + \frac{P_{2z}}{P_{2z}} + \cdots + \frac{P_{kz}}{P_{kz}}$	
混流传动: 是分、汇流传动的复合	 $P_z = P_{kz}^I + P_{kz}^{II} + P_{kz}^{III}$ $N_c = \frac{P_{kz}^I}{\eta_{1k}^I} + \frac{P_{kz}^{II}}{\eta_{1k}^{II}} + \frac{P_{kz}^{III}}{\eta_{1k}^{III}}$ $\eta_{1k}^I = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_k^I; \eta_{1k}^{II} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_k^{II}$ $\eta_{1k}^{III} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_k^{III}$ $\eta_z = \frac{P_z}{P_c} = \frac{\eta_1 \eta_2 (P_{kz}^I + P_{kz}^{II} + P_{kz}^{III})}{\frac{P_{kz}^I}{\eta_3^I \cdots \eta_k^I} + \frac{1}{\eta_3^{II} \cdots \eta_k^{II}} \left(\frac{P_{kz}^{II}}{\eta_4^{II} \cdots \eta_k^{II}} + \frac{P_{kz}^{III}}{\eta_4^{III} \cdots \eta_k^{III}} \right)}$	可获得多种传动比;分流后再采用汇流传动,可改善传动性能或获得封闭功率流,在装甲车、工程机械中多有应用

第2章 基本机构的设计

1 平面连杆机构

1.1 四杆机构的结构形式

在平面连杆机构中广泛应用四杆机构。只有在实现某些特殊要求时才用多杆机构，例如要求输出杆有放大作用。或有更好的传力作用和最佳的传动比，在固定铰链间有特定的大中心距及二自由度以上的函数或轨迹综合机构等。

最基本的四杆机构是具有四个转动副的铰链四杆机构，图 19-2-1 中构件 4 为机架，构件 1、3 与机架相连，称为连架杆，其中构件 1 相对机架能作整周转动，称为曲柄，构件 3 相对机架在一定角度内摇摆，称为摇杆；构件 2 不与机架相连，称为连杆。这种机构称为曲柄摇杆机构，它是铰链四杆机构中最常见的一种。

铰链四杆机构中，与机架相连的构件能否成为曲柄的条件是：

- ① 最短杆长度 + 最长杆长度 \leq 其他两杆长度之和；
- ② $|$ 机架长度 - 被考察的连架杆长度 $| \geq |$ 连杆长度 - 另一连架杆长度 $|$

各种四杆机构的结构型式见表 19-2-1。常用四杆机构的运动分析公式见表 19-1-14。

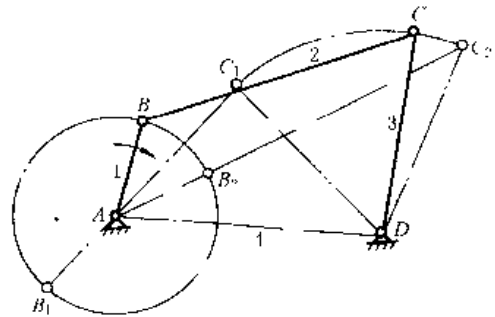


图 19-2-1

表 19-2-1 四杆机构的结构型式

运动副种类	最短杆长度 + 最长杆长度 \leq 其他两杆长度之和				最短杆长度 + 最长杆长度 $>$ 其他两杆长度之和
四个转动副	曲柄摇杆机构 	双曲柄机构 	曲柄摇杆机构 	双摇杆机构 	双摇杆机构 (任一杆均可做机架)
三个转动副和一个移动副	曲柄滑块机构 	转动导杆机构 $l_1 < l_2$ 	摆动导杆机构 $l_1 > l_2$ 	曲柄摇块机构 	移动导杆机构
两个转动副和两个移动副	正弦机构 $x = l_1 \sin \varphi$ 	十字滑块联轴器 	正弦机构 $x = l_1 \sin \varphi$ 	椭圆仪机构 	正切机构 $y = l_1 \tan \varphi$

1.2 按传动角设计四杆机构

不计摩擦力、重力和惯性力时，机构输出杆受力点的受力方向与该点速度方向间所夹的锐角称为压力角 α ，压力角的余角称为传动角 γ 。铰链四杆机构的传动角是连杆与输出杆之间所夹的锐角（图 19-2-2），传动角越大，则传力越好。按传动角设计四杆机构就是合理地选择各构件尺寸，使机构运转中的最小传动角具有最大值（最小传动角的最大值用 $\max \gamma_{\min}$ 表示）。且最好使最小传动角位于机构的非工作行程。

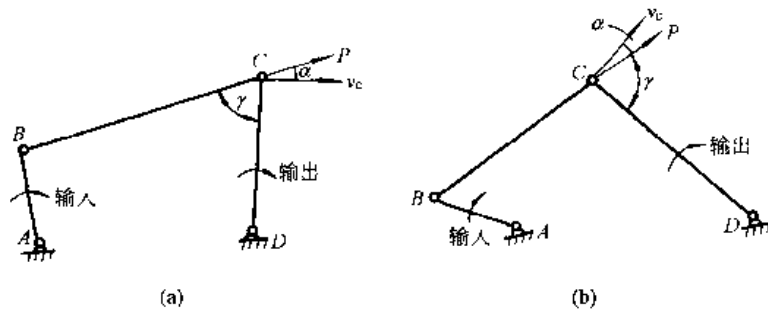


图 19-2-2 传动角 γ

机构运转中最小传动角的容许值应按受力情况、运动副间隙的大小、摩擦、速度等因素而定。一般传动角不小于 40° ，高速机构则不小于 50° 。某些四杆机构最小传动角出现的位置见图 19-2-3。

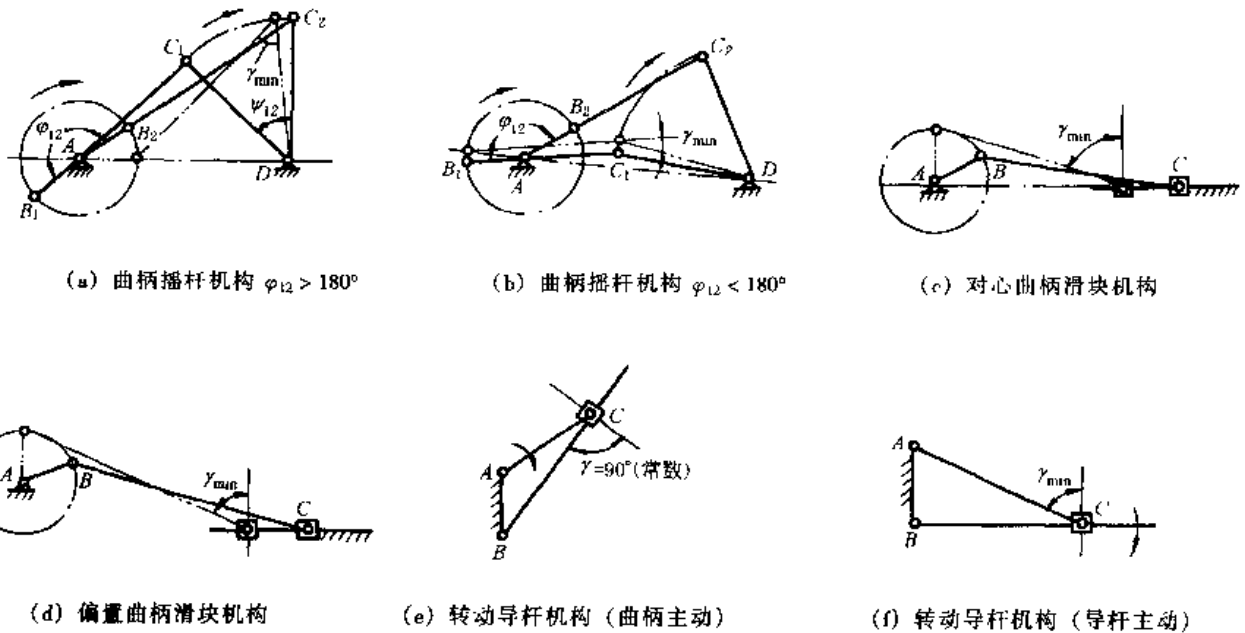


图 19-2-3 某些四杆机构最小传动角的位置 (均指曲柄主动时)

对于曲柄摇杆机构，最小传动角 γ_{min} 发生在曲柄与机架重合位置；对于曲柄滑块机构，最小传动角 γ_{min} 发生在曲柄与滑块速度方向垂直位置；对于导杆为主动杆的转动导杆机构，最小传动角 γ_{min} 发生在主动导杆与机架垂直位置。

1.2.1 按最小传动角具有最大值的条件设计曲柄摇杆机构^[12]

根据已知的 φ_{12} 及 Ψ_{12} ，由图 19-2-5 查得最大的最小传动角 $\max \gamma_{min}$ 及 β 角。 β 为摇杆在远极限位置时曲柄与机架间的夹角 (图 19-2-4)。然后用下列公式计算各构件相对长度。

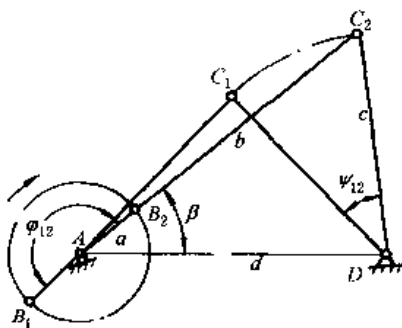


图 19-2-4

$$\frac{a}{d} = -\frac{\sin \frac{\Psi_{12}}{2} \cos \left(\frac{\varphi_{12}}{2} + \beta \right)}{\sin \left(\frac{\varphi_{12}}{2} - \frac{\Psi_{12}}{2} \right)}$$

$$\frac{b}{d} = \frac{\sin \frac{\Psi_{12}}{2} \sin \left(\frac{\varphi_{12}}{2} + \beta \right)}{\cos \left(\frac{\varphi_{12}}{2} - \frac{\Psi_{12}}{2} \right)}$$

$$\left(\frac{c}{d} \right)^2 = \left(\frac{a}{d} + \frac{b}{d} \right)^2 + 1 - 2 \left(\frac{a}{d} + \frac{b}{d} \right) \cos \beta$$

式中 a —— 曲柄长度；
 b —— 连杆长度；
 c —— 摇杆长度；
 d —— 机架长度；
 Ψ_{12} —— 摇杆 C 两极限位置间的夹角；
 φ_{12} —— 摇杆 C 由极限位置 1 到极限位置 2 时主动曲柄转过的角度。

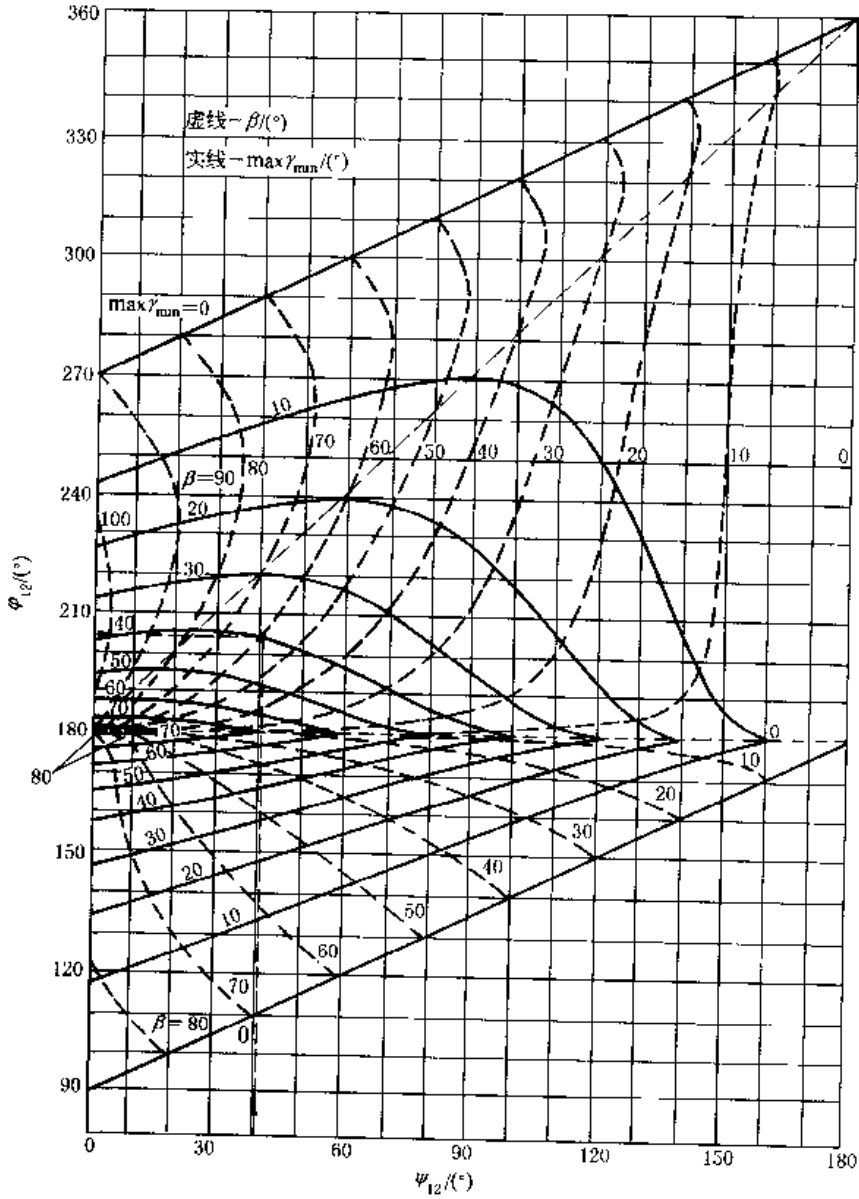


图 19-2-5

例 1 已知 $\varphi_{12} = 205^\circ$, $\Psi_{12} = 40^\circ$, 求各杆的相对长度。

解 由图 19-2-5 得 $\beta = 60^\circ$, $\max \gamma_{\min} = 40^\circ$

$$\frac{a}{d} = -\frac{\sin 20^\circ \cos 162.5^\circ}{\sin 82.5^\circ} = \frac{0.342 \times 0.9537}{0.9914} = 0.329$$

$$\frac{b}{d} = \frac{\sin 20^\circ \sin 162.5^\circ}{\cos 82.5^\circ} = \frac{0.342 \times 0.3007}{0.1305} = 0.788$$

$$\left(\frac{c}{d}\right)^2 = (0.329 + 0.788)^2 + 1 - 2(0.329 + 0.788) \cos 60^\circ = 1.1307$$

$$\frac{c}{d} = 1.063$$

1.2.2 按最小传动角设计行程速比系数 $k = 1$ ($\varphi_{12} = 180^\circ$) 的曲柄摇杆机构

可根据选定的最小传动角, 用图 19-2-6 确定各杆长度, 或用下列公式计算^[17]:

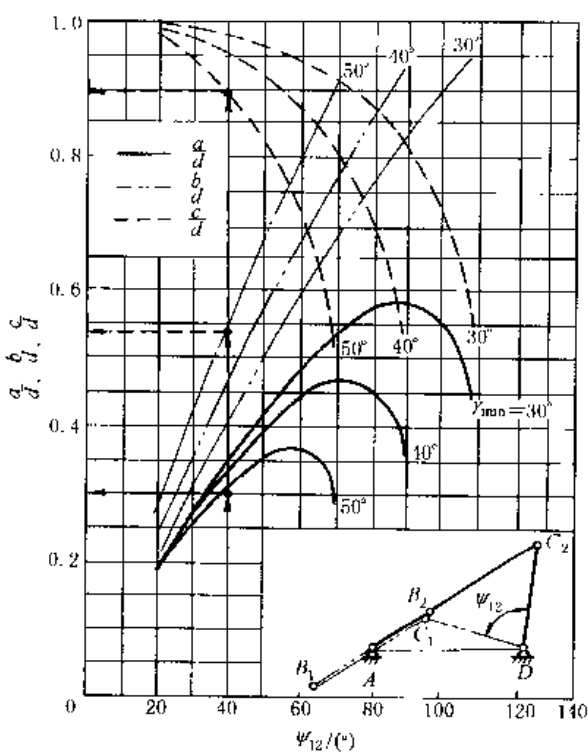


图 19-2-6 按最小传动角设计行程速比系数 $k = 1$ 的曲柄摇杆机构的线图

$$\frac{b}{d} = \left[\frac{1 - \cos \Psi_{12}}{2 \cos^2 \gamma_{\min}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{c}{d} = \left[\frac{1 - \left(\frac{b}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{b}{d}\right)^2 \cos^2 \gamma_{\min}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{a}{d} = \left[\left(\frac{b}{d}\right)^2 + \left(\frac{c}{d}\right)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{2}}$$

例 2 已知 $\varphi_{12} = 180^\circ$, $\Psi_{12} = 40^\circ$, $\gamma_{\min} = 50^\circ$, 决定各杆的相对长度。

解 查图 19-2-6 得, $\frac{a}{d} = 0.31$, $\frac{b}{d} = 0.54$, $\frac{c}{d} = 0.895$

1.2.3 按最小传动角具有最大值的条件设计偏置曲柄-滑块机构

根据 φ_{12} 查图 19-2-7。不适用于 $\varphi_{12} = 180^\circ$ 时。曲柄顺时针向转动时 $k > 1$ 有急回; 反之, $k < 1$ 。

例 3 已知偏置曲柄滑块机构, 当 $\varphi_{12} = 160^\circ$ 时, 求曲柄、连杆及偏距 e 相对于滑块行程 s 的相对长度。

解 按 $\varphi_{12} = 160^\circ$ 查图 19-2-7 得

$$\max \gamma_{\min} = 43^\circ, \quad \frac{a}{s} = 0.465,$$

$$\frac{b}{s} = 1.150, \quad \frac{a}{b} = 0.406, \quad \frac{e}{s} = 0.378$$

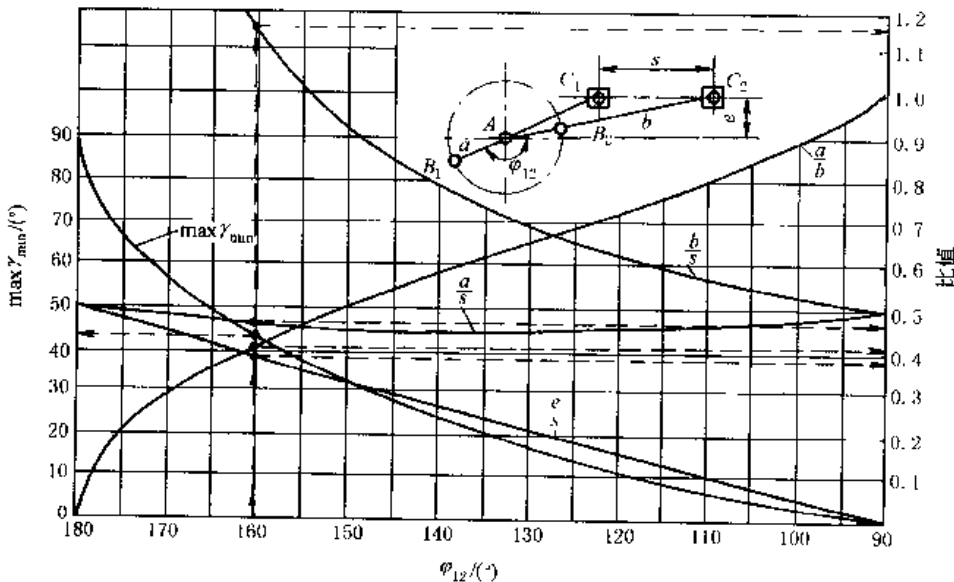


图 19-2-7 按 $\max \gamma_{\min}$ 条件设计偏置曲柄滑块机构的线图

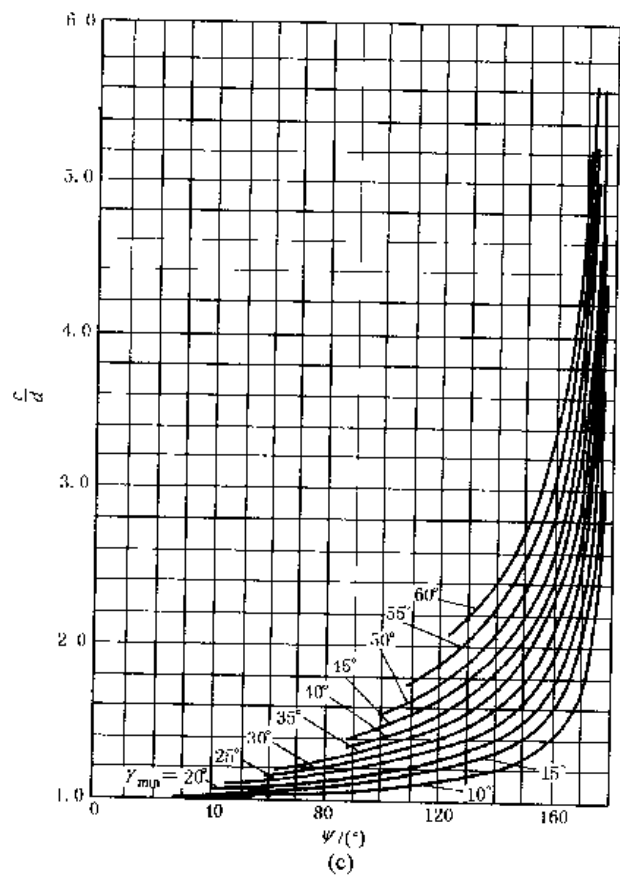
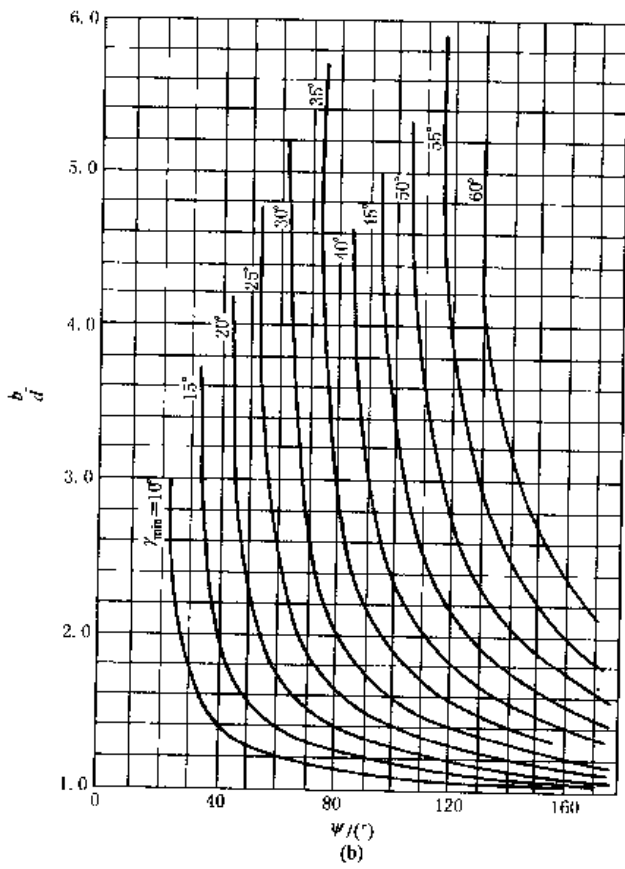
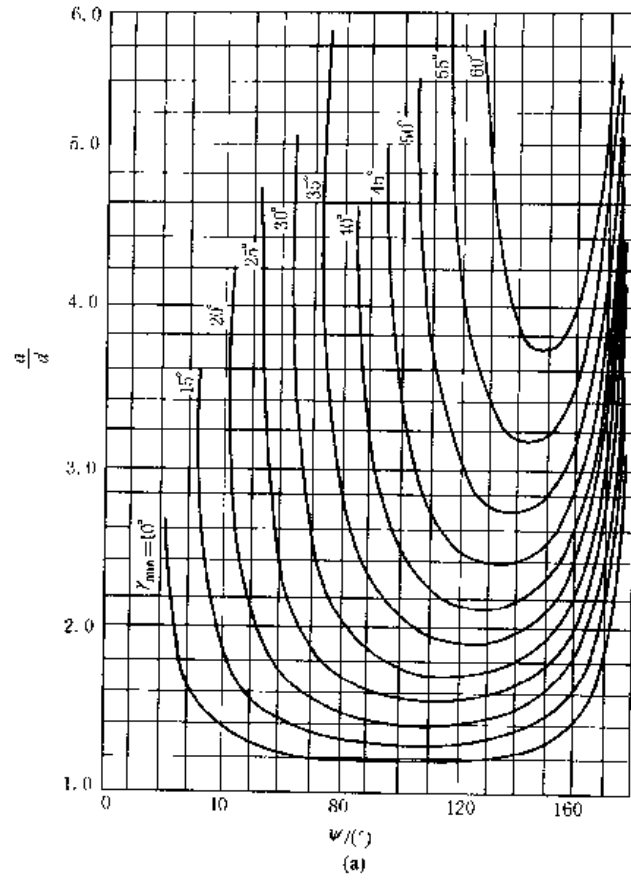


图 19-2-8 按最小传动角设计双曲柄机构的线图

1.2.4 根据最小传动角设计双曲柄机构^[14]

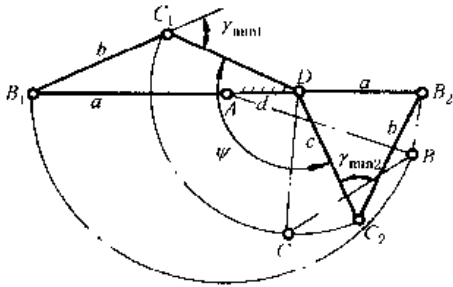


图 19-2-9

图 19-2-9 表示出双曲柄机构的两个位置 AB_1C_1D 及 AB_2C_2D , 此时具有两个最小传动角 ($\gamma_{\min 1}$ 、 $\gamma_{\min 2}$)。在这两位置之间输入杆 AB 转 180° , 输出杆 DC 转 Ψ 角度。为了达到最佳传动条件, 给定 Ψ 时, 要求两个传动角的极小值相等。按最小传动角设计双曲柄机构时, 用线图 19-2-8a、b、c 分别根据给定的 Ψ 及 γ_{\min} 值, 求得 a/d 、 b/d 及 c/d 三个相对长度值。其中 d 为机架 AD 的长度, a 为输入杆 AB 的长度, c 为输出杆 CD 的长度, b 为连杆 BC 的长度。

例 4 设计一双曲柄机构, 已知 $\Psi = 100^\circ$ 及 $\gamma_{\min} = 35^\circ$ 。

解 查图 19-2-8a、b、c 得

$$\frac{a}{d} = 2.1, \quad \frac{b}{d} = 1.9, \quad \frac{c}{d} = 1.37$$

1.3 按照输入杆与输出杆位置关系设计四杆机构

按输出杆与输入杆的位置关系设计连杆机构, 可采用几何法、分析法和实验法。几何法比较简便, 在一般设计中采用较多, 但它只能求解输入杆和输出杆的某几个有限位置的对应关系, 精度不如分析法高; 分析法则可在一定的范围内逼近给定的运动规律, 精度较高, 并可求出所求运动与实际运动的偏差 (四连杆机构不可能完全准确地完成任意给定的运动规律), 但计算较复杂; 实验法是通过作图试凑选择机构的基本尺寸, 精度低, 用于近似设计和机构尺寸的预选。

1.3.1 几何法

(1) 转动极、等视角关系和相对极

① 转动极 铰链四杆机构 (图 19-2-10) $ABCD$ 中, 连杆 BC 从位置 B_1C_1 到 B_2C_2 所转过的角度为 θ_{12} , 作 B_1B_2 和 C_1C_2 的垂直平分线 n_b 和 n_c , 其交点 P_{12} 称为连杆相对于机架从位置 1 转到位置 2 的转动极点。图 19-2-10a 及 b 中 $\angle B_1P_{12}B_2 = \angle C_1P_{12}C_2 = \theta_{12}$

② 等视角关系 即从转动极 P_{12} 看输入杆 AB 与输出杆 CD 时有相等或互补的视角, 即:

在图 19-2-10a 中 $\angle B_1P_{12}A = \angle C_1P_{12}D = \angle B_2P_{12}A = \angle C_2P_{12}D = \frac{1}{2}\theta_{12}$

在图 19-2-10b 中 $\angle B_1P_{12}A = \frac{1}{2}\theta_{12}$, $\angle DP_{12}C_1 = \angle DP_{12}C_2 = 180^\circ - \frac{1}{2}\theta_{12}$

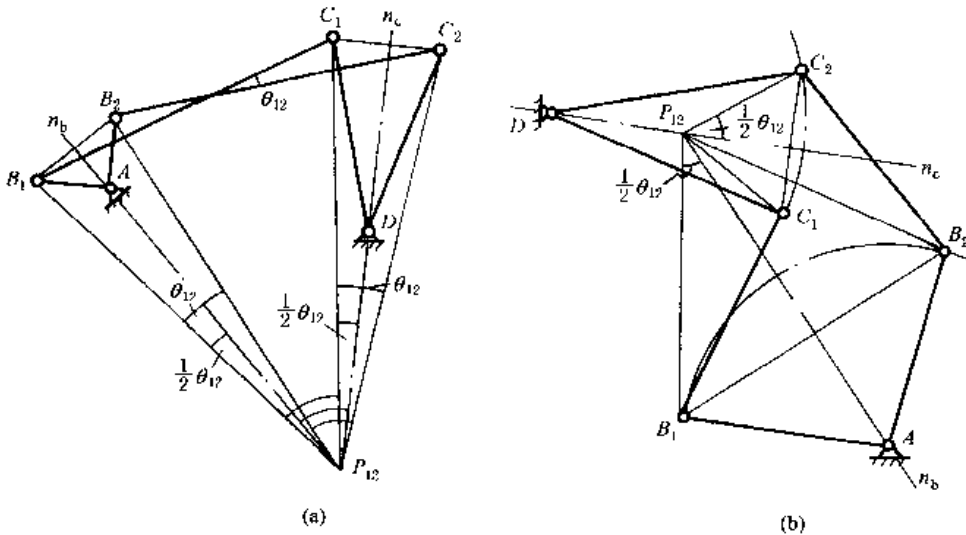


图 19-2-10

从转动极 P_{12} 看连杆 BC 及机架 AD 时, 也有相等或互补的视角。

在图 19-2-10a 中 $\angle B_1P_{12}C_1 = \angle AP_{12}D = \angle B_2P_{12}C_2$

在图 19-2-10b 中 $\angle B_1P_{12}C_1 = \frac{\theta_{12}}{2} + \angle AP_{12}C_1 = \angle AP_{12}n_c$

$$\angle B_2 P_{12} C_2 = \frac{\theta_{12}}{2} + \angle B_2 P_{12} n_c = \angle A P_{12} B_2 + \angle B_2 P_{12} n_c = \angle A P_{12} n_c$$

$$\angle B_1 P_{12} C_1 + \angle D P_{12} A = \angle B_2 P_{12} C_2 + \angle D P_{12} A = 180^\circ$$

③相对极 图 19-2-11a 表示机构的两个位置，输入杆 AB 转过 φ_{12} 角，输出杆 CD 转过对应的 ψ_{12} 角（顺时针方向的角度为正，逆时针方向的角度为负）。图 19-2-11b 表示上述机构在第二位置时的图形 $AB_2 C_2 D$ 绕固定铰链 A 逆时针旋转 φ_{12} 角度，使 AB_2 还原到 AB_1 ，此时 C_2 到 C'_2 、D 到 D' 位置，经这样倒置后，相当于机构的输入杆 AB 成为机架，而输出杆 DC 成为连杆。C₁C₂ 与 DD' 的垂直平分线的交点 R₁₂ 称为输出杆 CD 相对于输入杆 AB 从位置 1 到位置 2 的转动极。

图 19-2-11c 是机构在第一位置时对相对极的等视角关系，即：

$$\angle B_1 R_{12} C_1 = \angle A R_{12} D = \frac{1}{2} \delta_{12} = \frac{1}{2} [(\Psi_2 - \varphi_2) - (\Psi_1 - \varphi_1)] = \frac{1}{2} (\Psi_{12} - \varphi_{12})$$

式中 δ_{12} 是输出杆对输入杆的相对转角。

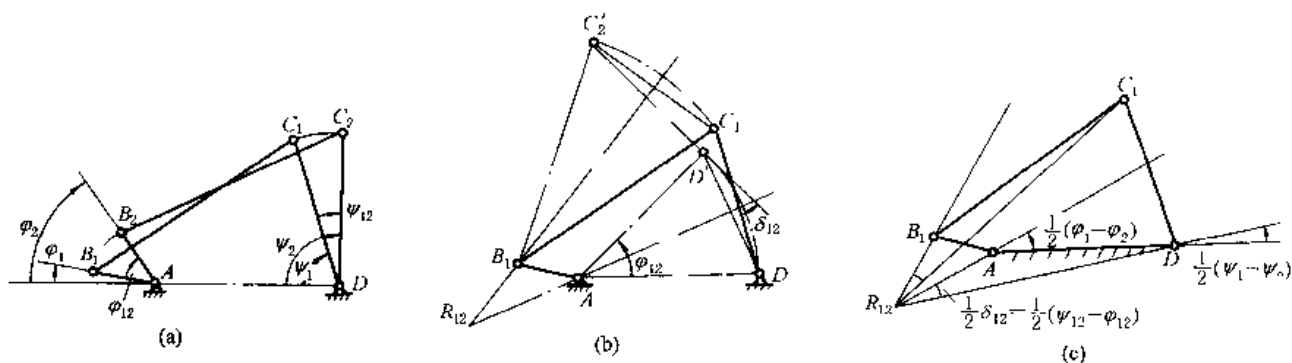


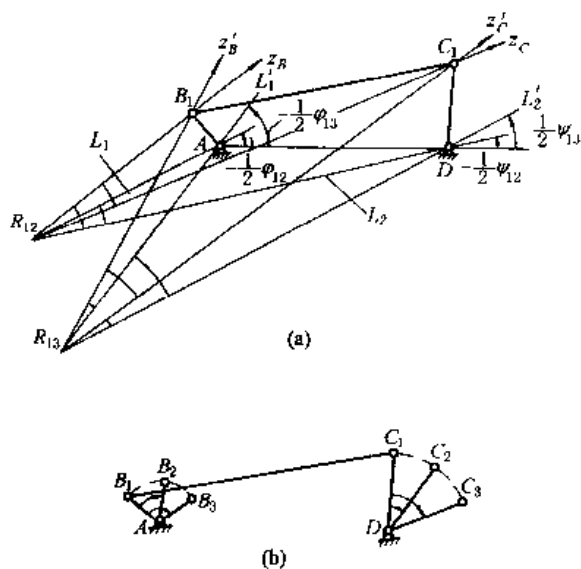
图 19-2-11

(2) 用相对极法综合四杆机构使输入与输出构件满足三个对应位置关系 (见表 19-2-2)

表 19-2-2

已知：机架长度 d ，输入角 φ_{12} 及 φ_{13} (顺时针方向)，输出角 ψ_{12} 及 ψ_{13} (顺时针方向)

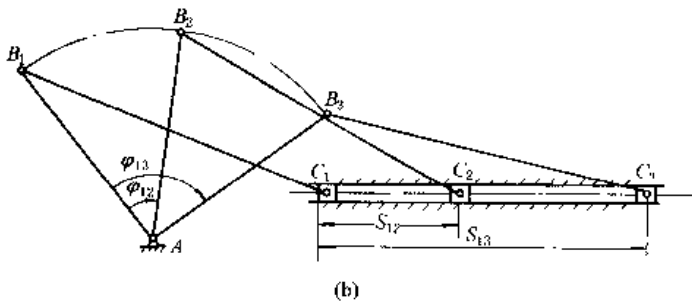
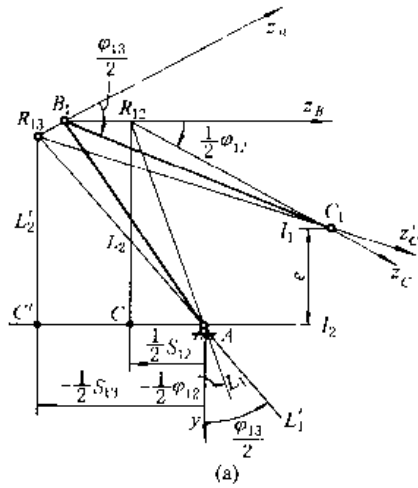
设计铰链四杆机构



1. 作机架 AD，长度为 d (图 a)
 2. 在输入端固定铰链 A 作 L_1 、 L'_1 线分别与 AD 的夹角为 $-\frac{1}{2} \varphi_{12} - \frac{1}{2} \varphi_{13}$ (从 AD 量起逆时针转向，与输入杆转向相反)
过输出端固定铰链 D 作 L_2 、 L'_2 线分别与 AD 的夹角为 $-\frac{1}{2} \psi_{12}$ 、 $-\frac{1}{2} \psi_{13}$ (从 DA 量起逆时针转向，与输出杆转向相反)。L₁ 与 L₂ 线的交点即相对极 R₁₂；L'₁ 与 L'₂ 的交点为 R₁₃
 3. 过 R₁₂ 在任意位置作 R₁₂Z_B 与 R₁₂Z_C 线，使 $\angle Z_B R_{12} Z_C = \angle A R_{12} D$
过 R₁₃ 在任意位置作 R₁₃Z'_B 与 R₁₃Z'_C 线使 $\angle Z'_B R_{13} Z'_C = \angle A R_{13} D$
 4. R₁₂Z_B 与 R₁₃Z'_B 交于 B₁ 点，R₁₂Z_C 与 R₁₃Z'_C 交于 C₁ 点
- 图 b 为所求机构的三个位置
当 R₁₂Z_B 及 R₁₃Z'_B 选不同位置时，可得到另外的解

已知：曲柄转角 φ_{12} 、 φ_{13} （顺时针向），滑块位移 S_{12} 及 S_{13} 远离固定铰链 A ，确定曲柄及连杆长度

设计曲柄滑块机构



1. 作 l_1 、 l_2 两平行线相距为 e ，在 l_2 上任选一点 A ，并取 $AC = -\frac{1}{2} S_{12}$ ， $AC' = -\frac{1}{2} S_{13}$ ；(图 a)

2. 作 AY 垂直于 l_2 ，作直线 AL_1 、 AL'_1 使 $\angle YAL_1 = -\frac{1}{2} \varphi_{12}$ ， $\angle YAL'_1 = -\frac{1}{2} \varphi_{13}$ （从 AY 量起逆时针转向，与输入杆转向相反）

3. 过 C 作 CL_2 、 $C'L'_2$ 线分别与 AY 线平行且相距 $-\frac{1}{2} S_{12}$ 、 $-\frac{1}{2} S_{13}$ ， CL_2 线与 AL_1 线的交点 R_{12} 是相对极； $C'L'_2$ 与 AL'_1 的交点是 R_{13} 。

4. 过 R_{12} 在任意位置作 $R_{12}Z_B$ 与 $R_{13}Z_C$ 使 $\angle Z_B R_{12} Z_C = \frac{\varphi_{12}}{2}$ ，过 R_{13} 在任意位置作 $R_{13}Z'_B$ 与 $R_{13}Z'_C$ 使 $\angle Z'_B R_{13} Z'_C = \frac{\varphi_{13}}{2}$ （前者从 $R_{13}Z_B$ ，后者从 $R_{13}Z'_B$ 量起，顺时针转向与输入杆转向相同）

5. $Z_B R_{12}$ 及 $Z'_B R_{13}$ 的交点为曲柄上铰链 B_1 的位置。 $Z_C R_{12}$ 及 $Z'_C R_{13}$ 的交点为连杆上铰链 C_1 的位置

图 b 为所求机构的三个位置

注：如设计输入杆与输出杆满足两个对应位置关系，只需在 $R_{12}Z_B$ 线上任取一点作为输入杆上动铰链 B_1 的位置，而在 $R_{12}Z_C$ 线上任取一点（对曲柄滑块机构为 $R_{12}Z_C$ 与 l_1 线的交点）为动铰链 C_1 的位置。

(3) 用相对极法综合四杆机构使输入与输出杆满足四个对应位置关系

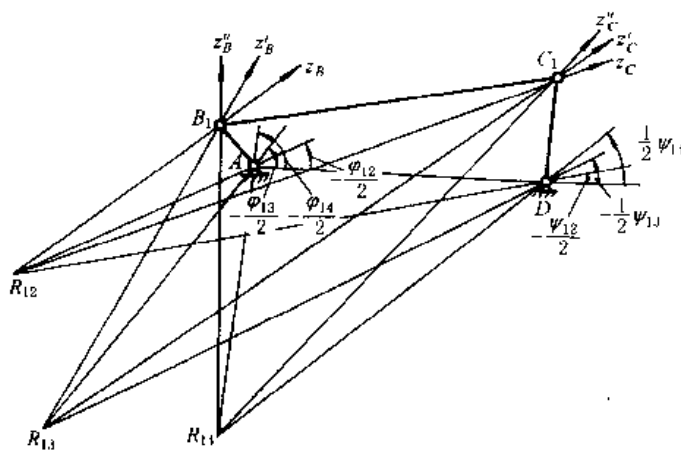


图 19-2-12

这种机构 (图 19-2-12) 的设计步骤如下：

① 根据已知的输入角与输出角，先求出三个相对极位置 R_{12} 、 R_{13} 和 R_{14} ；

② 用三张透明纸作顶角值分别为 $\angle AR_{12}D$ 、 $\angle AR_{13}D$ 和 $\angle AR_{14}D$ 的角度样板；

③ 用实验法将三块样板的顶角点分别绕 R_{12} 、 R_{13} 和 R_{14} 点转动，使样板的对应边 (Z_B 、 Z'_B 、 Z''_B) 和 (Z_C 、 Z'_C 、 Z''_C) 分别相交于点 B_1 及 C_1 ，便确定了待求的动铰链位置。

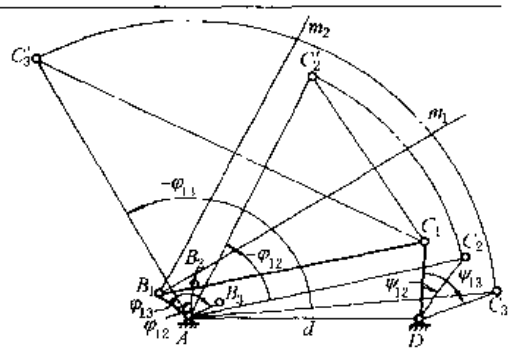
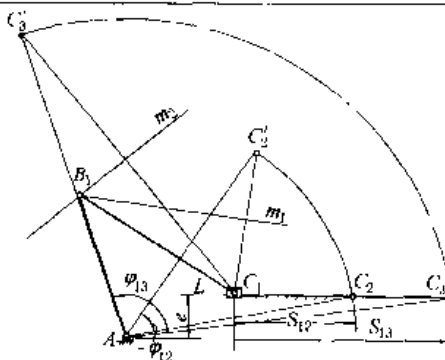
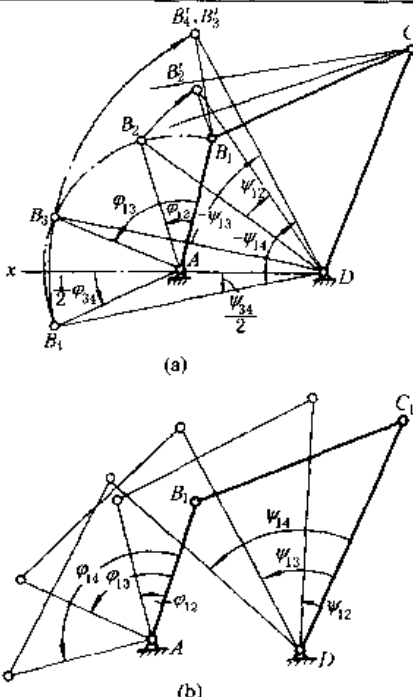
AB_1C_1D 即为机构图形。

为了得到比较精确的结果，可用解析法计算出 R_{12} 、 R_{13} 和 R_{14} 的坐标和样板角度的正切值，然后做样板^[15]。

(4) 用倒置法综合四杆机构

用相对极法综合机构时应用了倒置原理，这里所说倒置法是用点位还原的作图法。作图步骤见表 19-2-3。

表 19-2-3

<p>设计曲柄摇杆机构</p>	<p>已知条件和表 19-2-2 设计铰链四杆机构相同, 但 CD 长度可求解前选定</p> 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 作 AD 长度等于 d 2. 在输出端选一合适长度 CD, 作 $\angle C_1DC_2 = \Psi_{12}$, $\angle C_1DC_3 = \Psi_{13}$, C_1, C_2, C_3 是输出杆动铰链的三个位置 3. 连 AC_2, 作 $\angle C_2AC'_2 = -\varphi_{12}$, 并作 $AC'_2 = AC_2$ 4. 连 AC_3, 作 $\angle C_3AC'_3 = -\varphi_{13}$, 并作 $AC'_3 = AC_3$ 5. 作 $C_1C'_2, C_1C'_3$ 的垂直平分线 m_1 和 m_2, 相交于 B_1 点, AB_1C_1D 即为所求的机构
<p>设计曲柄滑块机构</p>	<p>已知条件和表 19-2-2 设计曲柄滑块机构相同, 但滑块偏距 e 给定</p> 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 过 A 点按给定偏距 e 作 L 线 2. 在 L 线上任选 C_1 点, 作 $C_1C_2 = S_{12}, C_1C_3 = S_{13}$ 3. 连 AC_2, 以 A 为中心, AC_2 为半径绕 A 点反转 $-\varphi_{12} = 45^\circ$, 得 AC'_2 4. 连 AC_3, 使 AC_3 绕中心 A 反转一角度 $-\varphi_{13} = 90^\circ$, 得 AC'_3 5. 作 $C_1C'_2$ 和 $C_1C'_3$ 的垂直平分线 m_1 和 m_2 6. m_1 和 m_2 的交点即为 B_1 点, 机构在第一位置时的图形即为 AB_1C_1
<p>设计双摇杆机构</p>	<p>已知机架长度为 d, 输入角 $\varphi_{12}, \varphi_{13}, \varphi_{14}$ 和对应的输出角 $\Psi_{12}, \Psi_{13}, \Psi_{14}$</p> 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 作机架 AD, 长度为 d (图 a) 2. 过 A 点作 $\angle xAB_4 = \frac{\varphi_{34}}{2} \left(= \frac{\varphi_{14}}{2} - \frac{\varphi_{13}}{2} \right)$ 3. 过 D 点作 $\angle ADB_4 = \frac{\Psi_{34}}{2} \left(= \frac{\Psi_{14}}{2} - \frac{\Psi_{13}}{2} \right)$, B_4D 与 B_4A 相交于 B_4, 选择 B_3, B_4 对称于机架 AD 线, 使 B'_3 能与 B'_4 重合 4. 以 A 为中心, AB_4 为半径, 作一圆弧 $B_1B_2B_3B_4$, 取 $\angle B_1AB_2 = \varphi_{12}, \angle B_1AB_3 = \varphi_{13}, \angle B_1AB_4 = \varphi_{14}$ 5. 连 B_4D, 以 D 为中心, DB_4 为半径作圆弧 $B_4B'_4$, 使 $\angle B_4DB'_4 = -\Psi_{14}$ 6. 连 B_2D, 以 D 为中心, DB_2 为半径, 作圆弧 $B_2B'_2$, 使 $\angle B_2DB'_2 = -\Psi_{12}$ 7. 作 B'_4B_1 及 B'_2B_1 的垂直平分线, 相交于 C_1 点, B_1C_1 即为连杆 <p>图 b 为机构在四个位置时的简图</p>

1.3.2 分析法

以铰链四杆机构的函数综合仪的设计为例进行分析。图 19-2-13a 所示铰链四杆机构，其两连架杆角位置 Ψ 和 φ 存在函数关系，如果要求实现的运动规律为 $y = f(x)$ (式中 $x_0 \leq x \leq x_m$)，就要选择一组机构参数，使上述两关系相同 (精确实现) 或接近 (近似实现)。连杆机构一般很难完全精确地实现所要求的运动规律。所以设计机构时往往选择一组机构参数，使其中有若干个点 (如图 19-2-13b 中 x_1, x_2, x_3) 是精确地实现的，其他点则是近似地实现，但其误差不超过一定的允许值。

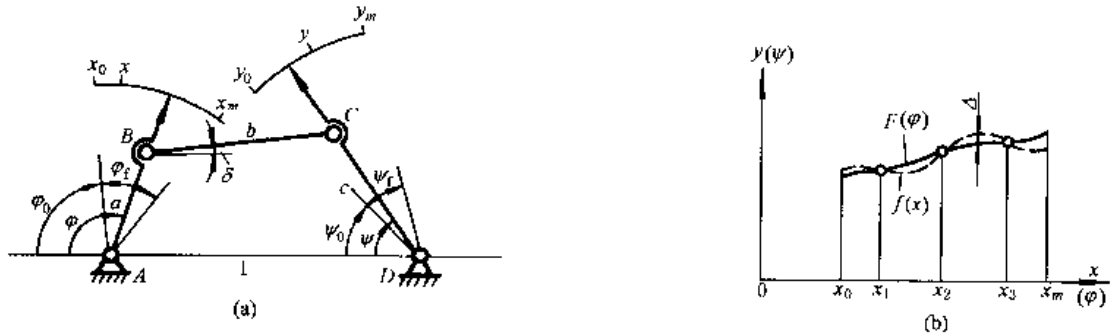


图 19-2-13

设计参数共有 7 个，即各构件的 3 个相对长度参数，输入角 φ 、输出角 Ψ 的转角范围 φ_f 和 Ψ_f ，以及输入角与输出角的起始值 φ_0 与 Ψ_0 。

精确插值结点用图 19-2-14 的切氏区间法来确定。应用这个方法确定插值结点的横坐标值，在机构误差分析的多数情况中，其极限偏差值相差很小。

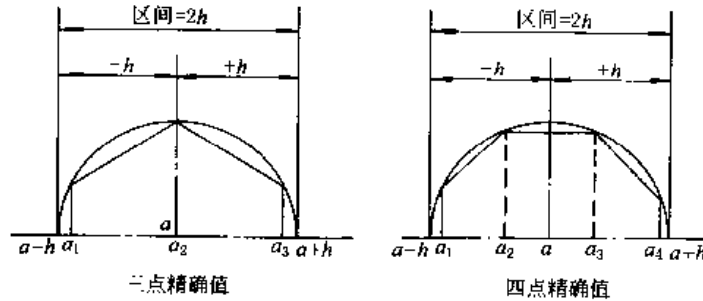


图 19-2-14

插值结点的横坐标根据下式确定：

$$x_i = a - h \cos \frac{2i-1}{2M} \pi = \frac{x_0 + x_m}{2} + \frac{x_0 - x_m}{2} \cos \frac{2i-1}{2M} \pi$$

式中 $i = 1, 2, \dots, M$

M 为精确插值结点的数目， $x_m - x_0 = 2h$ 为逼近区间。 $x_0 + x_m = 2a$ ， a 为区间的中点值。

当 $M = 3$ 时，用内接于半径为 h 的圆的正六边形求 x_1, x_2, x_3 的横坐标。当 $M = 4$ 时，以内接正八边形求 x_1, x_2, x_3, x_4 的横坐标。求得 x_i 后即可求出相应的 y_i 。

用分析法设计铰链四杆机构，根据图 19-2-13a 对任一组对应位置可推导出求解的公式。

$$a \cos(\pi - \varphi) + b \cos \delta + c \cos \Psi = 1 \tag{19-2-1}$$

$$a \sin(\pi - \varphi) + b \sin \delta = c \sin \Psi \tag{19-2-2}$$

消去 δ 得

$$\cos \varphi = p_1 \cos \Psi + p_2 \cos(\varphi - \Psi) + p_3 \tag{19-2-3}$$

式中

$$p_1 = \frac{c}{a}, p_2 = c, p_3 = \frac{b^2 - a^2 - c^2 - 1}{2a} \tag{19-2-4}$$

在设计满足三对对应位置关系的铰链四杆机构时，令：

$$W_1 = \cos \varphi_1 - \cos \varphi_2, \quad W_2 = \cos \varphi_1 - \cos \varphi_3, \quad W_3 = \cos \Psi_1 - \cos \Psi_2,$$

$$W_4 = \cos \Psi_1 - \cos \Psi_3, \quad W_5 = \cos (\varphi_1 - \Psi_1) - \cos (\varphi_2 - \Psi_2), \quad W_6 = \cos (\varphi_1 - \Psi_1) - \cos (\varphi_3 - \Psi_3),$$

以 φ_i 、 Ψ_i ($i=1, 2, 3$) 代入方程式 (19-2-3), 得:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= \frac{W_1 W_2 - W_2 W_5}{W_1 W_5 - W_4 W_5} \\ p_2 &= \frac{W_2 W_3 - W_1 W_4}{W_2 W_6 - W_4 W_5} \\ p_3 &= \cos \varphi_i - p_1 \cos \Psi_i - p_2 \cos (\varphi_i - \Psi_i), \quad i = 1, 2, 3 \end{aligned} \right\} \quad (19-2-5)$$

因而决定了机构的参数 a 、 b 、 c , 如图 19-2-13b 中实线表示 $\Psi = F(\varphi)$, 虚线表示要求的函数 $y = f(x)$, Δ 表示插值结点以外位置的误差。

例 设计四铰链机构实现 $y = x^{1.5}$, $1 \leq x \leq 4$ 。

已知条件: $x_0 = 1$, $x_m = 4$, $y_0 = 1$, $y_m = 8$ 。选定 $\varphi_0 = 30^\circ$, $\varphi_f = 90^\circ$, $\Psi_0 = 90^\circ$, $\Psi_f = 90^\circ$

解 1. 插值结点的计算, $M=3$

$$x_1 = \frac{1+4}{2} + \frac{1-4}{2} \cos \frac{2-1}{2 \times 3} \pi = 1.2010, \quad x_2 = \frac{1+4}{2} + \frac{1-4}{2} \cos \frac{4-1}{2 \times 3} \pi = 2.5000,$$

$$x_3 = \frac{1+4}{2} + \frac{1-4}{2} \cos \frac{6-1}{2 \times 3} \pi = 3.7990$$

$$y_1 = x_1^{1.5} = 1.201^{1.5} = 1.3162, \quad y_2 = x_2^{1.5} = 2.5^{1.5} = 3.9528, \quad y_3 = x_3^{1.5} = 3.799^{1.5} = 7.4046$$

2. 插值结点的输入角及输出角的余弦值

$$\varphi_1 - \left(\frac{x_1 - x_0}{x_m - x_0} \right) \varphi_f + \varphi_0 = \left(\frac{1.201 - 1}{4 - 1} \right) \times 90^\circ + 30^\circ = 36.03^\circ$$

$$\varphi_2 = \left(\frac{x_2 - x_0}{x_m - x_0} \right) \varphi_f + \varphi_0 = \left(\frac{2.5 - 1}{4 - 1} \right) \times 90^\circ + 30^\circ = 75^\circ$$

$$\varphi_3 = \left(\frac{x_3 - x_0}{x_m - x_0} \right) \varphi_f + \varphi_0 = \left(\frac{3.799 - 1}{4 - 1} \right) \times 90^\circ + 30^\circ = 113.97^\circ$$

$$\Psi_1 = \left(\frac{y_1 - y_0}{y_m - y_0} \right) \Psi_f + \Psi_0 = \left(\frac{1.3162 - 1}{8 - 1} \right) \times 90^\circ + 90^\circ = 94.07^\circ$$

$$\Psi_2 = \left(\frac{y_2 - y_0}{y_m - y_0} \right) \Psi_f + \Psi_0 = \left(\frac{3.9528 - 1}{8 - 1} \right) \times 90^\circ + 90^\circ = 127.96^\circ$$

$$\Psi_3 = \left(\frac{y_3 - y_0}{y_m - y_0} \right) \Psi_f + \Psi_0 = \left(\frac{7.4046 - 1}{8 - 1} \right) \times 90^\circ + 90^\circ = 172.34^\circ$$

$$\cos \varphi_1 = 0.808709, \quad \cos \varphi_2 = 0.258819, \quad \cos \varphi_3 = -0.406258$$

$$\cos \Psi_1 = -0.070975, \quad \cos \Psi_2 = -0.615111, \quad \cos \Psi_3 = -0.991077$$

$$\cos (\varphi_1 - \Psi_1) = \cos 58.04 = 0.529327, \quad \cos (\varphi_2 - \Psi_2) = \cos 52.96 = 0.602372$$

$$\cos (\varphi_3 - \Psi_3) = \cos 58.37 = 0.524432$$

3. W 值

$$W_1 = \cos \varphi_1 - \cos \varphi_2 = 0.54989, \quad W_2 = \cos \varphi_1 - \cos \varphi_3 = 1.214967, \quad W_3 = \cos \Psi_1 - \cos \Psi_2 = 0.544136,$$

$$W_4 = \cos \Psi_1 - \cos \Psi_3 = 0.920102, \quad W_5 = \cos (\varphi_1 - \Psi_1) - \cos (\varphi_2 - \Psi_2) = -0.073045,$$

$$W_6 = \cos (\varphi_1 - \Psi_1) - \cos (\varphi_3 - \Psi_3) = 0.004895$$

$$W_1 W_6 = 0.002692, \quad W_2 W_3 = 0.661107, \quad W_3 W_6 = 0.002664,$$

$$W_2 W_5 = -0.088745, \quad W_1 W_4 = 0.505955, \quad W_4 W_5 = -0.067209$$

4. p 值

$$p_1 = \frac{W_1 W_6 - W_2 W_5}{W_3 W_6 - W_4 W_5} = \frac{0.091437}{0.069873} = 1.3086, \quad p_2 = \frac{W_2 W_3 - W_1 W_4}{W_3 W_6 - W_4 W_5} = \frac{0.155152}{0.069873} = 2.2205$$

$$p_3 = \cos \varphi_1 - p_1 \cos \Psi_1 - p_2 \cos (\varphi_1 - \Psi_1) = 0.808709 - 1.3086 \times (-0.070975) - 2.2205 \times (0.529327) = -0.2738$$

校核 p_3

$$p_3 = \cos \varphi_2 - p_1 \cos \Psi_2 - p_2 \cos (\varphi_2 - \Psi_2) = 0.258819 - 1.3086 \times (-0.615111) - 2.2205 \times (0.602372) = -0.2738$$

5. 各构件相对长度 $d = 1$ (图 19-2-15)

$$a = \frac{p_2}{p_1} = 1.6969$$

$$c = p_2 = 2.2205$$

$$\delta^2 = 2ap_3 + a^2 + c^2 + 1 = 7.8809$$

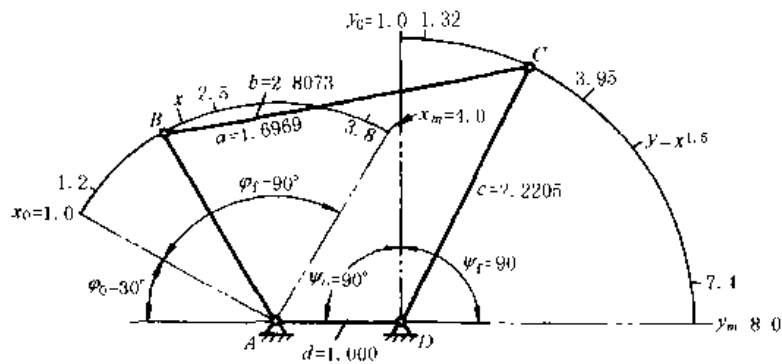


图 19-2-15

$b = 2.8073$

6. 误差分析

$$\alpha_1 = \arctan \frac{a \sin \varphi}{1 + a \cos \varphi}$$

$$f^2 = 1 + a^2 + 2a \cos \varphi$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{f^2 + c^2 - b^2}{2cf}$$

$\Psi^* = \alpha_1 + \alpha_2$ (机构实际输出角值)

$$\Psi = \Psi_0 + \Psi_f \left(\frac{y - y_0}{y_m - y_0} \right) \text{ (理论所需输出角值)}$$

$$x = x_0 + (x_m - x_0) \left(\frac{\Psi - \Psi_0}{\Psi_f} \right) = \frac{\Psi}{30}$$

角度偏差值 $\Delta \Psi = \Psi^* - \Psi$, 函数偏差值

$$\Delta y = \frac{y_m - y_0}{\Psi_f} \Delta \Psi = \frac{7}{90} \Delta \Psi$$

误差分析数据表如下。

$a = 1.6969 \quad b = 2.8073 \quad c = 2.2205 \quad d = 1 \quad 1 + a^2 = 3.8795 \quad c^2 - b^2 = -2.9503 \quad 2c = 4.4410$

φ°	$\alpha_1 = \arctan \frac{1.6969 \sin \varphi}{1 + 1.6969 \cos \varphi}$	$f = \sqrt{3.8795 + 3.3938 \cos \varphi}$	$\alpha_2 = \arccos \frac{f^2 - 2.9503}{4.441f}$	$\Psi^* = \alpha_1 + \alpha_2$	$x = \frac{\Psi}{30}$	$y = x^{1.5}$	$\Psi = \frac{90^\circ}{7} x$ ($\gamma - 1$) + 90°	$\Delta \Psi = \Psi^* - \Psi$	$\Delta y = \frac{7}{90} \Delta \Psi$
30	18.96	2.6113	70.51	89.47	1	1	90	-0.53	-0.0412
36.03	22.82	2.5737	71.25	94.07	1.201	1.316	94.06	0.01	0.0008
40	25.37	2.5457	71.81	97.18	1.3333	1.5395	96.94	0.24	0.0189
50	31.87	2.4619	73.47	105.34	1.6667	2.1517	104.81	0.53	0.0412
60	38.48	2.3615	75.50	113.98	2	2.8284	113.51	0.47	0.0367
70	45.26	2.2451	77.90	123.16	2.3333	3.5642	122.97	0.19	0.0150
75	48.72	2.1813	79.25	127.97	2.5	3.9528	127.96	0.01	0.0008
80	52.23	2.1140	80.69	132.92	2.6667	4.3546	133.13	-0.21	-0.0164
90	59.49	1.9696	83.90	143.39	3	5.1962	143.95	-0.56	-0.0436
100	67.12	1.8139	87.58	154.70	3.3333	6.0858	155.39	-0.69	-0.0536
110	75.26	1.6488	91.81	167.07	3.6667	7.0210	167.41	-0.34	-0.0264
113.97	78.67	1.5814	93.67	172.34	3.7990	7.4046	172.35	-0.01	-0.0008
120	84.11	1.4773	96.72	180.83	4	8	180.00	0.83	0.0646

注：误差曲线如图 19-2-16。

对于铰链四杆机构，当按照输入杆和输出杆的给定若干组对应角位移设计时，由于机构的设计参数最多为五个（如 a 、 b 、 c 、 φ_0 、 Ψ_0 ），故用精确点逼近设计时，最多只能按五个精确点设计。这时，式（19-2-5）应改

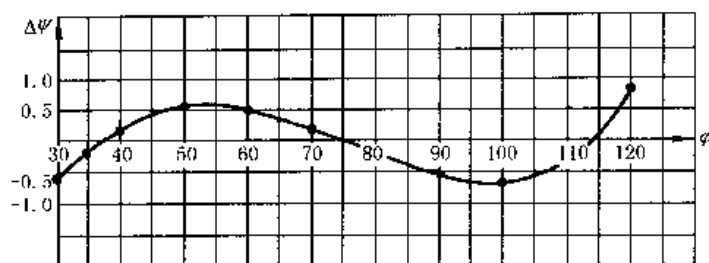


图 19-2-16

写为

$$\cos(\varphi_0 + \varphi_i) = p_1 \cos(\Psi_0 + \Psi_i) + p_2 \cos(\varphi_0 + \varphi_i - \Psi_0 - \Psi_i) + p_3 \quad (i=1,2,3,4,5) \quad (19-2-5a)$$

式中 φ_i 及 Ψ_i 分别为输入杆、输出杆相对于其起始角 φ_0 、 Ψ_0 的角位移。

对于四组对应位置设计时，方程中 $i=1, 2, 3, 4$ ，任意选定 φ_0 (或 Ψ_0) 值可得到四个联立方程，待求参数为 Ψ_0 (或 φ_0)、 p_1 、 p_2 、 p_3 。设法消去 p_1 、 p_2 、 p_3 先得到一个关于 Ψ_0 (或 φ_0) 的代数方程，求出 Ψ_0 后，将 Ψ_0 代回原方程中的三个方程联立解出 p_1 、 p_2 、 p_3 ，再由式 (19-2-4) 求出 a 、 b 、 c ($d=1$)。对于五组对应位置的设计，方程中 $i=1, 2, 3, 4, 5$ ，可以列出五个方程，待求参数为 φ_0 、 Ψ_0 、 p_1 、 p_2 、 p_3 。先设法消去 p_1 、 p_2 、 p_3 求出 φ_0 和 Ψ_0 ，然后将 φ_0 、 Ψ_0 代回原方程组，由其中三个方程联立解出 p_1 、 p_2 、 p_3 。也可用数值迭代法计算求解。

1.3.3 实验法

用几何法、分析法设计输入杆及输出杆满足三对对应位置的四铰链机构时，可以得到精确解；多于三对对应位置时，可用实验法试凑进行设计，所得精度可以满足一般工程要求。如精度不够，可将其结果作为初值，再用解析法使之精确化。

例 设计一个铰链四杆机构，输入角与输出角的位置关系如下：

i	1	2	3	4	5	6
j	2	3	4	5	6	7
输入角位移 φ_j (顺时针向)	15°	15°	15°	15°	15°	15°
输出角位移 Ψ_j (逆时针向)	10.8°	12.5°	14.2°	15.8°	17.5°	19.2°

解 1. 用透明纸 I 按输入角位移的要求作出一系列输入杆的位置线 j_1, j_2, \dots, j_7 ，选一合适的输入杆长度 AB 和连杆长度 BC ，以 B_1, B_2, \dots, B_7 为中心， BC 为半径，作一系列圆 K_1, K_2, \dots, K_7 (图 19-2-17a)。

2. 在另一透明纸 II 上，作输出杆的各个位置线 l_1, l_2, \dots, l_7 ，然后以 D 为中心作几个同心圆 s_1, s_2, \dots, s_n (图 19-2-17b)。

3. 把透明纸 I 覆盖在透明纸 II 上进行试凑，使 I 上各圆弧 K_1, K_2, \dots, K_7 分别与 II 各对应的输出杆位置线 l_1, l_2, \dots, l_7 相交，且交点均在某一同心圆上 (如图 19-2-17c 中的 s_2)，得到机构 AB_1C_1D 。试凑时往往要改变连杆的长度作多次试凑才能得到满意的结果。有时也可能无解。

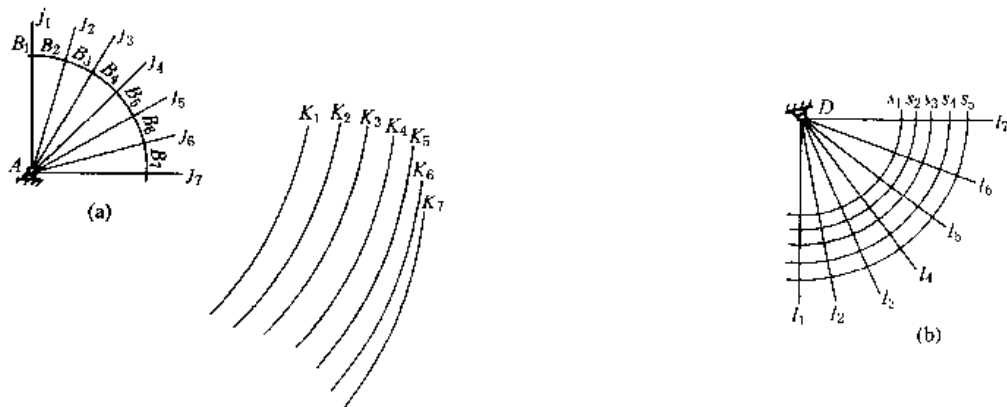


图 19-2-17

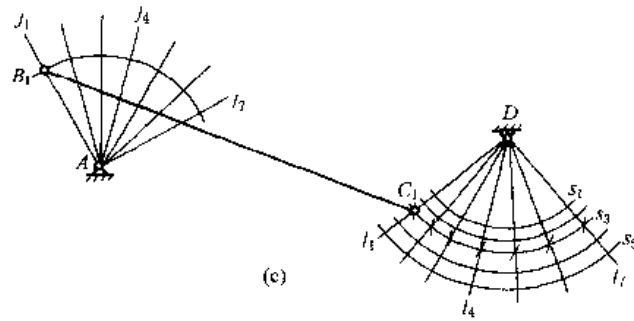


图 19-2-17

1.4 按照连杆位置及连杆点位置综合铰链四杆机构

1.4.1 已知连杆三个位置综合铰链四杆机构

表 19-2-4

已知条件	连杆 BC 的三个位置, B_1C_1 、 B_2C_2 及 B_3C_3 (如图示)	
B、C 两点是铰链中心		<p>1. 作 B_1B_2 和 B_1B_3 的垂直平分线 n_b 和 n_b', 作 C_1C_2 和 C_1C_3 的垂直平分线 n_c 和 n_c'</p> <p>2. n_b 与 n_b' 的交点即为固定铰链 A 的位置, n_c 与 n_c' 的交点即为固定铰链 D 的位置, 机构在第一位置的图形即为 AB_1C_1D</p> <p>对于给定连杆 BC 二个位置的设计, 只需根据空间限制期望的机构类型及传动角 γ 的大小, 分别在 n_b 和 n_c 上取定固定铰链 A 和 D 即可</p>
已知条件	连杆上 BC 的三个位置, B_1C_1 、 B_2C_2 和 B_3C_3 (如图示)	
B、C 两点不是铰链中心		<p>1. 参照上图作 n_b 及 n_c, 其交点 P_{12} 为连杆平面在 1、2 两位置之间的转动极, 作 n_b' 及 n_c', 其交点 P_{13} 为连杆平面在 1、3 两位置之间的转动极。连杆从第一位置到第二位置及第三位置时的转角分别为 θ_{12} 及 θ_{13} (见本表前一个图)</p> <p>2. 过 P_{12} 点作 z_1 与 n_1 线使 $\angle z_1P_{12}n_1 = \frac{\theta_{12}}{2}$, 过 P_{13} 作 z_1' 及 n_1' 线使 $\angle z_1'P_{13}n_1' = \frac{\theta_{13}}{2}$</p> <p>3. z_1 与 z_1' 的交点即为连杆上动铰链位置 E_1; n_1 与 n_1' 的交点, 即为固定铰链 A 之位置</p> <p>4. 把 $\angle z_1P_{12}n_1$ 绕 P_{12} 转过任意一个角度得 $\angle z_2P_{12}n_2$, 再把 $\angle z_1'P_{13}n_1'$ 绕 P_{13} 转过任一角度得 $\angle z_2'P_{13}n_2'$</p> <p>5. z_2 与 z_2' 的交点即为连杆上另一动铰链位置 F_1; n_2 与 n_2' 的交点即为另一固定铰链 D 的位置</p> <p>6. 机构在第一位置时的图形即为 AE_1F_1D 当 E_1F_1 分别转到 E_2F_2 及 E_3F_3 时, 连杆平面上的线段 B_1C_1 相应转到 B_2C_2 及 B_3C_3</p>
	<p>对于给定连杆上 B、C 二个位置的设计, 只需在 n_1 上任取点作为固定铰链 A, 在 z_1 上取点作为动铰链 E; 在 n_2 上任取点作为固定铰链 D, 在 z_2 上任取点作为动铰链 F</p>	

1.4.2 已知连杆四个位置综合铰链四杆机构

已知条件：连杆平面上线段 BC 的四个位置 B_1C_1 、 B_2C_2 、 B_3C_3 和 B_4C_4 。

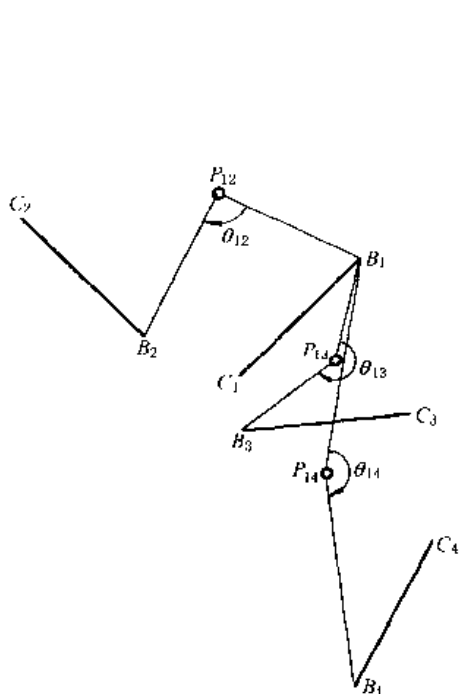


图 19-2-18

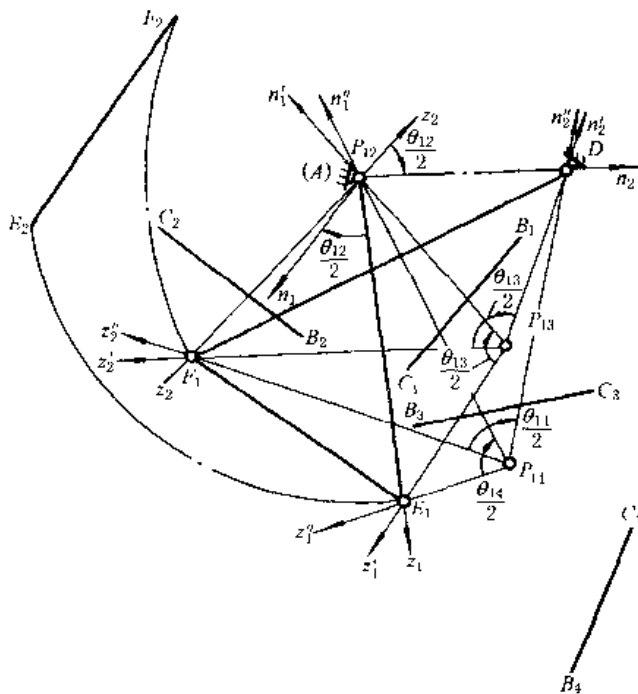


图 19-2-19

作图步骤

1. 根据已知的 B_1C_1 、 B_2C_2 、 B_3C_3 及 B_4C_4 的位置，用作图法求出其转动极 P_{12} 、 P_{13} 、 P_{14} 和连杆的角位移 θ_{12} 、 θ_{13} 、 θ_{14} (图 19-2-18)。

2. 过 P_{12} 作 z_1 和 n_1 线使 $\angle z_1 P_{12} n_1 = \frac{\theta_{12}}{2}$ ，过 P_{13} 作 z'_1 及 n'_1 线使 $\angle z'_1 P_{13} n'_1 = \frac{\theta_{13}}{2}$ ，过 P_{14} 作 z''_1 及 n''_1 线使 $\angle z''_1 P_{14} n''_1 = \frac{1}{2} \theta_{14}$ (图 19-2-19)。

3. 把上述三个角度 $\angle \theta_{12}/2$ 、 $\angle \theta_{13}/2$ 、 $\angle \theta_{14}/2$ 做成透明纸样板 $\angle P_{12}$ 、 $\angle P_{13}$ 、 $\angle P_{14}$ ，分别以 P_{12} 、 P_{13} 、 P_{14} 为中心转动样板试凑，使 z_1 、 z'_1 、 z''_1 汇交于一点 E_1 ，同时 n_1 、 n'_1 、 n''_1 汇交于另一点 A ，就得到一组对应的动铰链 E_1 及固定铰链 A 的位置。

4. 再转动样板得另一组交点，即另一组对应的动铰链 F_1 及固定铰链 D 的位置。

5. 机构在第一位置的图形即为 AE_1F_1D ，当 E_1F_1 转到 E_2F_2 、 E_3F_3 、 E_4F_4 时，连杆上的 B_1C_1 线相应地转到 B_2C_2 、 B_3C_3 及 B_4C_4 位置。如所得的机构不满足特定要求，可重复步骤 3 和 4，求得另一机构解，直至满意。

6. 在上述求解过程中可根据机构的尺寸范围、是否需要曲柄及传动角等要求，选择合理的两组对应位置，作为机构图形。

7. 如在图 19-2-19 中，选择 P_{12} 作为固定铰链 A 的位置，则 $P_{13}n'_1$ 边线及 $P_{14}n''_1$ 边线交于 P_{12} 点， $P_{13}z'_1$ 及 $P_{14}z''_1$ 边线的交点即为动铰链的位置 E_1 。 D 、 F_1 的解法同步骤 4，因而作图过程得到简化。

1.4.3 圆点曲线及圆心曲线

前面所述连杆四个位置综合作图法有无无穷多解，只要连续地改变 $\angle P_{12}$ 位置，就可得到相应的一组 z 及 n 的交点， z 边的交点（动铰链可能位置）轨迹称为圆点曲线，用 K_1 表示； n 边的交点（固定铰链可能位置）轨迹称为圆心曲线，用 M_{1234} 表示 (图 19-2-20)。

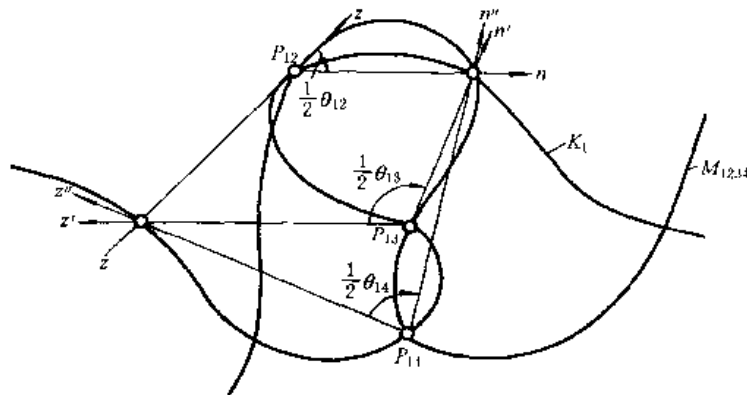


图 19-2-20

前面所述连杆四个位置综合作图法有无无穷多解，只要连续地改变 $\angle P_{12}$ 位置，就可得到相应的一组 z 及 n 的交点， z 边的交点（动铰链可能位置）轨迹称为圆点曲线，用 K_1 表示； n 边的交点（固定铰链可能位置）轨迹称为圆心曲线，用 M_{1234} 表示 (图 19-2-20)。

圆点曲线 K_1 是在第 1 参考位置时连杆动平面上的曲线，圆点曲线上的任一点当连杆在给定的 4 个位置时，这些点依次落在一个圆弧上。圆弧中心的轨迹即为圆心曲线。圆心曲线在固定平面上。

于是前面所述实现四个位置的机构的设计也可以按这样的步骤进行，即先作出圆点曲线及圆心曲线，然后在曲线上选择合适的两对对应位置作为动铰链及固定铰链位置，从而求出机构图形。

本手册只介绍连杆实现已知四个位置的机构综合法，关于已知五个位置的综合，以及有关圆点曲线及圆心曲线的详细理论及作图方法可参考有关专门著作^[9,13]。

1.4.4 已知连杆上点的位置综合铰链四杆机构

例 1 设计一个铰链四杆机构，已知输入角 φ_{12} 及 φ_{13} (图 19-2-21a) 及连杆上一点 e 的三个点位 e_1 、 e_2 、 e_3 。

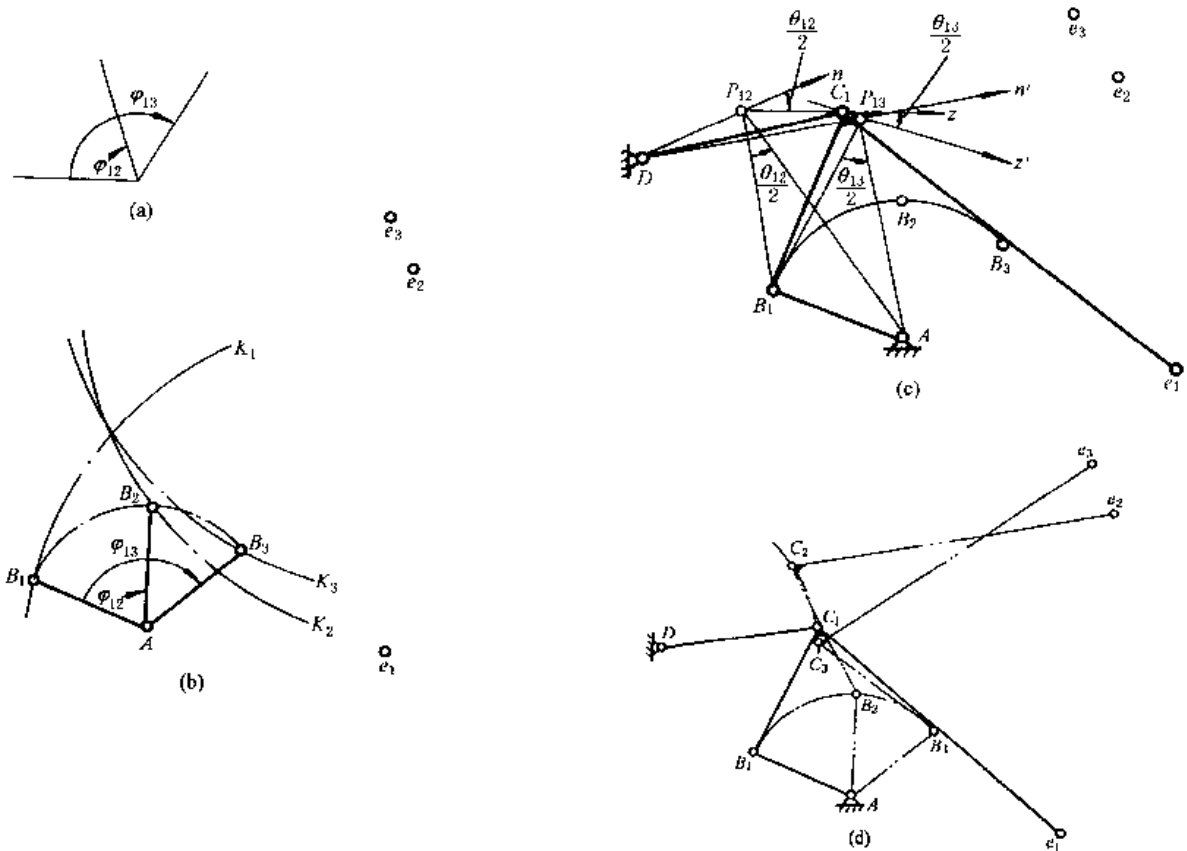


图 19-2-21

解 1. 取二张透明纸，一张上画输入杆的位置线 (图 19-2-21a) 及若干同心圆，另一张上分别以 e_1 、 e_2 、 e_3 为圆心、选定的半径为半径画圆弧 K_1 、 K_2 、 K_3 ；将二张纸重叠并作相对转动，直到 K_1 、 K_2 、 K_3 三个圆弧分别与图 a 上的三条位置线相交于同一半径圆弧上的 B_1 、 B_2 、 B_3 点，求得固定铰链 A 及输入杆长度 AB (图 19-2-21b)。

2. 根据连杆 Be 的三个位置 B_1e_1 、 B_2e_2 和 B_3e_3 ，求连杆在 1、2 位置间的转动极 P_{12} 和在 1、3 位置间的转动极 P_{13} ，以及连杆转动的半角 (图 19-2-21c)

$$\angle B_1P_{12}A = \frac{1}{2}\theta_{12}, \quad \angle B_1P_{13}A = \frac{1}{2}\theta_{13}$$

3. 过 P_{12} 可任意选合适位置作 z 和 n 线使 $\angle zP_{12}n = \frac{1}{2}\theta_{12}$ ，过 P_{13} 作 z' 及 n' 线使 $\angle z'P_{13}n' = \frac{1}{2}\theta_{13}$ 。 z 与 z' 的交点即为动铰链位置 C_1 ， n 与 n' 的交点为固定铰链 D 的位置。

4. 机构在第 1 位置的图形为 AB_1C_1D 及连杆上一点 e_1 。当输入杆由 AB_1 转到 AB_2 和 AB_3 时，连杆相应的占有 $B_1C_1e_1$ 、 $B_2C_2e_2$ 及 $B_3C_3e_3$ 的位置 (图 19-2-21d)。

例 2 设计一个铰链四杆机构，连杆上一点 e 需实现 e_1 、 e_2 、 e_3 和 e_4 四个点位 (图 19-2-22a)。

解 1. 由于本例未给定输入杆的位置要求 φ_{1i} ，故可根据机构的尺寸范围选定固定铰链 A 的位置、曲柄长度 AB 、 B_1 点位置以及连杆上 Be 的长度，然后作出曲柄圆及动铰链 B_1 、 B_2 、 B_3 和 B_4 (图 19-2-22a)。

2. 根据 B_1e_1 、 B_2e_2 、 B_3e_3 及 B_4e_4 (即连杆上 Be 线的四个位置) 求出转动极 P_{12} 、 P_{13} 、 P_{14} 。

3. 求出连杆在第 1、2 位置，第 1、3 位置及 1、4 位置间转角的半角值。

$$\angle B_1 P_{12} A = \frac{1}{2} \theta_{12}, \quad \angle B_1 P_{13} A = \frac{1}{2} \theta_{13}, \quad \angle B_1 P_{14} A = \frac{1}{2} \theta_{14}$$

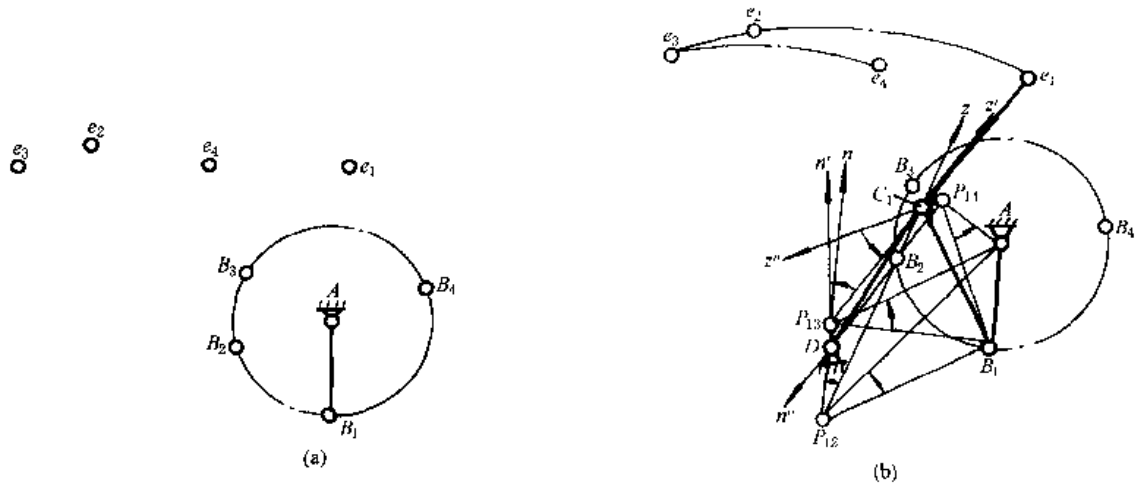


图 19-2-22

4. 以 P_{12} 为中心, 选合适位置作 $\angle z P_{12} n = \frac{1}{2} \theta_{12}$; 以 P_{13} 为中心作 $\angle z' P_{13} n' = \frac{1}{2} \theta_{13}$; 以 P_{14} 为中心作 $\angle z'' P_{14} n'' = \frac{1}{2} \theta_{14}$; 试凑到使 z', z'' 与 z 交于一点 C_1 , 同时 n', n'' 与 n 交于一点 D . C_1 与 D 是一对对应的动铰链及固定铰链的位置。

5. 机构在第 1 位置的图形即为 $ADB_1 C_1 e_1$, e_1 为连杆 $B_1 C_1$ 上的一个点, 如果所得机构的尺寸比例和传动角不合适, 则需另选 $\angle z P_{12} n$ 的位置, 即令 $\angle z P_{12} n$ 绕 P_{12} 点转一角度再进行试凑得另一解。有时整个设计过程需重选 A 点位置及 AB 长度。

例 3 设计一个带停歇期的六杆机构, 图 19-2-23 中基础的铰链四杆机构是一个曲柄摇杆机构。当已知输入杆转动 φ_{14} 角时, 六杆机构的输出杆 GF 近似地停歇不动。

解 1. 本例可先按机构空间尺寸, 选定处于某一圆弧上的四个点 e_1, e_2, e_3, e_4 ; 如给定了输入杆的 $\varphi_{12}, \varphi_{13}, \varphi_{14}$ 时, 可按例 1 的方法设计出基础铰链四杆机构 $ABCD$ 。如未给定 $\varphi_{12}, \varphi_{13}$, 则可按例 2 的方法设计出基础四杆机构 $ABCD$ 。

2. 在第 1 步中已同时求得转动极 P_{12}, P_{13}, P_{14} 及 $\angle B_1 P_{12} A = \frac{1}{2} \theta_{12}, \angle B_1 P_{13} A = \frac{1}{2} \theta_{13}, \angle B_1 P_{14} A = \frac{1}{2} \theta_{14}$ 。

3. 分别过 P_{12}, P_{13} 和 P_{14} 作直线 $P_{12} z, P_{13} z'$ 和 $P_{14} z''$ 通过 e_1 点; 再作直线 $P_{12} n, P_{13} n'$ 和 $P_{14} n''$ 使 $\angle z P_{12} n = \frac{1}{2} \theta_{12}, \angle z' P_{13} n' = \frac{1}{2} \theta_{13}, \angle z'' P_{14} n'' = \frac{1}{2} \theta_{14}$, 则 $P_{12} n, P_{13} n'$ 和 $P_{14} n''$ 三条直线的交点 F_1 便是动铰链 F 的位置, 而 e_1 则是连杆 $B_1 C_1$ 上的动铰链位置。显然 F_1 是动铰链 e 的圆弧轨迹的圆心。

4. 根据机构空间取定输出杆的固定铰链 G 的位置, 得到机构在第一位置时的图形 $ADB_1 C_1 e_1 F_1 G$ 。确定 GF 杆长度时, 应考虑输出杆 GF 的摆角 α 值。连杆点 e 的整个轨迹可由作图法或解析法得到。

1.4.5 轨迹综合

四杆机构的轨迹综合, 是使所设计的四杆机构的连杆某一点能实现某一已知轨迹。设计方法有以下几种。

(1) 用实验法求解。如图 19-2-24 已知要求实现的轨迹为 mm , 可先选定一点 A 为原动件的铰链中心, 然后选定曲柄 AB 及连杆 BM 的长度。令

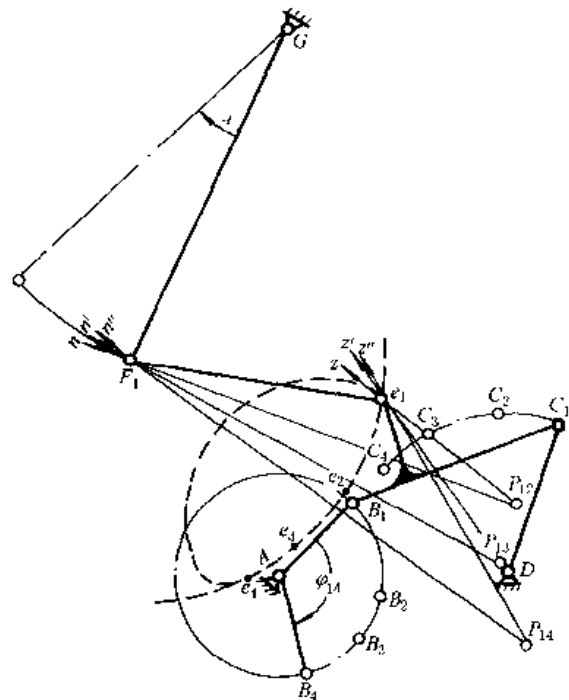


图 19-2-23

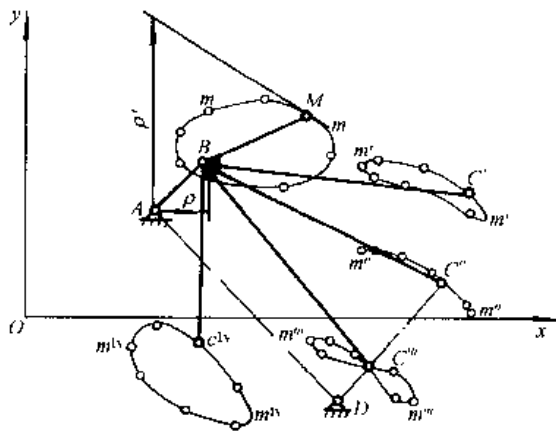


图 19-2-24

$$l_{AB} = \frac{\rho' - \rho}{2}, \quad l_{BM} = \frac{\rho' + \rho}{2}$$

式中 ρ' 为 A 点至轨迹 mm 的最长距离, ρ 为最短距离。

令连杆上 M 点在已知轨迹 mm 上运动, 则 B 点在以 A 为圆心、AB 为半径的圆周上移动, 这时固结在连杆 BM 上的其他点如 C'、C''、C''' 点也各绘出其一定形状的轨迹。在这些轨迹中找出一与圆或圆弧相近似的轨迹, 则形成此轨迹的点即为连杆上动铰链中心 C, 此轨迹的圆心即作为机架上固定铰链中心 D, ABCD 即为实现已知轨迹 mm 的四杆机构。

如果点的轨迹不是圆弧而是一直线, 则可得曲柄滑块机构。

(2) 在工程上已有现成的连杆轨迹图谱^[18], 设计者可以查阅图谱中相近的一条轨迹定出机构的初步尺寸。近年来出现了利用计算机按电子图谱设计的方法, 但尚未推广。

(3) 在所要求实现的轨迹上选择 3 个或 4 个点, 用 1.4.4 节方法进行实现此种点位的四杆机构尺寸设计, 设计所得的四杆机构连杆上某一点的轨迹有若干个位置能精确实现所设计的轨迹, 其余各点则是近似的实现。

(4) 当要求较多点 (最多不超过 9 个) 实现给定轨迹时, 宜采用解析法进行设计。解析法有位移矩阵法和形封闭法等。

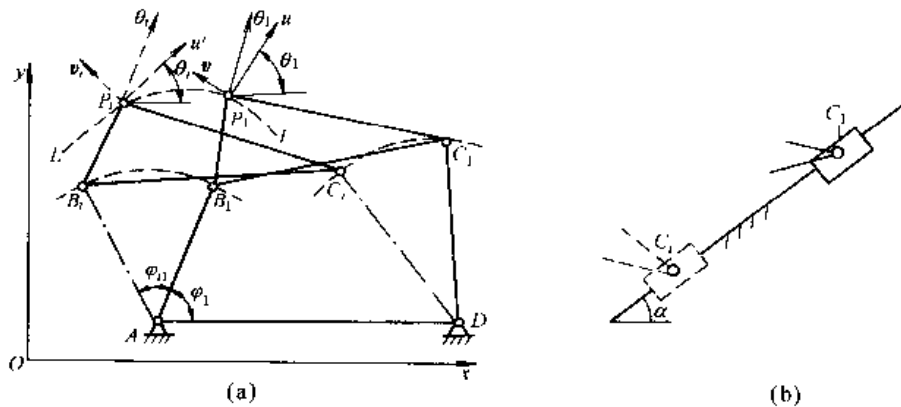


图 19-2-25

图 19-2-25a 所示四杆机构 ABCD 的连杆刚体以动铰链 B、C 与连架杆 AB 和 CD 相连, 而连架杆则以转动副或移动副 (图 19-2-25b) 相连, B、C 在固定坐标系 xOy 中的轨迹为圆或直线, 而连杆刚体上的点在 xOy 平面上的轨迹称为连杆曲线 LL , 不同的点有不同的轨迹。在两个连架杆和连杆上各设置一个坐标系 (动坐标系), 则与连架杆相固连的动坐标系只能作定点转动或定向 (沿导路) 移动, 而与连杆相固连的动坐标系 (uP, v) 则是作平面复合运动 (即坐标原点 P_i 是运动的); 与机架固连的坐标系是固定坐标系 xOy (O 不一定与定铰 A 重合); 铰链 B、C 与连杆点 P 在各自的动坐标系中的位置是固定不变的, 然而它们在固定坐标 xOy 中的位置确是时变的; B 相对 A、C 相对 D 以及 P 相对 B、C 在各自动坐标系中的相对位置和距离都是固定不变的, 而且连杆上 B、C 点和连架杆上 B、C 点在固定坐标系中同一时刻的坐标值必须是相等的。按给定轨迹要求设计四杆机构时, 连杆点 P 在固定坐标系中坐标值系列 (x_{P_i}, y_{P_i}) 是给定的, 为了简化计算, 在连杆上的动坐标系原点即取为 P_i , 则连杆上给定点 Q_i 的坐标 (u_Q, v_Q 为动系坐标, x_Q, y_Q 为定系坐标) 可表示为:

$$\left. \begin{aligned} x_{Q_i} &= x_{P_i} + u_Q \cos \theta_i - v_Q \sin \theta_i \\ y_{Q_i} &= y_{P_i} + u_Q \sin \theta_i + v_Q \cos \theta_i \end{aligned} \right\} \quad (19-2-6)$$

式中 θ_i 表示动坐标 u 与 x 坐标之间的夹角, 它表示连杆刚体的姿态; (x_{Q_i}, y_{Q_i}) 和 (u_Q, v_Q) 表示连杆点 Q 在定坐标和动坐标中的位置; x_{Q_i}, y_{Q_i} 和 θ_i 三者合称连杆刚体的位姿。

取定连杆刚体的第一个位姿 $(x_{Q_1}, y_{Q_1}, \theta_1, x_{P_1}, y_{P_1})$, 可得:

$$\begin{aligned} u_Q &= (x_{Q_1} - x_{P_1}) \cos \theta_1 + (y_{Q_1} - y_{P_1}) \sin \theta_1 \\ v_Q &= (y_{Q_1} - y_{P_1}) \sin \theta_1 - (x_{Q_1} - x_{P_1}) \cos \theta_1 \end{aligned}$$

再将 (u_Q, v_Q) 代入式 (19-2-6) 可得:

$$\begin{aligned} x_{Q_i} &= x_{P_i} + x_{Q_1} \cos \theta_{i1} - x_{P_1} \cos \theta_{i1} + y_{P_1} \sin \theta_{i1} - y_{Q_1} \sin \theta_{i1} \\ y_{Q_i} &= y_{P_i} + x_{Q_1} \sin \theta_{i1} - x_{P_1} \sin \theta_{i1} - y_{P_1} \cos \theta_{i1} + y_{Q_1} \cos \theta_{i1} \end{aligned} \quad (19-2-7)$$

或
$$\begin{Bmatrix} x_{Q_i} \\ y_{Q_i} \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{i1} & -\sin \theta_{i1} & x_{P_i} - x_{P_1} \cos \theta_{i1} + y_{P_1} \sin \theta_{i1} \\ \sin \theta_{i1} & \cos \theta_{i1} & y_{P_i} - y_{P_1} \cos \theta_{i1} - x_{P_1} \sin \theta_{i1} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \\ 1 \end{Bmatrix} = [D_{i1}]_P (x_{Q_1} \ y_{Q_1} \ 1)^T$$

式中 $\theta_{i1} = \theta_i - \theta_1$ 为刚体由 1 位姿到达 i 位姿时的相对转角; 有下标 1 和 i 的参数分别表示位姿 1 和 i 时的参数值; $[D_{i1}]_P$ 为以 P_1 为原点的位移矩阵, 此位移矩阵可用于任何作平面运动的刚体, 例如用于连架杆则可以 A_1 (或 D_1) 取代 P_1 , 这时 θ_{i1} 应以 φ_{i1} 取代; 如构件作平移 (如滑块) 则只需令 $\theta_{i1} = 0$ 。

对以转动副和机架相连的连架杆, 有以下定杆长约束方程:

$$(x_{B_i} - x_A)^2 + (y_{B_i} - y_A)^2 = (x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2 \quad i = 2, 3, 4, \dots \quad (19-2-8)$$

$$\begin{aligned} (x_{B_i} \ y_{B_i} \ 1)^T &= [D_{i1}]_A (x_{B_1} \ y_{B_1} \ 1)^T = [D_{i1}]_P (x_{B_1} \ y_{B_1} \ 1)^T \\ (x_{C_i} - x_D)^2 + (y_{C_i} - y_D)^2 &= (x_{C_1} - x_D)^2 + (y_{C_1} - y_D)^2 \quad i = 2, 3, 4, \dots \\ (x_{C_i} \ y_{C_i} \ 1)^T &= [D_{i1}]_D (x_{C_1} \ y_{C_1} \ 1)^T = [D_{i1}]_P (x_{C_1} \ y_{C_1} \ 1)^T \end{aligned} \quad (19-2-9)$$

对以移动副和机架相连的连架杆 (滑块), 有以下定向约束方程:

$$y_{C_i} - y_{C_1} = (x_{C_i} - x_{C_1}) \tan \alpha \quad i = 2, 3, 4, \dots \quad (19-2-10)$$

式中 α 是滑块导路与固定坐标系的 x 轴之间的夹角, 且为定值。

由于连杆上的动铰链 B 、 C 与连架杆上的动铰链 B 、 C 在固定坐标系 xOy 中应该具有相同的值, 所以同一连杆上的 B 、 C 两点的位移矩阵中的 θ_{i1} 、 x_{P_1} 、 x_{P_i} 、 y_{P_1} 和 y_{P_i} 都是相同的。基于以上分析, 将式 (19-2-7) 中的 $(x_{B_i} = x_{Q_i}, y_{B_i} = y_{Q_i})$ 代入式 (19-2-8) 中, 经整理后可以得到非线性的方程组:

杆 AB :

$$\begin{aligned} A_{i1} \cos \theta_{i1} + B_{i1} \sin \theta_{i1} &= G_{i1} \\ A_{i1} &= (x_{B_1} - x_{P_1})(x_{P_i} - x_A) + (y_{B_1} - y_{P_1})(y_{P_i} - y_A) \\ B_{i1} &= (x_{B_1} - x_{P_1})(y_{P_i} - y_A) - (y_{B_1} - y_{P_1})(x_{P_i} - x_A) \\ G_{i1} &= x_{B_1}(x_{P_i} - x_A) + y_{B_1}(y_{P_i} - y_A) + x_{P_i}x_A + y_{P_i}y_A - 0.5(x_{P_1}^2 + y_{P_1}^2 + x_{P_i}^2 + y_{P_i}^2) \\ i &= 2, 3, \dots, n \end{aligned} \quad (19-2-11)$$

同理, 杆 CD :

$$\begin{aligned} C_{i1} \cos \theta_{i1} + D_{i1} \sin \theta_{i1} &= K_{i1} \\ C_{i1} &= (x_{C_1} - x_{P_1})(x_{P_i} - x_D) + (y_{C_1} - y_{P_1})(y_{P_i} - y_D) \\ D_{i1} &= (x_{C_1} - x_{P_1})(y_{P_i} - y_D) - (y_{C_1} - y_{P_1})(x_{P_i} - x_D) \\ K_{i1} &= x_{C_1}(x_{P_i} - x_D) + y_{C_1}(y_{P_i} - y_D) + x_{P_i}x_D + y_{P_i}y_D - 0.5(x_{P_1}^2 + y_{P_1}^2 + x_{P_i}^2 + y_{P_i}^2) \\ i &= 2, 3, 4, \dots, n \end{aligned} \quad (19-2-12)$$

滑块 C :

$$\begin{aligned} E_{i1} \cos \theta_{i1} + F_{i1} \sin \theta_{i1} &= H_{i1} \\ E_{i1} &= -(x_{C_1} - x_{P_1}) \tan \alpha + (y_{C_1} - y_{P_1}) \\ F_{i1} &= (y_{C_1} - y_{P_1}) \tan \alpha + (x_{C_1} - y_{P_1}) \\ H_{i1} &= -(x_{C_1} - x_{P_1}) \tan \alpha + (y_{C_1} - y_{P_1}) \\ i &= 2, 3, 4, \dots, n \end{aligned} \quad (19-2-13)$$

对全铰链四杆机构, 联立式 (19-2-11) 和 (19-2-12) 得:

$$\begin{cases} \cos \theta_{i1} = (G_{i1} D_{i1} - K_{i1} B_{i1}) / (A_{i1} D_{i1} - C_{i1} B_{i1}) \\ \sin \theta_{i1} = (A_{i1} K_{i1} - C_{i1} G_{i1}) / (A_{i1} D_{i1} - C_{i1} B_{i1}) \end{cases} \quad (19-2-14)$$

和
$$(G_{i1} D_{i1} - K_{i1} B_{i1})^2 + (A_{i1} K_{i1} - C_{i1} G_{i1})^2 = (A_{i1} D_{i1} - C_{i1} B_{i1})^2 \quad (19-2-15)$$

式 (19-2-15) 中各系数均不包含连杆的姿态角 θ_{i1} , 故式 (19-2-15) 是按给定连杆点轨迹 (不要求姿态角 θ) 设计全铰链四杆机构参数的方程式。当给定点位数为 n 时, 方程数为 $n-1$; 而机构待定参数为 8 个, 即铰链 A 、 B 、 C 、 D 的 8 个坐标值。当方程可解时, 应满足 $n-1=8$, 即 $n=9$, 故用全铰链四杆机构实现给定轨迹时, 最多能精确实现轨迹上的 9 个点。其余点只能近似实现, 可以用优化的方法选择精确实现的 9 个点, 使误差最小。当给定点位数 n 小于 9 时, 可列方程数少于待定参数个数, 这时可预先选定的参数个数为 $(9-n)$ 个, 也就是

说给定 9 个位置时无参数可供预选。

设计时, 按给定的 x_{P_i}, y_{P_i} ($i=1, 2, \dots, n$) 代入式 (19-2-15) 中的系数 $A_{i1}, B_{i1}, C_{i1}, D_{i1}, G_{i1}$ 和 K_{i1} , 得到 $(n-1)$ 个非线性方程式, 从而解得 $(n-1)$ 个机构参数。例如 $n=9$ 时为 8 个机构参数, $n=5$ 时为 4 个机构参数。再将求得的机构参数值代入式 (19-2-14) 便求出了连杆的姿态角 θ_{i1} 。应该指出: 上述非线性方程组求解时, 随着精确点数的增多, 求解也越困难, 而且可能无实解, 或即使有解, 也可能因杆长比或传动角等不合理而无实用价值。所以一般常按 4~6 个精确点设计, 这时有 3~5 个参数可以预选, 因而有无限多个解, 有利于机构多目标优化的设计。

按给定轨迹设计曲柄滑块机构时, 待求参数是铰链 A, B, C 的 6 个坐标值和导路的方向角 α , 共 7 个待求参数。这时能够精确实现的点位数为 8 个 (即 $n-1=7, n=8$)。所用的方程是式 (19-2-8)、式 (19-2-10) 或式 (19-2-11)、式 (19-2-13); 这时, 式 (19-2-14)、式 (19-2-15) 应变为式 (19-2-16)、式 (19-2-17):

$$\begin{cases} \cos\theta_{i1} = (G_{i1}F_{i1} - H_{i1}B_{i1}) / (A_{i1}F_{i1} - E_{i1}B_{i1}) \\ \sin\theta_{i1} = (A_{i1}H_{i1} - E_{i1}G_{i1}) / (A_{i1}F_{i1} - E_{i1}B_{i1}) \end{cases} \quad (19-2-16)$$

$$(G_{i1}F_{i1} - H_{i1}B_{i1})^2 + (A_{i1}H_{i1} - E_{i1}G_{i1})^2 = (A_{i1}F_{i1} - E_{i1}B_{i1})^2 \quad (19-2-17)$$

当设计连杆位置给定 (即 θ_{i1} 给定) 的刚体引导机构时, 所用方程及待求参数均同前; 对铰链四杆机构 $n=5$, 对曲柄滑块机构 $n=4$ 。

当按给定轨迹上一系列有序点 P_i 及其对应的曲柄转角 φ_i 的要求, 设计四杆机构时, 所用方程及待求参数均同前; 对铰链四杆机构 $n=5$, 对曲柄滑块机构 $n=4$ 。而且式 (19-2-7) 中的位移矩阵 $[D_{i1}]_P$ 应改为 $[D_{i1}]_A$, 其元素中 (x_{P_i}, y_{P_i}) 、 (x_{P_i}, y_{P_i}) 均用 (x_A, y_A) 取代, 将 θ_{i1} 改成 φ_{i1} 即可。更为翔实的说明可参阅文献 [2, 6, 8]。

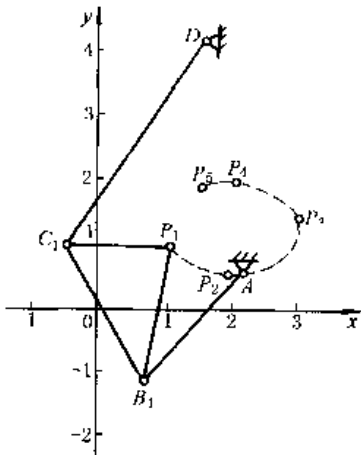


图 19-2-26

例 设计一铰链四杆机构, 实现图 19-2-26 所示轨迹上 5 个点 $P_1(1, 1)$ 、 $P_2(2, 0.5)$ 、 $P_3(3, 1.5)$ 、 $P_4(2, 2)$ 和 $P_5(1.5, 1.9)$ 。

解 1. 因已知点位数 $n=5$, 故可列设计方程数为 $(5-1)=4$, 待求参数为 8, 方程数不够, 因而需预选参数, 可预选参数的个数为 $(9-n)=(9-5)=4$, 先选定 $A(2.1, 0.6)$ 、 $D(1.5, 4.2)$ 。

2. 将 (x_{B1}, y_{B1}) 、 (x_{C1}, y_{C1}) 、 (x_A, y_A) 、 (x_D, y_D) 、 (x_{P_i}, y_{P_i}) 代入式 (19-2-11)、式 (19-2-12) 和式 (19-2-15) 得到四个非线性方程式, 求得四个参数及四根杆的长度:

$$\begin{aligned} x_{B1} = 0.607, \quad y_{B1} = 1.127; \quad x_{C1} = -0.586, \quad y_{C1} = 0.997; \\ l_{AB} = 2.283 \quad l_{CD} = 3.822 \quad l_{BC} = 2.346 \quad l_{AD} = 3.649; \quad l_{BP} = 2.163 \quad l_{CP} = 1.586 \end{aligned}$$

3. 连杆第一位置 $\overline{B_1C_1}$ 的方向角 θ_1 及第 i 个位置 $\overline{B_iC_i}$ 的方向角 θ_i 可按式求得:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \arctan \frac{y_{C1} - y_{B1}}{x_{C1} - x_{B1}} \\ \theta_i &= \arctan \frac{y_{C1} - y_{B1}}{x_{C1} - x_{B1}} = \arctan(-1.78035583) = 119.322^\circ \end{aligned}$$

则

$$\theta_{i1} = \theta_i - \theta_1$$

或按式 (19-2-14) 求出 θ_{i1} 的值。

应该指出: 由于预选的 A, D 坐标值不同, 所求得的机构参数也不相同。

1.4.6 相当机构及其应用

在机构设计时, 有时会发现设计所得的四杆铰链机构虽然能实现预期的连杆上点的轨迹, 但是固定铰链及动铰链不能很方便地安装在机器里, 或者传动角很不恰当。遇到这些问题时可以应用重演同样连杆曲线有三个相当机构的原理 (罗培兹定理), 尝试采用另外两个相当机构来解决上述问题。相当机构的作图法如下 (图 19-2-27):

(1) 已知四杆铰链机构 $ABCD$ 及连杆上一点 P , 以 AD 为底边作三角形 ADK 与三角形 BCP 相似;

(2) 作平行四边形 $AB'PB$, 作三角形 $B'PH$ 与三角形 BCP 相似, $AB'HK$ 即为机构 $ABCD$ 的一个相当机构, P 点为连杆 $B'H$ 上的一点;

(3) 作平行四边形 $DCPC'$, 作三角形 $PC'H'$ 与 BCP 相似, $KH'C'D$ 为机构 $ABCD$ 的另一个相当机构。 P 点为连

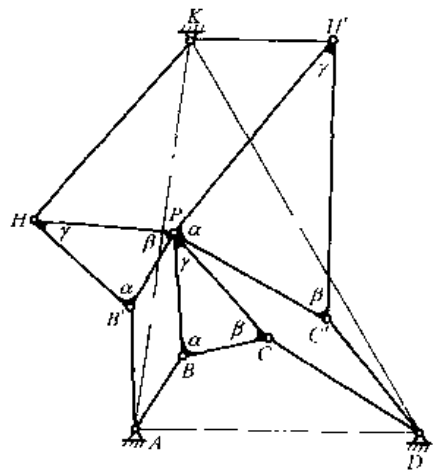


图 19-2-27

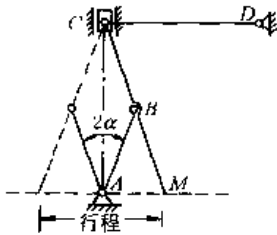
杆 $C'H'$ 上的一点。

1.4.7 直线运动机构

在机构设计中常应用连杆上点的直线运动或近似直线运动的轨迹。表 19-2-5 列出若干种四杆及多杆机构连杆上点作直线或近似直线运动的机构。

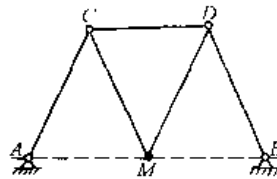
表 19-2-5

四 杆 直 线 运 动 机 构



$$AB = BC = BM$$

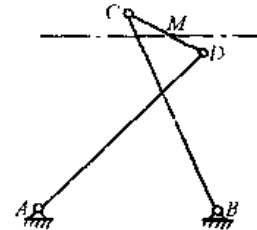
如 C 处用滑块，轨迹点 M 作直线运动。
如用 CD 杆代替滑块， M 点作近似直线运动。如 CD 长度等于输出行程，则 M 点的直线轨迹误差为 0.03% ， 2α 最大值为 40°



$$AB = 2CD$$

$$AC = BD = 1.2CD$$

轨迹点 M 作近似直线运动



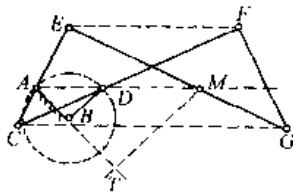
$$AB = 2CD$$

$$AD = BC = 2 \frac{1}{2} DC$$

M 为 CD 中点

轨迹点 M 作近似直线运动

六 杆 直 线 运 动 机 构



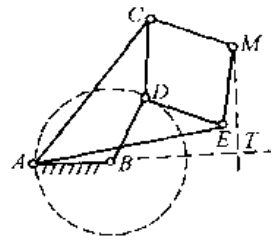
$$CE = GF \quad EG = CF$$

过 A 、 D 、 M 诸点的线平行于 EF ，如 D 点的轨迹经过 A ，
轨迹点 M 作直线运动，其轨迹 MT 垂直于 AB

如 D 点的轨迹不经过 A ，且 $BA < BD$ ，则 M 点轨迹为大圆弧，圆弧半径

$$R = BD \times \frac{CF^2 - CE^2}{BD^2 - AB^2} \times \frac{AC \times AE}{CE^2}$$

八 杆 直 线 运 动 机 构



$$AC = AE \quad AB = BD$$

$$CD = DE = CM = ME$$

如 D 点的轨迹经过 A ，轨迹点 M 作直线运动，其轨迹 MT 垂直于 AB

如 D 点的轨迹不经过 A ，且 $BA < BD$ ， M 点轨迹为大圆弧，圆弧半径

$$R = BD \times \frac{AC^2 - CD^2}{BD^2 - AB^2}$$

2 瞬心线机构及互包络线机构

2.1 瞬心线机构的工作特点及设计计算的一般原理

(1) 特点及用途

瞬心线机构是以相对运动瞬心线作为廓形线，利用摩擦力来传动的高副机构。它主要用来：1) 实现主、从

动件之间的变速传动；2) 改善组合机构的运动特性或动力特性，例如图 19-2-28 的椭圆齿轮（相当于节线为两条椭圆瞬心线）与曲柄滑块机构组合，使滑块的工作行程作近似的等速运动，并在回程具有急回特性；3) 协调平行工作机构的周期。

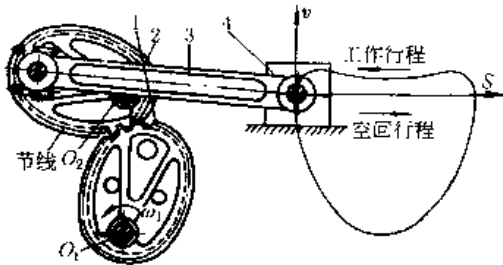


图 19-2-28

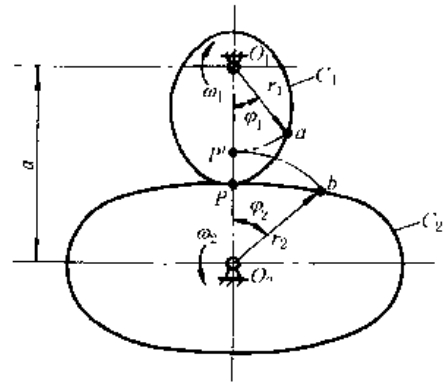


图 19-2-29

(2) 作纯滚动的条件

两绕定轴 O_1 、 O_2 转动的瞬心线（如图 19-2-29 中的 C_1 、 C_2 ）作纯滚动的两个运动条件：

1) 根据三心定理，相对运动瞬心 P 与绝对运动瞬心 O_1 、 O_2 必位于同一直线上，故 $O_1P \pm O_2P = O_1O_2$ ，或任何瞬时相互接触的两向径 (r_1 、 r_2) 之和等于中心距 a 。

$$r_1 \pm r_2 = a \tag{19-2-18}$$

外接时用“+”号，内接时用“-”号。

2) 设 t 秒后，向径 r_1 与 r_2 恰好转到 P' 点相互接触，则瞬心线所滚过的两段弧长应相等。

$$\widehat{Pa} = \widehat{Pb}$$

或

$$r_1 d\varphi_1 = r_2 d\varphi_2$$

即传动比

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \frac{r_2}{r_1} \tag{19-2-19}$$

这样，每一瞬时，相对瞬心 P 将中心距 a 分成与角速度 ω 成反比的二个线段。

(3) 瞬心线机构的设计计算

1) 瞬心线方程式 已知中心距 a ，构件 1 的瞬心线 C_1 的方程 $r_1 = r_1(\varphi_1)$ ，求构件 2 的瞬心线 C_2 的方程：

$$\left. \begin{aligned} C_2: r_2 &= a - r_1(\varphi_1) \\ \varphi_2 &= \int_0^{\varphi_1} \frac{r_1 d\varphi_1}{r_2} = \int_0^{\varphi_1} \frac{r_1(\varphi_1) d\varphi_1}{a - r_1(\varphi_1)} = -\varphi_1 + a \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{a - r_1(\varphi_1)} \end{aligned} \right\} \tag{19-2-20}$$

已知中心距 a ，传动比函数 $i_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \varphi_2'(\varphi_1)$ ，求瞬心线 C_1 和瞬心线 C_2 的方程：

$$C_1: r_1 = \frac{a\varphi_2'(\varphi_1)}{1 + \varphi_2'(\varphi_1)} \tag{19-2-21}$$

$$C_2: r_2 = \frac{a}{1 + \varphi_2'(\varphi_1)}, \quad \varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \varphi_2'(\varphi_1) d\varphi_1 \tag{19-2-22}$$

2) 瞬心线在接触点的 μ 角 μ 角是瞬心线接触点的向径 r 和公切线正方向 t 之间的夹角（图 19-2-30），在瞬心线上任取一点为起点，设瞬心线弧长增加的方向与转角 φ 的方向相反，则瞬心线切线的正方向与弧长增加方向一致。

μ 角的计算公式为：

$$\tan \mu = \frac{r}{\frac{dr}{d\varphi}} \tag{19-2-23}$$

对于主动轮:

$$\tan\mu_1 = \frac{r_1}{\frac{dr_1}{d\varphi_1}} = -\frac{i_{12} \pm 1}{i'_{12}} \quad (19-2-24)$$

对于从动轮:

$$\tan\mu_2 = \frac{r_2}{\frac{dr_2}{d\varphi_2}} = \frac{1 \pm i_{12}}{i'_{12}} \quad (19-2-25)$$

其中

$$i'_{12} = \frac{di_{12}}{d\varphi_1}$$

所以

$$\tan\mu_1 \pm \tan\mu_2 = 0$$

式中 “+” 号用于外接时, “-” 号用于内接时。即外接时 $\mu_1 + \mu_2 = 180^\circ$, 内接时 $\mu_1 = \mu_2$ 。

3) 传动比函数 $i_{12} = f(\varphi_1)$

① 要使瞬心线具有平滑的外形, μ 角连续变化, 则要求传动比函数在 φ_1 变化区域内具有连续导数。

② 为避免瞬心线出现过陡的段落, 以利于力的传递, 则要求传动比函数为有限的值, 一般应使 $45^\circ \leq \mu \leq 135^\circ$, (即保证压力角 $\alpha = | \mu - 90^\circ | \leq 45^\circ$)。

③ 当要求主动轮按某一方向旋转, 而从动轮旋转方向不变时, 则要求传动比函数为正值。

因此, 瞬心线机构的传动比函数应为有限正值的光滑曲线, 可为周期函数曲线或非周期函数曲线, 如图 19-2-31 所示。

4) 封闭瞬心线 要求瞬心线机构能作连续转动时, 其瞬心线必须是封闭的。

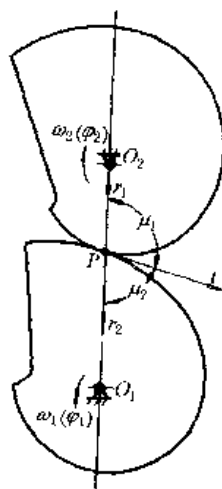


图 19-2-30

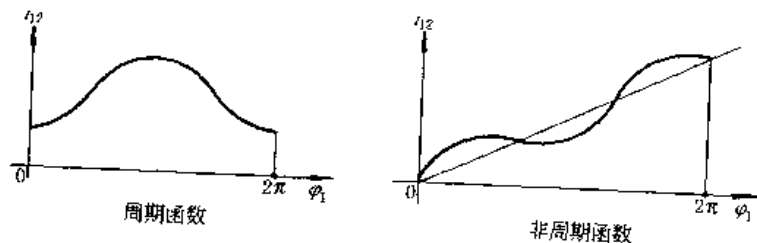


图 19-2-31

① 封闭条件 要使主动轮为封闭曲线, 由瞬心线方程式

$$\begin{cases} r_1 = \frac{a}{1 + i_{12}} = r_1(\varphi_1) \\ i_{12} = f(\varphi_1) \end{cases}$$

可知必须使传动比函数是一个周期函数, 其周期 T 与主动轮旋转周期 T_1 之间满足关系式 $T = \frac{T_1}{n_1}$, 周期数 n_1 为整数。当 $\varphi_1 = \frac{360^\circ}{n_1}$ 的整数倍时, 向径 r_1 的值重复出现, 即 φ_1 为 $0, \frac{360^\circ}{n_1}, \frac{2 \times 360^\circ}{n_1}, \dots, 360^\circ$ 处, 向径 r_1 均相等, 廓线封闭。

要使与具有封闭瞬心线的主动轮相搭配的从动轮的瞬心线也是封闭曲线, 由方程式

$$\begin{cases} r_2 = \frac{ai_{12}}{1 + i_{12}} = r_2(\varphi_1) \\ \varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{i_{12}} \end{cases} \quad (19-2-26)$$

$$(19-2-27)$$

可知从动轮旋转周期 T_2 与 T, T_1 之间应满足关系式 $T = \frac{T_2}{n_2} = \frac{T_1}{n_1}$, 周期数 n_2 也为整数。当 $\varphi_1 = \frac{360^\circ}{n_1}$ 的整数倍, 而且 $\varphi_2 = \frac{360^\circ}{n_2}$ 的整数倍时, 向径 r_2 的值重复出现, 廓线封闭。

② 封闭瞬心线机构的中心距 a 主动轮转过 $\varphi_1 = 360^\circ/n_1$ 时, 从动轮转过的角度为

$$\varphi_2 = \frac{360^\circ}{n_2} = \int_0^{360^\circ} \frac{d\varphi_1}{i_{12}} = \int_0^{360^\circ} \frac{r_1(\varphi_1)}{a - r_1(\varphi_1)} d\varphi_1 \quad (19-2-28)$$

当主动轮瞬心线为一封闭曲线，只有选取式 (19-2-28) 中解出的中心距 a 时，才能保证从动轮瞬心线封闭。

5) 瞬心线周长 S_1 、 S_2

$$S_i = n_i \int_0^{360^\circ} \sqrt{r_i(\varphi_i)^2 + r_i'(\varphi_i)^2} d\varphi_i \quad (19-2-29)$$

式中 $i=1$ 或 2 。

对于非圆齿轮，其节线周长还应等于周节与齿数的乘积。

$$S_i = \pi m z_i \quad (19-2-30)$$

式中 m ——模数；

z_i ——齿数。

为满足式 (19-2-30) 往往需要改变某些参数，如 $r_i(\varphi_i)$ 等。

6) 瞬心线的曲率半径 ρ 当 $\rho > 0$ 时，曲线外凸； $\rho < 0$ 时，曲线内凹； $\rho = \infty$ 时，曲线成直线。瞬心线同时存在凹形与凸形时，则必然存在一个拐点，此处的 $\rho = \infty$ 。

曲率半径在极坐标系中的表达式为：

$$\rho = \frac{\left[r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi} \right)^2 \right]^{3/2}}{r^2 + 2 \left(\frac{dr}{d\varphi} \right)^2 - r \frac{d^2 r}{d\varphi^2}}$$

对于主动轮，瞬心线不出现凹形的条件为：

$$r_1^2 + 2 \left(\frac{dr_1}{d\varphi_1} \right)^2 - r_1 \frac{d^2 r_1}{d\varphi_1^2} \geq 0$$

经变换得

$$1 + i_{12} + i_{12}'' \geq 0 \quad (19-2-31)$$

同理得从动轮瞬心线不出现凹形的条件为：

$$r_2^2 + 2 \left(\frac{dr_2}{d\varphi_2} \right)^2 - r_2 \frac{d^2 r_2}{d\varphi_2^2} \geq 0$$

经变换得

$$1 + i_{12} + (i_{12}')^2 - i_{12} i_{12}'' \geq 0 \quad (19-2-32)$$

上述两式中：

$$i_{12}' = \frac{di_{12}}{d\varphi_1}, \quad i_{12}'' = d(i_{12}')/d\varphi_1$$

当非圆齿轮的节线有内凹部分时，则不能采用滚齿加工，而只能采用插齿或铣齿。

当节线为凸形时，须验算最小曲率半径 ρ_{\min} 处不产生根切的模数 m 。

$$m \leq \frac{2\rho_{\min}}{z_{\min}} \quad (19-2-33)$$

取 $z_{\min} = 17$ 。

2.2 非圆齿轮节线设计

2.2.1 再现一个给定自变量的函数的非圆齿轮节线设计

表 19-2-6

名称	符号	公 式	说 明
给定自变量的函数	y	$y = f(x)$	函数在再现区间 $x_2 \geq x \geq x_1$ 内连续可导
比例系数	k	$k_1 = \frac{\varphi_1}{x - x_1}$	主动轮转角 φ_1 和自变量 x 成比例
		$k_2 = \frac{\varphi_2}{f(x) - f(x_1)}$	从动轮转角 φ_2 和再现函数 $f(x)$ 成比例
比例系数的最大值	k_{\max}	$k_{1\max} = \frac{\varphi_{1\max}}{x_2 - x_1}$ $k_{2\max} = \frac{\varphi_{2\max}}{f(x_2) - f(x_1)}$	$k_{1\max}$ 、 $k_{2\max}$ 应取较大的值，以保证给定函数有较高的再现精度。对不封闭的节线，允许 φ_{\max} 在 $300^\circ \sim 330^\circ$ 区间内再现。对封闭的节线， $\varphi_{\max} = 2\pi$

续表

名称	符号	公式	说明
传动比函数	i_{12}	$i_{12} = \frac{k_1}{k_2 f'(x)}$	
主动轮节线方程式	φ_1 r_1	$\varphi_1 = k_1(x - x_1)$ $r_1 = \frac{\alpha}{1 + i_{12}} = \frac{\alpha k_2 f'(x)}{k_1 + k_2 f'(x)}$	φ_1 的计量起点是 $x = x_1$
从动轮节线方程式	φ_2 r_2	$\varphi_2 = k_2[f(x) - f(x_1)]$ $r_2 = \alpha - r_1 = \frac{\alpha k_1}{k_1 + k_2 f'(x)}$	φ_2 的计量起点是 $y = f(x_1)$

例 绘出再现函数 $y = Cx^2$ 的非圆齿轮节线。已知：中心距 $\alpha = 50\text{mm}$ ， $x_{\min} = 200$ ， $x_{\max} = 1000$ ， $C = 2.5 \times 10^{-6}$ = 常数。

解

1. 取比例系数

$$k_{1\max} = \frac{\varphi_{1\max}}{x_{\max} - x_{\min}} = \frac{300^\circ}{1000 - 200} = 0.375 \text{ 取 } k_1 = 0.35$$

$$k_{2\max} = \frac{\varphi_{2\max}}{C(x_{\max}^2 - x_{\min}^2)} = \frac{300^\circ}{2.5 \times 10^{-6} \times (1000^2 - 200^2)} = 125$$

取 $k_2 = 125$ 。

2. 传动比函数

$$i_{12} = \frac{k_1}{k_2 C x} = \frac{k_1}{2 k_2 C x} = \frac{0.35}{2 \times 125 \times 2.5 \times 10^{-6} x} = \frac{560}{x}$$

3. 节线方程式

主动轮：

$$\varphi_1 = k_1(x - x_{\min}) = 0.35(x - 200)$$

$$r_1 = \frac{\alpha}{1 + i_{12}} = \frac{50}{1 + \frac{560}{x}}$$

从动轮：

$$\varphi_2 = k_2 C(x^2 - x_{\min}^2) = 125 \times 2.5 \times 10^{-6}(x^2 - 200^2)$$

$$r_2 = \alpha - r_1 = 50 - r_1$$

4. 计算数据如下表，按比例尺 1:1 绘出非圆齿轮节线（如图 19-2-32）。

序号	1	2	3	4	5
x	200	400	600	800	1000
φ_1	0°	70°	140°	210°	280°
r_1/mm	13.16	20.83	25.86	29.41	32.05
φ_2	0°	37.5°	100°	187.5°	300°
r_2/mm	36.84	29.17	24.14	20.59	17.95

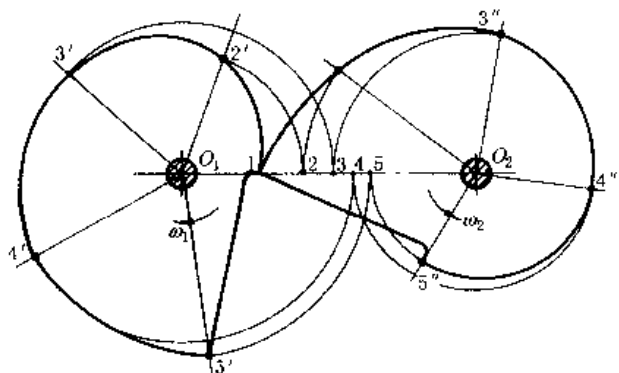


图 19-2-32

表 19-2-7 是 8 种典型的非圆齿轮节曲线和 5 种典型的非圆齿轮齿条传动的节曲线计算公式。

表 19-2-7

序号	运动要求及传动比	节曲线计算公式	
		齿轮-齿轮	齿轮-齿条
1	$\varphi_2 = (A + B\varphi_1^n)^n$ $i_{21} = Bmn\varphi_1^{n-1} / (A + B\varphi_1^n)^{n-1}$	主动轮: $r_1 = \frac{aBmn\varphi_1^{n-1}(A + B\varphi_1^n)^{n-1}}{Bmn\varphi_1^{n-1}(A + B\varphi_1^n)^{n-1} + 1}$ 从动轮: $r_2 = a / [B^{\frac{m-1}{n}} m n \varphi_2^{\frac{n-1}{n}} (\varphi_2^{\frac{1}{n}} - A)^{\frac{1}{n}} + 1]$	齿轮: $r_1 = Bmn\varphi_1^{n-1} / (A + B\varphi_1^n)^{n-1}$ 齿条: $x = s = (A + B\varphi_1^n)^n$ $y = r_1$
2	$\varphi_2 = m \ln(A + B\varphi_1^n)$ $i_{21} = Bmn\varphi_1^{n-1} / (A + B\varphi_1^n)$	主动轮: $r_1 = \frac{aBmn\varphi_1^{n-1}}{A + B\varphi_1^n + Bmn\varphi_1^{n-1}}$ 从动轮: $r_2 = a e^{\frac{\varphi_2}{m}} / [e^{\frac{\varphi_2}{m}} + B^{\frac{1}{n}} m n (e^{\frac{\varphi_2}{m}} - A)^{\frac{n-1}{n}}]$	齿轮: $r_1 = Bmn\varphi_1^{n-1} / (A + B\varphi_1^n)$ 齿条: $x = s = m \ln(A + B\varphi_1^n)$ $y = r_1$
3	$\varphi_2 = A^{\varphi_1}$ A 为大于 0 的常数 $i_{21} = A^{\varphi_1} \ln A$	主动轮: $r_1 = a A^{\varphi_1} \ln A / (1 + A^{\varphi_1} \ln A)$ 从动轮: $r_2 = a / (1 + A^{\ln \varphi_2 / \ln A} \ln A)$	齿轮: $r_1 = A^{\varphi_1} \ln A$ 齿条: $x = s = A^{\varphi_1}$ $y = r_1$
4	给定主动轮节曲线为对数螺旋线 $i_{21} = r_{10} e^{\varphi_1 / m} / (a - r_{10} e^{\varphi_1 / m})$ $ds/d\varphi_1 = r_{10} e^{\varphi_1 / m}$	主动轮: $r_1 = r_{10} e^{\varphi_1 / m}$, m, r_{10} 为常数 从动轮: $r_2 = (a - r_{10}) e^{-\varphi_2 / m}$	齿轮: $r_1 = r_{10} e^{\varphi_1 / m}$ 齿条: $x = s = \int_0^{\varphi_1} r_1 d\varphi_1$ $= m r_{10} (e^{\varphi_1 / m} - 1)$ $y = r_1$
5	$S = A\varphi_1 + B \sin \varphi_1$ $i_{21} = ds/d\varphi_1 = A + B \cos \varphi_1$		齿轮: $r_1 = A + B \cos \varphi_1$ 齿条: $x = s = A\varphi_1 + B \sin \varphi_1$ $y = r_1$

序号	运动要求及传动比	节曲线方程
5'	$\varphi_1 = 0, i_{12} = i_0; \varphi_1 = \varphi_{1max}, i = i_m$ i_{12} 在此区间均匀变化, $i_m < i_0$ $i_{12} = i_0 - k\varphi_1$ $k = (i_0 - i_m) / \varphi_{1max}$	主动轮: $r_1 = a / (1 + i_0 - k\varphi_1)$ 从动轮: $r_2 = a \frac{i_0 - k\varphi_1}{1 + i_0 - k\varphi_1}$ $\varphi_2 = -\frac{1}{k} \ln \left(1 - \frac{k\varphi_1}{i_0} \right)$
6	$y = kx^2 \quad x_2 \geq x \geq x_1$ 令 $\varphi_1 = k_1(x - x_1)$ $\varphi_2 = k_2 k(x^2 - x_1^2)$ $i_{12} = k_1 / 2k_2 kx$ k_1, k_2 为比例常数	主动轮: $r_1 = a / \left(1 + \frac{k_1}{2k_2 kx} \right)$ $\varphi_1 = k_1(x - x_1)$ 从动轮: $r_2 = a / \left(1 + \frac{2k_2 kx}{k_1} \right)$ $\varphi_2 = k_2 k(x^2 - x_1^2)$
7	$y = \ln x, x_2 \geq x \geq x_1$ 令 $\varphi_1 = k_1(x - x_1)$ $\varphi_2 = k_2(\ln x - \ln x_1)$ 则 $i_{12} = k_1 x / k_2$ k_1, k_2 为比例常数	主动轮: $r_1 = a k_2 / (k_1 x + k_2)$ $\varphi_1 = k_1(x - x_1)$ 从动轮: $r_2 = a k_1 x / (k_1 x + k_2)$ $\varphi_2 = k_2(\ln x - \ln x_1)$
8	$y = A / (B - cx) \quad x_2 \geq x \geq x_1$ A, B, C 为常数 令: $\varphi_1 = k_1(x - x_1) \quad \varphi_2 = k_2 \left(\frac{A}{B - Cx} - \frac{A}{B - Cx_1} \right)$ $i_{12} = -k_1(B - Cx)^2 / k_2 AC$ k_1, k_2 为比例常数	主动轮: $r_1 = \frac{aACk_2}{k_1(B - Cx)^2 + k_2 AC}$ $\varphi_1 = k_1(x - x_1)$ 从动轮: $r_2 = \frac{ak_1(B - Cx)^2}{k_1(B - Cx)^2 + k_2 AC}$ $\varphi_2 = k_2 \left(\frac{A}{B - Cx} - \frac{A}{B - Cx_1} \right)$

注: 表中 A, B, C, m, n, k 均为常数; 中心距 a 为给定值; $i_{12} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \frac{1}{i_{21}}, i_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{ds}{d\varphi_1}$, 齿轮齿条传动, 以 s 取代 φ_2 。

2.2.2 偏心圆齿轮与非圆齿轮共轭

一对齿数、模数、压力角和偏心距 e 均相同的偏心圆齿轮，可以近似的代替一对全等的椭圆齿轮传动，实现近似正弦规律变化的输出角速度。这种齿轮制造简单、经济。它有二种设计方法：①取最小几何中心距为标准中心距，而转动中心距略大于几何中心距；两个齿轮均采用标准齿轮；利用渐开线齿轮中心距的可分性来保证连续传动，故应验算重合度。②取转动中心距等于最大几何中心距，且为标准中心距，为了避免传动过程中几何中心距缩小而引起轮齿干涉，故应采用变位齿轮。两种方案的具体设计方法见文献 [15]。

一对偏心圆齿轮的应用受到偏心距的限制，当要求从动轮的变速范围较大时，可采用偏心圆齿轮与非圆齿轮共轭，其设计公式见表 19-2-8。

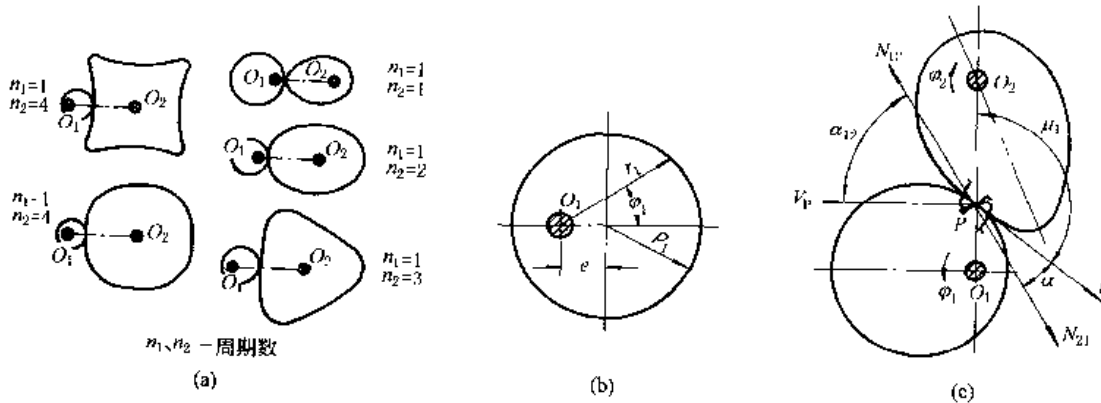


表 19-2-8

名称	符号	公 式	说 明
模数	m	m 按 GB 1357—1987 取标准值, 并满足强度要求	
齿数	z	$z_1 \geq 17, z_2 = iz_1 = n_2 z_1$	i 为平均传动比, $n_1 = 1$ 时 $i = n_2$
偏心圆齿轮节线曲率半径	ρ_1	$\rho_1 = \frac{1}{2} m z_1 = e / \lambda$	e 为偏心距, $\lambda = e / \rho_1$ 为偏心率
从动轮变速范围	K	$K = \frac{(\rho_1 + e)(a + e - \rho_1)}{(\rho_1 - e)(a - e - \rho_1)}$	因 $n_1 = 1$, 已知 K , 并选定 n_2 后可由左边两式联立求得 a, e , 最好用计算机完成
非圆齿轮节线封闭时中心距	a	$\frac{360^\circ}{n_2} = a \int_0^{360^\circ} \frac{d\varphi_1}{a \mp e \cos \varphi_1 \mp \sqrt{\rho_1^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}} = \frac{360^\circ}{n_1}$	
非圆齿轮节线上凸段与凹段的最小曲率半径 ρ_{2min} 非圆齿轮节线的曲率半径 ρ_2 齿轮节曲线不内凹条件	ρ_{2min} ρ_2	$\rho_{2min\uparrow} = \frac{\rho_1(\rho_1 - e)(a - \rho_1 + e)}{(\rho_1 - e)^2 + ae} > 0$ $\rho_{2min\downarrow} = \frac{\rho_1(\rho_1 + e)(a - \rho_1 - e)}{(\rho_1 + e)^2 - ae} < 0$ $\rho_2 = \frac{\rho_1 r_1 (a \mp r_1)}{\pm r_1^2 - ae \cos \varphi_1}$ $\frac{(n_2 + 1)(n_2 - 2)}{4n_2} \lambda^3 + \lambda^2 - (n_2 - 1)\lambda + 1 \geq 0$	因 $n_1 = 1, n_2 = 1 \sim 3$, 偏心圆齿轮取任意 e 值, 非圆齿轮节线均不会出现凹形; 当 $n_2 = 4, \frac{e}{\rho_1} \leq 0.40$ 和 $n_2 = 5, \frac{e}{\rho_1} \leq 0.271$ 时, 非圆齿轮节线出现凹形
非圆齿轮节线最小曲率半径的校核		$\frac{2\rho_{2min\uparrow}}{m} \geq 17$ $\frac{2\rho_{2min\downarrow}}{m} > z_0$	验算在 $\rho_{2min\uparrow}$ 处是否发生根切 验算在 $\rho_{2min\downarrow}$ 处加工时插齿刀应有的齿数 z_0 , 并应按内啮合传动验算是否发生过渡曲线干涉和齿廓重叠干涉
偏心圆齿轮节线的极坐标方程	r_1	$r_1 = e \cos \varphi_1 + \sqrt{\rho_1^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}$	

名称	符号	公式	说明
共轭的非圆齿轮节线的极坐标方程	r_2 φ_2	$r_2 = a \mp e \cos \varphi_1 \mp \sqrt{\rho_1^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}$ $\varphi_2 = \alpha \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{a \mp e \cos \varphi_1 \mp \sqrt{\rho_1^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}} - \varphi_1$	表中 \mp 号或 \pm 号的上方符号用于外接传动, 下方符号用于内接传动
传动比函数	i_{21}	$i_{21} = \frac{a}{e \cos \varphi_1 + \sqrt{\rho_1^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}} \mp 1$	
非圆齿轮副的齿廓压力角	α_{12}	$\alpha_{12} = \mu_1 + \alpha - 90^\circ$ $= \arctan \left(\frac{-\sqrt{\rho_1^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}}{e \sin \varphi_1} \right) + \alpha - 90^\circ$ 式中 α 为齿轮的齿形角, $\alpha = 20^\circ$ 当 $\varphi_1 = 0^\circ, 180^\circ$ 时, α_{12} 分别有最大和最小值	齿廓在节点 P 啮合时, 其绝对速度 v_p 与齿廓法向压力 N_{12} 之间的夹角称压力角 α_{12} 。压力角的数值随 μ_1 角的变化而变化, 压力角的正负值仅表示齿形法线的象限位置, 并当 $\alpha = 20^\circ$ 时, $ \alpha_{12\max} $ 应小于 65°

2.2.3 椭圆-卵形齿轮及卵形齿轮传动

卵形齿轮是椭圆齿轮的变形。是通过保留椭圆齿轮径向的长度不变, 仅把极角缩小 n_1 倍而获得。即 $n_1 = 1$ 为原始椭圆, $n_1 = 2, 3, 4$ 分别为 2 叶、3 叶和 4 叶卵形齿轮, 其转动中心位于形心 (图 19-2-33)。其传动特点是从动件变速范围大; 转轴平衡, 可用于高速。

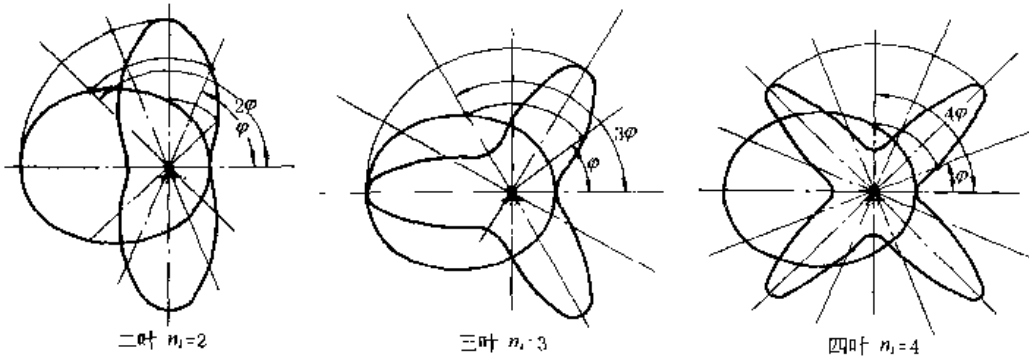


图 19-2-33

椭圆-卵形齿轮及卵形齿轮传动的计算见表 19-2-9。当为一对全等椭圆齿轮时, $i = 1, n_1 = n_2 = 1$; 当为椭圆-卵形齿轮时, $n_1 = 1, i = n_2$; 当为卵形齿轮传动时, $i = n_2/n_1, n_1, n_2 \neq 1$ 。

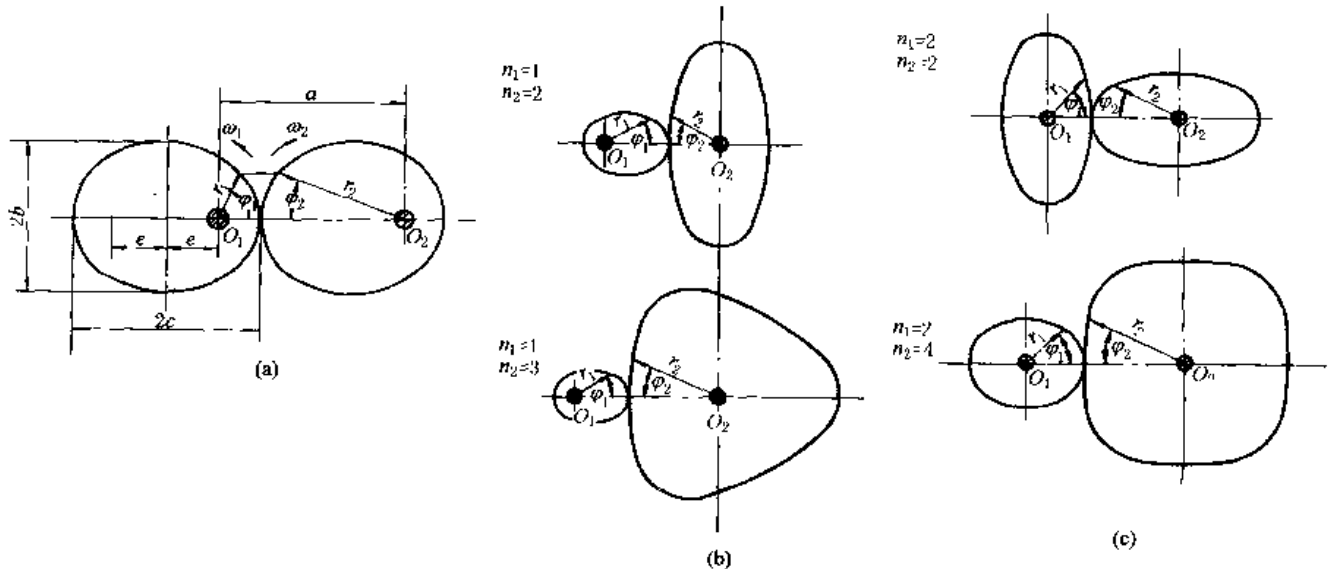


表 19-2-9

名称	符号	公式及说明
平均传动比	i	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_2}{n_1}$, n_1, n_2 为极角缩小倍数, 即周期数
从动轮变速范围	K	$K = \frac{i_{21 \max}}{i_{21 \min}} = \frac{(1 + \lambda_1) [\sqrt{1 + (i^2 - 1)(1 - \lambda_1^2)} + \lambda_1]}{(1 - \lambda_1) [\sqrt{1 + (i^2 - 1)(1 - \lambda_1^2)} - \lambda_1]}$ 以节曲线不出现内凹时的主动轮极限偏心率 $\lambda_{1 \lim}$ 代入 λ_1 便得 K_{\max}
模数	m	应满足强度要求, 其值应符合 GB 1357-1987
初定齿数	z	$z_2 = iz_1$, 并保证不发生根切, $n_1 = n_2 = i = 1$ 时 z 应取奇数齿
节线周长	S	$S_i = 4C \sqrt{1 + \lambda_1(n_i^2 - 1)} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = 4C \sqrt{1 + \lambda_1(n_i^2 - 1)} E$ $k = n_i \lambda_1 / \sqrt{1 + \lambda_1^2(n_i^2 - 1)}$, E 可根据 $\arcsin k$ 查表 19-2-10
长半径	C	$C = S_i / [4E \sqrt{1 + \lambda_1(n_i^2 - 1)}] = m z_i / [4E \sqrt{1 + \lambda_1(n_i^2 - 1)}]$ 共轭的主、从动轮的 C 为基本椭圆的长半径, 它们必相等, 也可由结构取定
焦距	e	$e = \lambda_1 C$, $\lambda_1 = e/C$ 为主动轮的偏心率, 应保证节曲线不内凹
从动轮偏心率	λ_2	$\lambda_2 = \lambda_1 / \sqrt{i^2 - \lambda_1^2(i^2 - 1)}$
节曲线的曲率半径	ρ	$\rho_i = \frac{C(1 - \lambda_1^2) [(1 \pm \lambda_1 \cos n_i \varphi_i)^2 + \lambda_1^2 n_i^2 \sin^2 n_i \varphi_i]^{3/2}}{(1 \pm \lambda_1 \cos n_i \varphi_i)^3 [1 - \lambda_1(n_i^2 - 1) \cos n_i \varphi_i]}$ $i = 1, 2$
节曲线不出现凹形时主动轮的极限偏心率	$\lambda_{1 \lim}$	$\lambda_{1 \lim} = 1 / \sqrt{i^2 n_1^4 - 2n_1^2 + 1}$ 由 $\rho_i = 0$ 导出, 当 i, n_1 取不同值时 $\lambda_{1 \lim}$ 的取值不同
节曲线不出现凹形时的最小曲率半径	ρ_{\min}	$\rho_{1 \min} = C(1 - \lambda_1^2) / [1 + \lambda_1(n_1^2 - 1)]$ $\rho_{2 \min} = C(1 - \lambda_1^2) i^2 / [\sqrt{i^2 - \lambda_1^2(i^2 - 1)} + \lambda_1(i^2 n_1^2 - 1)]$ $\lambda_1 \leq \lambda_{1 \lim}$
验算是否发生根切		$2\rho_{\min} / m \geq z_{\min}$ $z_{\min} = 2h_a^* / \sin^2 \alpha$ α 为齿轮的齿形角, h_a^* 为齿顶高系数
压力角最大值	$\alpha_{12 \max}$	$\alpha_{12 \max} = \arcsin \left(\frac{\sqrt{1 - \lambda_1^2}}{\lambda_1} \right) + \alpha - 90^\circ$ α 为齿轮的齿形角, $ \alpha_{12 \max} \leq 65^\circ$
从动轮为封闭节曲线时的中心距	a	$a = C[\sqrt{i^2 - \lambda_1^2(i^2 - 1)} \pm 1]$ 上方符号用于外啮合, 下方符号用于内啮合
主动轮节曲线方程	r_1	$r_1 = C(1 - \lambda_1^2) / (1 \pm \cos n_1 \varphi_1)$ 上方符号用于表头图 a、b、c 中 $i = n_1 = n_2$ 所示图形中 φ_1 方向, 下方符号用于表头图中 $n_1 = 1, i = 2, 3$ 所示图形中 φ_1 方向
从动轮节曲线方程	r_2 φ_2	$r_2 = C(1 - \lambda_2^2) / (1 \pm \lambda_2 \cos n_2 \varphi_2)$ $\varphi_2 = \frac{2}{n_2} \arcsin \left(\frac{(\sqrt{i^2 - \lambda_1^2(i^2 - 1)} \pm 1)(1 \pm \lambda_1) \mp (1 - \lambda_1^2)}{(\sqrt{i^2 - \lambda_1^2(i^2 - 1)} \pm 1)(1 \mp \lambda_1) \mp (1 - \lambda_1^2)} \tan \frac{n_1 \varphi_1}{2} \right)$ 上方符号用于外啮合, 下方符号用于内啮合
瞬时传动比	i_{12}	$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = \frac{(1 - \lambda_1 \cos n_1 \varphi_1) \sqrt{i^2 - \lambda_1^2(i^2 - 1)} \pm \lambda_1(\lambda_1 - \cos n_1 \varphi_1)}{1 - \lambda_1^2}$ 上方符号用于外啮合, 下方符号用于内啮合

注: 1. 当节曲线出现凹形时, 须验算在 ρ_{\min} 凹处加工时插齿刀应有的齿数 z_0 , 并按内啮合传动验算是否会发生过渡曲线干涉和齿廓重叠干涉。

2. 本表公式适用于高阶椭圆及一阶椭圆非圆齿轮的节曲线计算, 但应注意区分内、外啮合的符号, 并正确代入 i, n_1, n_2 的值。

表 19-2-10

椭圆积分数值表 $E = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi$

arc sink	E	arc sink	E	arc sink	E	arc sink	E	arc sink	E	arc sink	E
0°	1.5708	15°	1.5442	30°	1.4675	45°	1.3506	60°	1.2111	75°	1.0764
1°	1.5707	16°	1.5405	31°	1.4608	46°	1.3418	61°	1.2015	76°	1.0686
2°	1.5703	17°	1.5367	32°	1.4539	47°	1.3329	62°	1.1920	77°	1.0611
3°	1.5697	18°	1.5326	33°	1.4469	48°	1.3238	63°	1.1826	78°	1.0538
4°	1.5689	19°	1.5283	34°	1.4397	49°	1.3147	64°	1.1732	79°	1.0468
5°	1.5678	20°	1.5238	35°	1.4323	50°	1.3055	65°	1.1638	80°	1.0401
6°	1.5665	21°	1.5191	36°	1.4248	51°	1.2963	66°	1.1545	81°	1.0338
7°	1.5649	22°	1.5141	37°	1.4171	52°	1.2870	67°	1.1453	82°	1.0278
8°	1.5632	23°	1.5090	38°	1.4092	53°	1.2776	68°	1.1362	83°	1.0223
9°	1.5611	24°	1.5037	39°	1.4013	54°	1.2681	69°	1.1272	84°	1.0172
10°	1.5589	25°	1.4981	40°	1.3931	55°	1.2587	70°	1.1184	85°	1.0127
11°	1.5564	26°	1.4924	41°	1.3849	56°	1.2492	71°	1.1096	86°	1.0086
12°	1.5537	27°	1.4864	42°	1.3765	57°	1.2397	72°	1.1011	87°	1.0053
13°	1.5507	28°	1.4803	43°	1.3680	58°	1.2301	73°	1.0927	88°	1.0026
14°	1.5476	29°	1.4740	44°	1.3594	59°	1.2206	74°	1.0844	89°	1.0008

2.3 互包络线机构的工作特点

互包络线机构是在接触处有滚有滑的高副机构，如齿轮机构，凸轮机构以及其他曲线廓形构件间的啮合传动。

(1) 被包络线与包络线

如图 19-2-34。设共轭曲线 K_1 、 K_2 分别固结于一对瞬心线 C_1 、 C_2 上，当瞬心线绕轴心 O_1 、 O_2 以 ω_1 、 ω_2 转动时，共轭曲线 K_1 、 K_2 组成既滚又滑的高副。过 K_1 、 K_2 共轭接触点 M 的法线必通过此瞬时瞬心线 C_1 、 C_2 的接触点 P ，即通过相对运动瞬心。

今对整个机构加上一个绕 O_2 的 $-\omega_2$ ，使从动件 C_2 、 K_2 静止不动，而主动件 C_1 沿 C_2 依次纯滚到 P' 、 P'' 、 P''' 等位置；同时 K_1 沿 K_2 滚滑到 M' 、 M'' 、 M''' 等位置，可见 K_2 将包络各个位置的 K_1 曲线，称 K_2 为包络曲线， K_1 为被包络曲线。反之， K_1 将包络各个位置的 K_2 曲线，故 K_1 、 K_2 互相包络，称互包络线或共轭曲线。

可用 K_1 对 K_2 的推压传动来实现瞬心线机构 C_1 、 C_2 纯滚动时的瞬时传动比 $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}$ 。

(2) 滑动速度

K_1 、 K_2 在 M 点的相对滑动速度 $v_{M(K_1/K_2)}$ 等于其相对角速度 $(\omega_1 - \omega_2)$ 与接触点 M 至对应相对瞬心 P 间距离 PM 的乘积，其方向垂直于 PM ：

$$v_{M(K_1/K_2)} = (\omega_1 - \omega_2) PM = -v_{M(K_2/K_1)}$$

(3) 压力角

从动件上接触点的受力方向（不计摩擦）和其绝对速度的方向间的夹角，为该点压力角。互包络线机构可在设计时控制其压力角 α_M 不超过一定的许用值来保证具有良好的传动特性。

(4) 互包络线机构的运动条件

设 K_1 、 K_2 是在给定共轭运动下的一对互包络曲线。设共轭运动为 1、2 两构件绕 O_1 、 O_2 的转动 φ_1 和 $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$ ，以及 O_2 相对 O_1 的移动 $f = f(\varphi_1)$ ， $h = h(\varphi_1)$ 。此时互包络线 K_1 、 K_2 应满足下列三个运动条件（图 19-2-35）。

1) K_1 、 K_2 上的任一一对对应共轭点，当处于共轭接触位置时，必须重合。即 $M_{01}(x_1, y_1)$ 转动 φ_1 时， $M_{02}(x_2, y_2)$ 点移动 $(f_0 - f)$ 、 $(h_0 - h)$ ，并且又转动了 φ_2 ，两点将在 M 点 (x_{M1}, y_{M1}) 、 (x_{M2}, y_{M2}) 接触。则

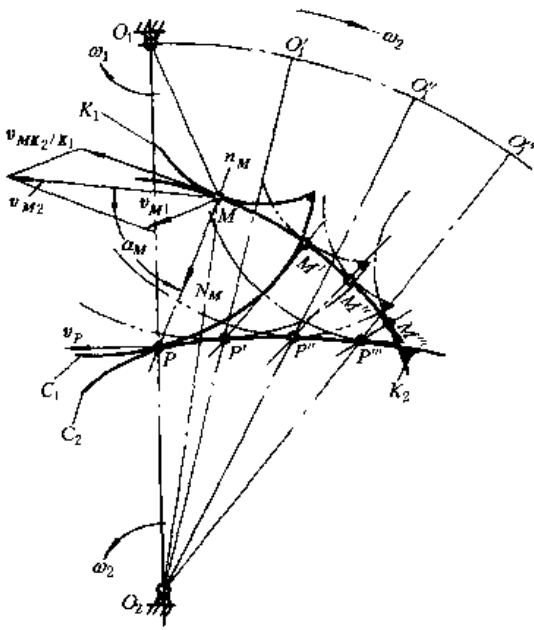


图 19-2-34

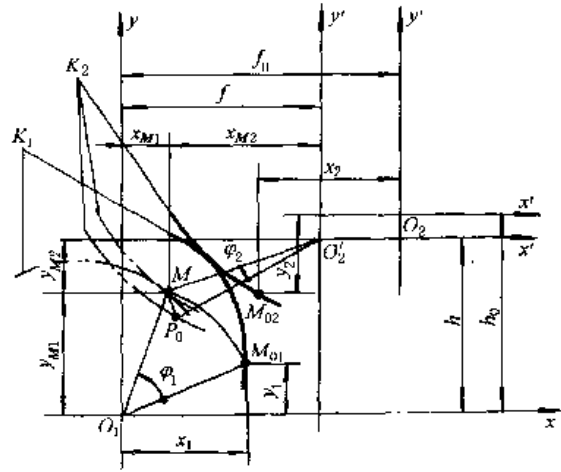


图 19-2-35

$$\left. \begin{aligned} x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1 &= x_{M1} = x_{M2} + f = x_2 \cos \varphi_2 + y_2 \sin \varphi_2 + f \\ x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1 &= y_{M1} = y_{M2} + h = -x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2 + h \end{aligned} \right\}$$

2) K_1 、 K_2 两曲线在共轭接触点 M 处必须相切，即具有相同的斜率。

$$\left(\frac{dy_1}{dx_1} \right)_M = \frac{\frac{dy_1}{dx_1} + \tan \varphi_1}{1 - \left(\frac{dy_1}{dx_1} \right) \tan \varphi_1} = \frac{\frac{dy_2}{dx_2} - \tan \varphi_2}{1 + \left(\frac{dy_2}{dx_2} \right) \tan \varphi_2} = \left(\frac{dy_2}{dx_2} \right)_M$$

3) 在共轭接触点 M 处， K_1 、 K_2 的相对滑动速度必沿着其公切线方向，或相对滑动速度必垂直于其公法线。

$$\frac{x_{M1} + \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right) x_{M2} - \frac{dh}{d\varphi_1}}{-y_{M1} - \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right) y_{M2} - \frac{df}{d\varphi_1}} = \frac{\frac{dy_1}{dx_1} + \tan \varphi_1}{1 - \left(\frac{dy_1}{dx_1} \right) \tan \varphi_1}$$

化简得：⁽¹⁶⁾

$$\begin{aligned} & \left[\left(h \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} - \frac{df}{d\varphi_1} \right) \frac{dy_1}{dx_1} + f \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \frac{dh}{d\varphi_1} \right] \cos \varphi_1 - \left[\left(f \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \frac{dh}{d\varphi_1} \right) \frac{dy_1}{dx_1} - h \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \frac{df}{d\varphi_1} \right] \sin \varphi_1 \\ & = \left(1 + \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right) \left(x_1 + y_1 \frac{dy_1}{dx_1} \right) \end{aligned}$$

2.4 互包络线机构的设计

互包络线机构的设计主要可归纳为两类问题。

① 按给定的主、从动件间运动规律，先求出能实现这种要求的瞬心线机构，然后通过瞬心线作出一对共轭的互包络线。非圆齿轮机构就是最典型的例子，先按瞬心线机构原理设计出一对非圆齿轮节线，然后再按互包络线机构原理设计其齿廓曲线。这对创设新型齿廓的齿轮传动很有用处。

② 按给定主、从动件间运动规律 $\varphi_2(\varphi_1)$ 或 $S_2(\varphi_1)$ 和被包络曲线 K_1 ，求与其共轭的包络曲线 K_2 。凸轮廓线设计是这类的最典型的例子。凸轮机构从动件的接触形状（尖端、平底、滚子）即为给定的被包络曲线 K_1 ，凸轮廓线即为待求的包络曲线 K_2 。在油泵的齿廓曲线设计、曲线廓形构件传动的廓线设计以及用互包络法（又称范成法）加工特殊形状零件的刀具设计中，都常用这类互包络线机构的设计原理。

(1) 互包络线机构的设计计算公式 (运动学法)

表 19-2-11

名 称	计 算 公 式 及 说 明
K_1 的曲线方程式	给定: 显式 $y = y(x)$ 或隐式 $F(x, y) = 0$ 或参变量式 $\begin{cases} x = x(\theta) \\ y = y(\theta) \end{cases}$
共轭运动	给定: $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$, $f = f(\varphi_1)$, $h = h(\varphi_1)$
K_1 曲线上任一点 (x_1, y_1) 处的切线斜率 m_1	$m_1 = \frac{dy_1}{dx_1} = - \frac{\frac{\partial F}{\partial x_1}}{\frac{\partial F}{\partial y_1}} = - \frac{\frac{dy_1}{d\theta}}{\frac{dx_1}{d\theta}}$
点 (x_1, y_1) 进入到共轭接触位置 M 时, 对应的转角 φ_1	$\varphi_1 = \arccos\left(\frac{W}{\sqrt{U^2 + V^2}}\right) - \delta$ <p>式中 $U = m_1\left(h \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} - \frac{df}{d\varphi_1}\right) + f \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \frac{dh}{d\varphi_1}$</p> $V = m_1\left(f \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \frac{dh}{d\varphi_1}\right) - h \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \frac{df}{d\varphi_1}$ $W = \left(1 + \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\right)(x_1 + m_1 y_1)$ $\delta = \arctan \frac{V}{U}$ <p>一般情况下 U, V, W, δ 是 φ_1 的函数, 可利用逐次逼近法求得对应的 φ_1 值。 当 U, V, W, δ 不是 φ_1 的函数时, 在主值范围内得两个 φ_1 值。若 $W > \sqrt{U^2 + V^2}$, 则无解, 表示点 (x_1, y_1) 不能进入共轭接触</p>
点 (x_1, y_1) 进入到共轭接触位置 M 时的坐标位置 (x_{M1}, y_{M1})	$x_{M1} = x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1$ $y_{M1} = x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1$
点 (x_1, y_1) 进入到共轭接触位置 M 时, K_2 的对应转角 φ_2 及 f, h 值	由共轭运动条件得: $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$ $f = f(\varphi_1)$ $h = h(\varphi_1)$
与 K_1 曲线上点 (x_1, y_1) 共轭接触的 K_2 曲线上的对应点的坐标位置 (x_2, y_2)	$x_2 = x_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - y_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - f \cos \varphi_2 + h \sin \varphi_2$ $y_2 = x_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + y_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - f \sin \varphi_2 - h \cos \varphi_2$
K_2 曲线上点 (x_2, y_2) 处的切线斜率 m_2	$m_2 = \frac{dy_2}{dx_2} = \frac{(1 - m_1 \tan \varphi_1) \tan \varphi_2 + (m_1 + \tan \varphi_1)}{(1 - m_1 \tan \varphi_1) - (m_1 + \tan \varphi_1) \tan \varphi_2}$

注: 本表按外啮合情况给出公式, 对内啮合时 φ_2 应以负值代入。

表 19-2-11 给出的公式是基于运动学法导出的。也可用包络法推出相应的计算公式为：

$$\left. \begin{aligned} F_1(x, y, \alpha) &= 0 \\ \partial F_1(x, y, \alpha) / \partial \alpha &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (19-2-34)$$

第一式为被包络线族的方程，其中 α 为被包络线族的位置参数。消去二式中的 α ，可得到包络线的方程 $F_2(x, y) = 0$ ；如无法消去 α ，则得到包络线的方程为 $x = x(\alpha)$ 、 $y = y(\alpha)$ 。

(2) 互包络线机构的设计计算举例

表 19-2-12

机构名称	内齿油泵齿廓线 ($i_{21} = \frac{6}{5}$)	旋转发动机廓线 ($i_{21} = \frac{3}{2}$)
简图		
K1 曲线方程	给定参变量方程(泵体为圆弧曲线) $x_1 = a - \rho \cos \theta, y_1 = -\rho \sin \theta$	给定参变量方程(转子曲线锐化为尖点) $x_1 = a, y_1 = 0$
共轭运动	给定 $\varphi_2 = i_{21} \varphi_1$ (i_{21} 为常数。 i_{21} 为正值表示外啮合, 负值表示内啮合) $f = f_0 = \text{常数} \left(0 < f_0 < \left \frac{a(1+i_{21})}{i_{21}} \right \right), h = 0$	
计算	$m_1 = \frac{dy_1}{dx_1} = \frac{-\rho \sin \theta}{-\rho \cos \theta} = -\frac{1}{\tan \theta}$	尖点处 m_1 可为任何值, 设 $m_1 = -\frac{1}{\tan \theta}$, 其中 θ 为参变量
项目	$U = f_0 i_{21}, V = -\frac{f_0 i_{21}}{\tan \theta}, W = a(1 + i_{21})$ $\delta = \arctan \left(-\frac{1}{\tan \theta} \right) = \theta - \frac{\pi}{2}$ $\varphi_1 = \arccos \left[\frac{a(1 + i_{21}) \sin \theta}{f_0 i_{21}} \right] - \theta + \frac{\pi}{2}$ 令 $\sin \mu = \frac{a(1 + i_{21}) \sin \theta}{f_0 i_{21}}$, 且 $-\frac{\pi}{2} \leq \mu \leq \frac{\pi}{2}, \arccos(\sin \mu) = \pm \left(\frac{\pi}{2} - \mu \right)$ 则第一支叶: $\varphi_1 = \pi - \mu - \theta$, 第二支叶: $\varphi_1 = \mu - \theta$ 备注: 对曲线锐化为尖点时, 认为具有切线斜率为 $-\frac{1}{\tan \theta}$ 的尖点进入共轭接触位置	

机构名称	内齿油泵齿廓线 $(i_{21} = \frac{6}{5})$	旋转发动机廓线 $(i_{21} = \frac{3}{2})$
	<p>第一支叶:</p> $x_{M1} = -a \cos(\mu + \theta) + \rho \cos \mu$ $y_{M1} = a \sin(\mu + \theta) - \rho \sin \mu$ <p>第二支叶:</p> $x_{M1} = a \cos(\mu - \theta) - \rho \cos \mu$ $y_{M1} = a \sin(\mu - \theta) - \rho \sin \mu$	<p>第一支叶:</p> $x_{M1} = -a \cos(\mu + \theta)$ $y_{M1} = a \sin(\mu + \theta)$ <p>第二支叶:</p> $x_{M1} = a \cos(\mu - \theta)$ $y_{M1} = a \sin(\mu - \theta)$
ϕ_2	<p>第一支叶: $\phi_2 = i_{21}(\pi - \mu - \theta)$</p> <p>第二支叶: $\phi_2 = i_{21}(\mu - \theta)$</p>	
计算项目	<p>第一支叶(图中 bc 段曲线)</p> $x_2 = a \cos[(1 + i_{21})(\pi - \mu - \theta)] - \rho \cos[-i_{21}\theta + (1 + i_{21})(\pi - \mu)] - f_0 \cos[i_{21}(\pi - \mu - \theta)]$ $y_2 = a \sin[(1 + i_{21})(\pi - \mu - \theta)] - \rho \sin[-i_{21}\theta + (1 + i_{21})(\pi - \mu)] - f_0 \sin[i_{21}(\pi - \mu - \theta)]$ <p>第二支叶(图中 db 段曲线)</p> $x_2 = a \cos[(1 + i_{21})(\mu - \theta)] - \rho \cos[-i_{21}\theta + (1 + i_{21})\mu] - f_0 \cos[i_{21}(\mu - \theta)]$ $y_2 = a \sin[(1 + i_{21})(\mu - \theta)] - \rho \sin[-i_{21}\theta + (1 + i_{21})\mu] - f_0 \sin[i_{21}(\mu - \theta)]$	<p>第一支叶(图中 bc 段曲线)</p> $x_2 = a \cos[(1 + i_{21})(\pi - \mu - \theta)] - f_0 \cos[i_{21}(\pi - \mu - \theta)]$ $y_2 = a \sin[(1 + i_{21})(\pi - \mu - \theta)] - f_0 \sin[i_{21}(\pi - \mu - \theta)]$ <p>第二支叶(图中 db 段曲线)</p> $x_2 = a \cos[(1 + i_{21})(\mu - \theta)] - f_0 \cos[i_{21}(\mu - \theta)]$ $y_2 = a \sin[(1 + i_{21})(\mu - \theta)] - f_0 \sin[i_{21}(\mu - \theta)]$
m_2	<p>第一支叶(bc 段)</p> $m_2 = \frac{[\tan \theta - \tan(\mu + \theta)] \tan[i_{21}(\pi - \mu - \theta)] - [1 + \tan \theta \tan(\mu + \theta)]}{[\tan \theta - \tan(\mu + \theta)] + [1 + \tan \theta \tan(\mu + \theta)] \tan[i_{21}(\pi - \mu - \theta)]}$ <p>第二支叶(db 段)</p> $m_2 = \frac{[\tan \theta + \tan(\mu - \theta)] \tan[i_{21}(\mu - \theta)] - [1 - \tan \theta \tan(\mu - \theta)]}{[\tan \theta + \tan(\mu - \theta)] + [1 - \tan \theta \tan(\mu - \theta)] \tan[i_{21}(\mu - \theta)]}$	

3 凸轮机构

凸轮机构是使从动件作预期规律运动的高副机构。其主要优缺点如下。

优点：①从动件的运动规律可以任意拟定，凸轮机构可用于对从动件运动规律要求严格的地方，也可以用于要求从动件作间歇运动的地方，其运动时间与停歇时间的比例以及停歇次数都可以任意拟定。可以高速启动，动作准确可靠。②只要设计相应的凸轮轮廓，就可以使从动件按拟定的规律运动。一般中、低速凸轮的运动设计比较简单。③由于数控机床及计算机的广泛应用，特别是近年来可以实现计算机辅助设计与制造，使凸轮轮廓的加工并不十分困难。

缺点：①在高副接触处难以保证良好的润滑，又因其比压较大，故容易磨损，为了保持必要的寿命，传递动力不能过大。②高速凸轮机构中，其高副接触处的动力学特性比较复杂，精确分析与设计都比较困难。

3.1 凸轮机构的术语及一般设计步骤

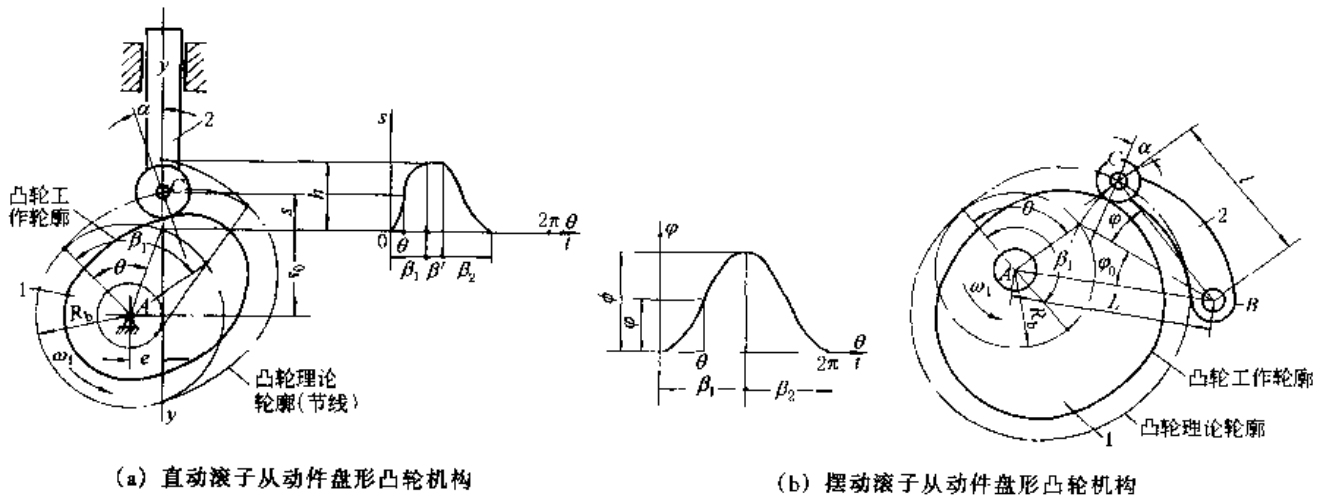


表 19-2-13 术语及符号

术语及符号	定义	术语及符号	定义
凸轮	具有控制从动件运动规律的曲线轮廓(或沟槽)的构件，它可以是主动件，也可以是从动件 ^①	凸轮理论轮廓(凸轮节线)	在从动件与凸轮的相对运动中，从动件上的参考点(从动件的尖端，或者滚子中心，或者平底中点，在图中为滚子中心C)在凸轮平面上所画的曲线
从动件	运动规律受凸轮轮廓控制的构件	凸轮转角 θ	由起始位置开始，经过时间 t 后，凸轮转过的角度，通常凸轮作等速转动
凸轮工作轮廓	直接与从动件接触的凸轮轮廓曲线	推程运动角 β_1	从动件由离凸轮转动中心最近位置到达最远位置时相应的凸轮转角
凸轮机构的压力角 α	在从动件与凸轮的接触点上，从动件所受正压力(与凸轮廓线在该点的法线重合)与其速度之间所夹的锐角，也简称压力角	远休止角 β'	从动件在距凸轮转动中心最远的位置上停歇时相应的凸轮转角
基圆、基圆半径 R_b	以凸轮转动中心为圆心，以凸轮理论轮廓的最短向径为半径所画的圆称基圆；其半径称基圆半径	回程运动角 β_2	从动件由距凸轮转动中心最远位置回到最近位置时相应的凸轮转角

续表

术语及符号	定 义	术语及符号	定 义
从动件的行程 h, φ	移动从动件由离凸轮转动中心最近的位置到最远距离为推程；反之，移动从动件从最远位置到最近位置的距离为回程；移动从动件在推程或回程中移动的距离称为行程，用 h 表示。对于摆动从动件则为摆过的角度 φ	偏距 e	直动从动件的移动方位线到凸轮转动中心的距离（其值有正负之分）
		摆杆长度 l	摆动从动件转动中心到滚子中心或尖端的距离
起始位置	从动件在距凸轮转动中心最近且刚开始运动时机构所处的位置，也即推程开始时的机构位置	中心距 L	摆杆转动中心到凸轮转动中心的距离

①当以凸轮作为输出构件，而以另一形状简单的联架杆作为主动件时，称为反凸轮机构。

表 19-2-14

凸轮的一般设计步骤

步 骤	说 明	
1. 确定从动件的运动规律	<p>主要根据从动件在机器中所要求完成的运动、凸轮转速以及加工凸轮轮廓的技术水平等确定。可参考 3.5 节</p> <p>对于一般中等尺寸的凸轮机构，凸轮转速 n 大致划分为：低速（$n \leq 100\text{r/min}$）、中速（$100\text{r/min} < n < 200\text{r/min}$）及高速（$n \geq 200\text{r/min}$）一种</p>	
2. 确定凸轮机构的类型（包括封闭方式）及结构尺寸	<p>根据凸轮轴与从动件的相对位置及其所占空间的大小，凸轮的转速，从动件的行程、重量及运动方式（移动或摆动）、载荷大小等条件来确定类型，可参考 3.2 节。然后再确定 e 或 L, l 等尺寸的大小</p>	
3. 设计凸轮轮廓	滚子从动件凸轮	平底从动件凸轮
	<p>(1) 参考表 19-2-17 确定许用压力角的大小</p> <p>(2) 参考 3.4 节确定 R_b, R_r 及滚子轴径 r</p> <p>(3) 按表 19-2-19 或表 19-2-29、表 19-2-31 用作图法或分析法设计凸轮轮廓</p> <p>(4) 按表 19-2-31 检查 α_{\max} 是否过大，ρ_{\min} 是否过小</p>	<p>参考 3.7 节</p> <p>(1) 确定或拟定 R_b, e 等</p> <p>(2) 按表 19-2-19 或表 19-2-34、表 19-2-35 用作图法或分析法设计凸轮轮廓</p> <p>(3) 按表 19-2-35 求出 ρ_{\min}，检查 ρ_{\min} 是否过小</p>
4. 设计凸轮结构，选择材料、尺寸公差、表面粗糙度、画工作图等		
5. 其他	<p>根据需要（例如对于高速凸轮机构）进行运动分析、动态静力分析、动力学分析以及试验分析等，然后修正设计。若用弹簧，则为设计弹簧提供数据</p>	

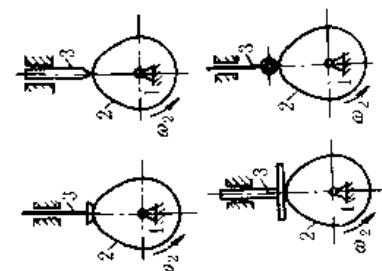
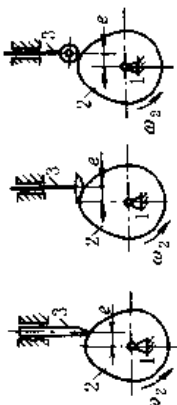

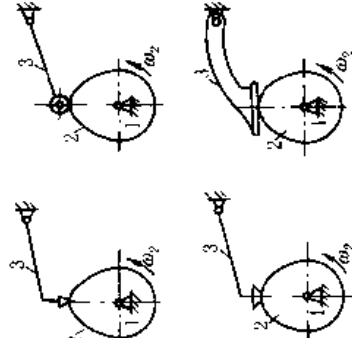
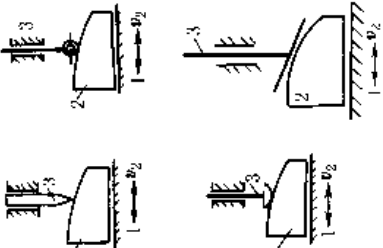
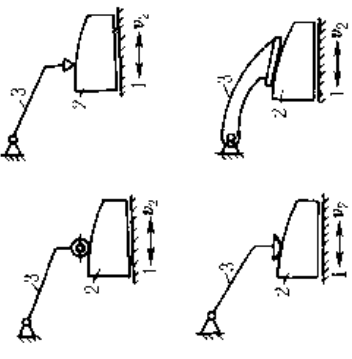
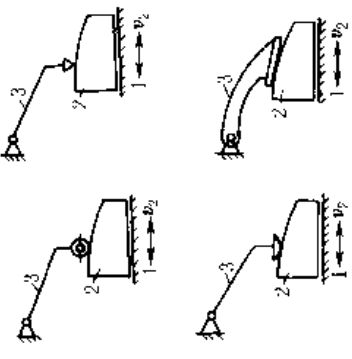
注：1. 当对从动件仅有行程大小要求时，可采用便于加工的简单几何曲线（如圆弧、直线等）作为凸轮轮廓线，参考 3.8 节。

2. ρ_{\min} —凸轮理论轮廓最小曲率半径； ρ_{\min} —凸轮工作轮廓最小曲率半径。

3.2 凸轮机构的基本型式及封闭方式

表 19-2-15

凸轮机构的基本型式及特点

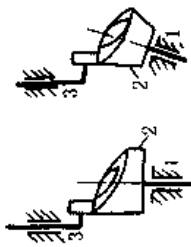
盘形凸轮机构		移动凸轮机构	
<p>对心直动从动件</p> 	<p>偏置直动从动件</p>  <p>偏置可以改善关键位置的受力情况, 但其他位置就要差些; 设计比较复杂, 制造安装的要求较高, e 的偏向与 ω 相反为有利偏置, 大小要适当, 可根据凸轮机构结构及受力情况等条件确定, 建议其 $e \leq R_1/4$。 e 的偏向与 ω 相同, 称不利偏置</p>  <p>偏置不影响 3 的运动, 但影响导路受力情况 右图平底磨损分散, 但 e 不能过大</p>	<p>摆动从动件</p>  <p>摆动从动件比直动从动件的摩擦阻力小, 因而许用压力角较大, 机构体积小, 结构简单, 制造容易, 故应用较广; 但按参数正确设计的方法比较复杂</p>	<p>直动从动件</p> 
<p>平面凸轮机构</p> 	<p>移动凸轮机构</p>  <p>从动件、移动凸轮设计、制造简单、精度较高, 但因凸轮作往复移动, 故不宜用在高速场合 右图, 从动件受力情况好, 不易自锁; 当从动件的速度 v_3 与 v_2 正交时, 是摆杆的最高位置</p>		



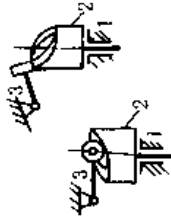
续表

空间凸轮机机构

直动滚子从动件圆柱圆锥凸轮机机构

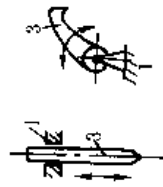


摆动滚子从动件圆柱凸轮机机构



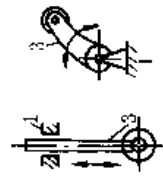
空间凸轮机机构特点:(1)从动件的运动平面与凸轮的运动平面互相垂直或成一角度(平面凸轮机机构中二者互相平行);(2)与平面凸轮机机构比较,从动件能完成的移动行程较大,而能完成的摆角较小

1. 尖端从动件



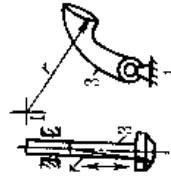
结构简单,不论基圆半径大小如何,尖端总能与凸轮廓线上的点依次接触。但易磨损,磨损后,使从动件运动失真。用于低速及受力不大的场合

2. 滚子从动件



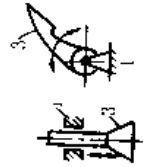
耐磨损,可传递较大的动力,但结构复杂,尺寸重量大,不易润滑;滚子轴常受结构限制,强度较低。广泛应用于低速和中速,其改进结构可用于高速

3. 曲面从动件



$r = 250 \sim 7500\text{mm}$
任有机构变形或安装偏差情况下不改变其接触状态,可避免用滚子或平底时因倾斜而使载荷集中、应力增高的缺点

4. 平底从动件

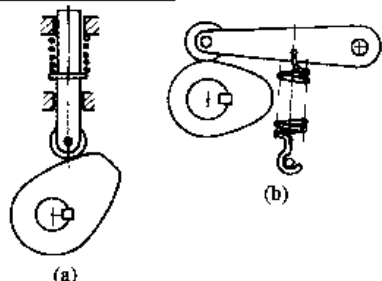
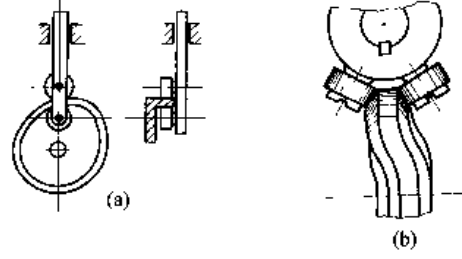
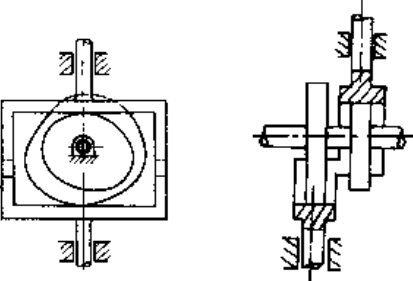
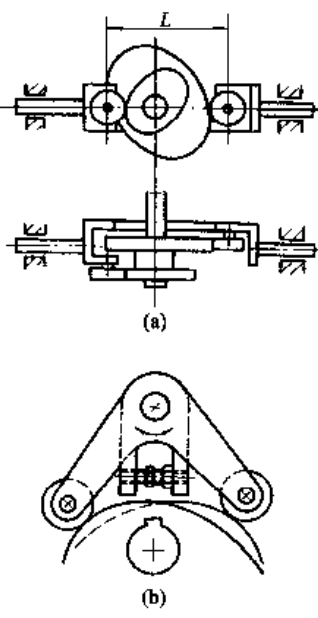
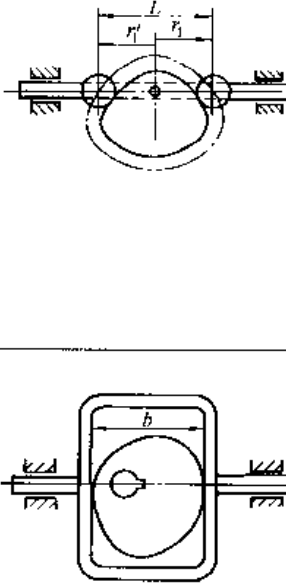


多数平底与其速度方向垂直,因此受力情况好,传动效率高,与凸轮廓接触面间易形成楔形油膜,易润滑,结构维护简单、体积小、重量轻,但不能与内凹或直线轮廓工作,且平底不能太长。多用于低速小型凸轮机机构

从动件类型

表 19-2-16

凸轮机构的封闭方式^[17,18]

封闭方式	图例及说明	封闭方式	图例及说明
力封闭	 <p>利用弹簧力、从动件自重等外力使从动件与凸轮始终保持接触。弹簧力封闭广泛地应用中、小尺寸的凸轮机构中</p>	双面凸轮与双滚子配合	 <p>从动件的两个滚子紧压在凸轮的内、外两个轮廓面上,从动件的运动比较平稳。在圆柱凸轮中,可用圆锥滚子;调整圆锥滚子的轴向位置,可使滚锥无间隙地与凸轮轮廓相接触。凸轮两个轮廓的加工比较困难</p>
沟槽凸轮与滚子配合	 <p>图 a、c 是形封闭中最简单的形式,但凸轮尺寸较大;为了使滚子能在槽内灵活转动,槽宽应略大于滚子直径;因有间隙,故不宜用于高速。图 b 是一种改进结构,消除了间隙,但增加了从动件的重量,提高了对凸轮轮廓的精度要求</p>	共轭凸轮与双平底配合	 <p>从动件上的两个平底,分别与同轴转动的两个共轭凸轮相接触。通过调整两个平底间的平行距离,可使平底紧压在凸轮工作轮廓上。对凸轮机构的装配精度及凸轮加工精度要求较高</p>
共轭凸轮与双滚子配合	 <p>从动件上的两个滚子,分别与固定在同一根轴上的两个并列凸轮(即共轭凸轮)相接触。通过调整两个滚子的中心距使其紧压在各自的凸轮轮廓上,工作准确可靠,适用于高速重载。但其结构比较复杂,并且对装配精度和凸轮轮廓的加工精度要求较高</p>	等径凸轮与双滚子配合	 <p>从动件上的两个滚子与同一凸轮轮廓相接触,从动件的移动方位线通过凸轮转动中心,凸轮轮廓上任意两个对应向径(在通过凸轮转动中心的同一直线上)之和恒等于两滚子的中心距。当 180° 范围内的凸轮轮廓确定之后,另外的 180° 范围内的轮廓即可根据等距原则确定,所以运动规律的选择受到限制</p> <p>从动件上的两个平底与同一凸轮轮廓相接触。凸轮轮廓的任意两个平行切线之间的距离恒等于两个平底间的距离。当 180° 范围内的凸轮轮廓确定之后,另外的 180° 范围内的轮廓即可根据等宽原则确定,所以运动规律的选择受到限制</p>

3.3 凸轮机构的压力角

压力角关系到凸轮机构传动时受力情况是否良好和凸轮尺寸是否紧凑。

在一定载荷和机构的运动规律决定以后，压力角愈大，一方面可使凸轮的基圆半径小，从而使凸轮尺寸较小；另一方面又会使机构受力情况变坏，不但使凸轮与从动件之间的作用力增大，而且使导路中的摩擦力相对地增大。当压力角大到某一临界值 α_c 时，机构将发生自锁。在设计中，如果对机构尺寸没有严格要求时，可将基圆半径选大一些，以便减小压力角，使机构有良好的受力条件；反之若要求尽量减小凸轮尺寸时，所用基圆半径，应保证其最大压力角不超过许用值 α_p ，以及最小曲率半径 ρ_{min} 大于一定值，以免工作轮廓曲线过切而引起运动失真。对于直动滚子从动件盘形凸轮机构，有可能出现最大压力角的位置有三处：推程中部、近休止位置（远休止时的压力角永远小于近休止时的压力角）、回程中部。对于摆动从动件，除上述三个位置外，还有远休止位置。凸轮机构的结构、尺寸及运动参数确定后，凸轮机构的压力角值也是随着凸轮转角的变化而变化的（平底直动从动件除外），参见 3.6 的例 1。

各种凸轮机构的压力角 α 的计算公式见表 19-2-31、表 19-2-32、表 19-2-35。尖端从动件盘形凸轮机构的受力分析、临界压力角 α_c 和许用压力角 α_p 的公式和数据见表 19-2-17。

表 19-2-17 尖端从动件盘形凸轮的受力分析及临界压力角 α_c 、许用压力角 α_p

受力图	计 算 公 式	
	$作用力 F = \frac{Q}{\cos(\alpha + \varphi_2) - \mu_1 \left(1 + \frac{2l}{b}\right) \sin(\alpha + \varphi_2)}$ $临界压力角 \alpha_c = \arctan \frac{1}{\mu_1 \left(1 + \frac{2l}{b}\right)} - \varphi_2$	<p>Q —— 从动件承受的载荷（包括从动件自重、生产阻力及弹簧压力等）</p> <p>μ_1 —— 从动件与导路间的摩擦因数</p> <p>φ_2 —— 从动件与凸轮间的摩擦角</p> <p>α_c —— 发生自锁时的压力角，称临界压力角</p>
	<p>提高 α_c 的措施：</p> <p>① 降低摩擦因数（用滚动代替滑动、加强润滑等）</p> <p>② 加长导路长度 b，减少从动件悬伸 l</p> <p>③ 提高构件刚度，减少运动副间隙</p>	

直动尖端从动件盘形凸轮 α_c 值举例

$\mu (\mu = \mu_1 = \mu_2 = \tan \varphi_2)$			l/b		
			1/2	1	2
钢对钢、钢对铸铁、钢对青铜、铸铁对铸铁、铸铁对青铜	有润滑剂时动、静摩擦因数的概略值	0.1	73°	68°	58°
钢对钢、钢对青铜	无润滑剂时动、静摩擦因数的概略值	0.15	65°	57°	45°
钢对软钢、软钢对铸铁		0.2	57°	48°	34°
钢对铸铁		0.3	42°	31°	17°

尖端摆动从动件盘形凸轮的受力分析及临界压力角 α_c

受 力 图	计 算 公 式
	<p>$\alpha + \varphi_2 + \varphi_1 + \delta = \frac{\pi}{2}$, α 的计算公式见表 19-2-31</p> <p>当 α 增大时，δ 角减小；当 $\delta = 0$ 时，则力 F 切于轴 B 的摩擦圆，机构自锁。此时的 α 即为临界压力角 α_c。</p> $\alpha_c = \frac{\pi}{2} - \varphi_1 - \varphi_2$ <p>φ_1 为从动件与轴 B 之间的摩擦角，设摩擦圆半径为 r，则</p> $\varphi_1 = \arcsin(r/BC) \approx \arctan(4\mu/\pi)$ <p>α_c 与两处摩擦角有关</p>

续表

许用压力角 α_p 的概略值			
从动件种类	推程 α_{pt}	回程 α_{p2}	
		力 封 闭	形 封 闭
直动从动件	$\leq 30^\circ$, 当要求凸轮尽可能小时, 可用到 45°	$\leq 70^\circ \sim 80^\circ$	$\leq 30^\circ$ (可用到 45°)
摆动从动件	$\leq 35^\circ \sim 45^\circ$	$\leq 70^\circ \sim 80^\circ$	$\leq 35^\circ \sim 45^\circ$

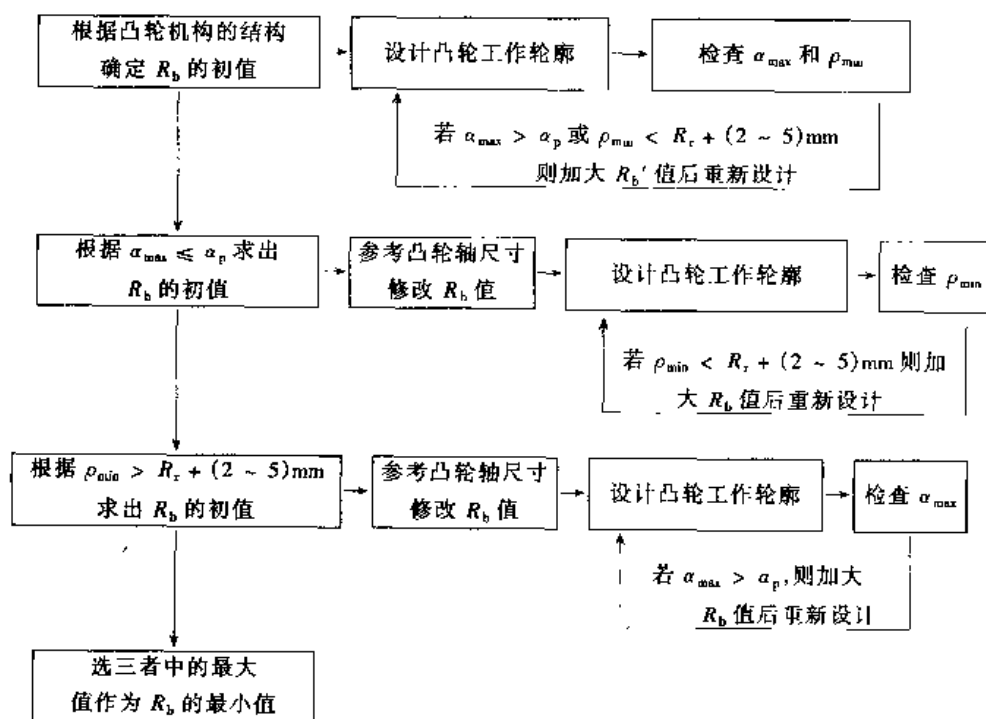
3.4 基圆半径 R_b 、圆柱凸轮最小半径 R_{\min} 和滚子半径 R_r

3.4.1 基圆半径 R_b 对凸轮机构的影响

表 19-2-18

R_b 过大	优点	改善凸轮机构受力情况
	缺点	1. 使凸轮机构尺寸增大 2. 使凸轮廓线长度增加, 在设计时要增加分点, 在加工时要增多精确切削点, 增大加工费用, 使用时增加滚子转速 (易使滚子早期磨损) 3. 使凸轮的圆周速度增加, 加剧了凸轮廓线的偏差对从动件加速度的影响 4. 使凸轮轴上的不平衡重量增加, 容易加剧机器在高速时的振动
R_b 过小	优点	减小了凸轮尺寸
	缺点	1. 使压力角增大, 机构受力情况变坏, 甚至会发生自锁 2. 使凸轮廓线的曲率半径变小, 影响到滚子半径也要变小 (接触应力增大), 滚子轴变细 (强度降低), 还容易使从动件运动规律失真 3. 使凸轮轴直径过小而引起轴的强度和刚度不够

3.4.2 确定基圆半径 R_b 、 R_{\min} 的方法



(1) 根据 $\alpha_{\max} \leq \alpha_p$ 确定 R_b 、 R_{\min} 的初值

由于 α_p 的值通常是不精确的, 所以根据 α_p 确定的 R_b 值也是近似值。以下所述是求 R_b 近似值的方法。

1) 用诺漠图求盘形凸轮 R_b [27]

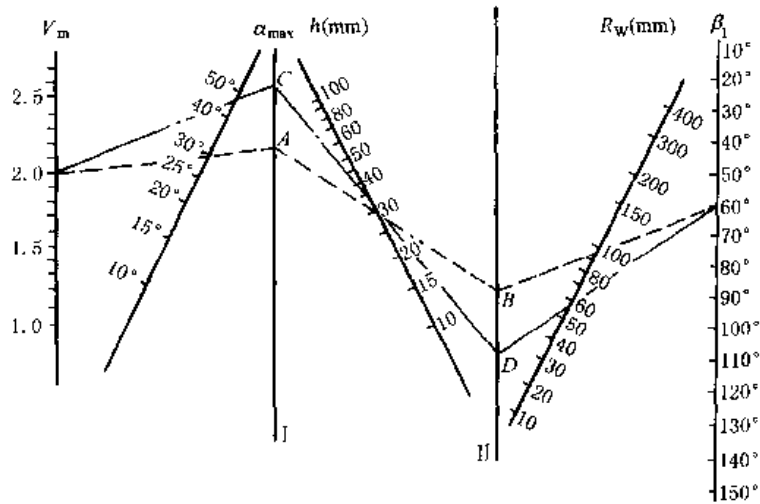


图 19-2-36 求盘形凸轮 R_b 的线图

图 19-2-36 的使用说明:

① 由 V_m 、 α_{max} 、 h 、 β_1 值从图中查出 R_w 后, 按公式 $R_b = R_w - \frac{h}{2}$ 求出 R_b 。

图中 V_m 为最大速度因数, 其值见表 19-2-21、表 19-2-24、表 19-2-25。

② 此图用于对心直动从动件凸轮, 在 $h \leq R_b$ 的情况下是足够准确的。

③ 此图也可近似用于偏置直动从动件凸轮 (即不考虑偏距)。此时所得 R_b 值对于有利偏置比较安全。而对于不利偏置则使得推程最大压力角较大。若考虑偏置, 可将由此图查得的 R_b 值乘以修正系数 k :

$$k = \left[\left(1 \mp \frac{e}{R_b \tan \alpha_p} \right)^2 + \left(\frac{e}{R_b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (19.2-35)$$

式中 上方符号用于有利偏置, 下方符号用于不利偏置。

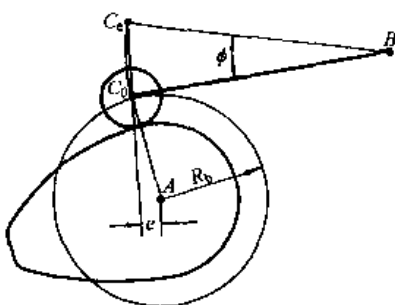


图 19-2-37 将摆动近似当作直动
A—凸轮轴心; B—从动件轴心

④ 对于摆动从动件, 可近似当作移动从动件处理, 如图 19-2-37 把弦线 C_0C_c 当作移动方位线; 对相当于对心者, 根据 $\alpha_p = 45^\circ$ 由图 19-2-36 求 R_b 值; 对相当于偏置者, 可先按对心处理, 再乘以修正系数 k 。

例 1 对心直动从动件在推程时以摆线规律运动, $\beta_1 = 60^\circ$, $h = 30\text{mm}$, $\alpha_p = 30^\circ$, 求 R_b 。

解 由表 19-2-21 知: 摆线规律的最大速度因数 V_m 为 2, 在图 19-2-36 中, 将 $V_m = 2$ 与 $\alpha_{max} = 30^\circ$ 的两点连线 (如虚线表示), 与直线 I 相交于 A, 又将 A 点与 $h = 30\text{mm}$ 的点相连, 连线与直线 II 相交于 B, 再将 B 点与 $\beta_1 = 60^\circ$ 的点相连, 连线交 R_w 线于 $R_w = 100\text{mm}$ 处。故 $R_b = R_w - \frac{h}{2} = 85\text{mm}$ (采用此值后, 最大压力角值为 30.037°)。

例 2 同例 1, 但具有有利偏距 $e = 8.5\text{mm}$ 。

解 1. 近似地按无偏置处理, 取上例计算结果 $R_b = 85\text{mm}$ 。

2. 考虑偏置须进行修正, 当 $e/R_b = \frac{8.5}{85} = 0.1$ 时, 由式 (19-2-35) 求得 $k = 0.83$, 故 $R_b = 85\text{mm} \times 0.83 \approx 71\text{mm}$ (采用此值后, 推程最大压力角值为 29.98°)。

如取同值不利偏置, 求得 $k = 1.177$ 、 $R_b = 100.1\text{mm}$ 。

例 3 已知一摆动滚子从动件盘形凸轮机构, 从动件推程按抛物线规律运动, $\phi = 20^\circ$, $l = 90\text{mm}$, $\alpha_p = 45^\circ$, $\beta_1 = 60^\circ$, 求 R_b 。

解 把滚子中心 C 的轨迹 (圆弧) 所对的弦长 C_0C_c 当作直动从动件的行程, 故 $h = 2 \times l \sin \frac{\phi}{2} = 2 \times 90 \times \sin 10^\circ = 31.25\text{mm}$ 。

然后用例 1 所述的方法 (这里 α_{max} 取作 45°) 求得 $R_w = 55\text{mm}$ 。故 $R_b = R_w - \frac{h}{2} = 55 - 15.7 \approx 40\text{mm}$ (此解没有考虑偏置, 采用此值后, 推程最大压力角值为 46.138°)。

2) 作图法求盘形凸轮 R_b 的通用方法 (适用于任何运动规律, 求得结果是可行域), 见表 19-2-19。

表 19-2-19

名称	直 动 从 动 件	摆 动 从 动 件
图 例		
已 知	<p>$s-\theta$ 线图, $s'(\theta)-\theta$ 线图, 行程 h, 推程许用压力角 α_{p1}, 回程许用压力角 α_{p2} 和凸轮转向</p>	<p>$\varphi-\theta$ 线图, $\varphi'(\theta)-\theta$ 线图, 摆杆长度 l, 摆角行程 Φ, 推程许用压力角 α_{p1}, 回程许用压力角 α_{p2} 和凸轮转向</p>
作 图 步 骤	<ol style="list-style-type: none"> 1. 根据 $s-\theta$ 线图和 $s'(\theta)-\theta$ 线图求出 $s'(\theta)-s$ 的对应关系 2. 画移动方位线 yy, 选定从动件起始点 C_0。若凸轮转向为逆时针向, 则将推程时的 $s'(\theta)-s$ 曲线画在移动方位线的左侧, 而回程时的画在右侧。如图中 D_0, D_1, D_2, \dots 所连成的曲线。(当凸轮转向为顺时针方向时, 推程的 $s'(\theta)-s$ 曲线画在移动方位线的右侧) 3. 在移动方位线的两侧, 分别作 $s'(\theta)-s$ 曲线的下半部分的切线, 并使之与移动方位线成 α_{p1} 和 α_{p2} 角; 两切线相交于 O 点; 并形成图中有方格的区域, 凸轮转动轴心应选在这个区域内 4. 过 C_0 点, 作许用压力角线(包括正负偏置), 凸轮中心应选在该线以内的方格区域内 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 根据 $\varphi-\theta$ 线图和 $\varphi'(\theta)-\theta$ 线图求出 $l \times \varphi'(\theta)-\varphi$ 的对应关系 2. 确定从动件转动中心 B 点的位置, 并确定 A 点的大致方位; 再以 B 为圆心, 以 l 为半径作圆弧 $\widehat{C_0 C_e}$。将推程时 C 点的速度 v_c 按凸轮的转向 ω_1 转过 90° 后, 其方向若指向 $\widehat{C_0 C_e}$ 的外侧, 则将推程时的 $l \times \varphi'(\theta)-\varphi$ 曲线画在 $\widehat{C_0 C_e}$ 的外侧(若凸轮转向相反, 则画在内侧)。得 $C_1 D_1, C_2 D_2, \dots$ 3. 过 D_1 点作直线 $D_1 d_1$, 使 $\angle C_1 D_1 d_1 = 90^\circ - \alpha_{p1}$; 同样, 过 D_2 点作 $D_2 d_2$, 使 $\angle C_2 D_2 d_2 = 90^\circ - \alpha_{p1}$; ... 得一系列直线 $D_1 d_1, D_2 d_2, D_3 d_3, \dots$ 轴心 A 应在这些直线的左下方 4. 对回程作相似处理(例如, 在回程时的 $l \times \varphi'(\theta)-\varphi$ 曲线上, 过 D_9 作直线 $D_9 d_9$ 使 $\angle C_9 D_9 d_9 = 90^\circ - \alpha_{p2}$), 得到一系列直线(如 $D_9 d_9, D_{10} d_{10}, \dots$), 轴心 A 应在这些直线的右下方 5. 综合上述, 可找出同时满足上述两种条件的区域(如图中有方格的区域), 轴心位置应选在这个区域内。如图中选在 A 点 6. 检查 C_0 处和 C_e 处的压力角是否超过许用值。若超过, 另选 A 点

3) 圆柱凸轮的最小半径 R_{min} 的确定^[25]

R_{min} 是指滚子和沟槽侧面接触时, 凸轮上与滚子接触的最小圆柱体的半径。其值可由式 (19-2-36) 求得。

$$R_{min} = f \frac{h}{\beta_1} \tag{19-2-36}$$

式中凸轮尺寸系数 f 的值, 可根据从动件运动规律和最大压力角(可取许用压力角 α_p) 由图 19-2-38 查得。

图 19-2-38 适用于轴向直动从动件圆柱凸轮, 也可近似应用于摆动从动件圆柱凸轮。

圆柱凸轮的相应外径为

$$R_c = R_{min} + b \tag{19-2-37}$$

式中 b —— 滚子宽度。

例 轴向直动从动件圆柱凸轮机构的从动件在推程时按简谐规律运动, $\beta_1 = 90^\circ$, $h = 30\text{mm}$, $\alpha_p = 30^\circ$, 求 R_{min} 。

解 在图 19-2-38 中, 在 $\alpha_{max} = 30^\circ$ 处作垂线, 与简谐运动的凸轮尺寸系数曲线相交, 交点的纵坐标 $f = 2.8$, 故

$$R_{min} = 2.8 \times 30 / \frac{\pi}{2} \approx 54\text{mm}$$

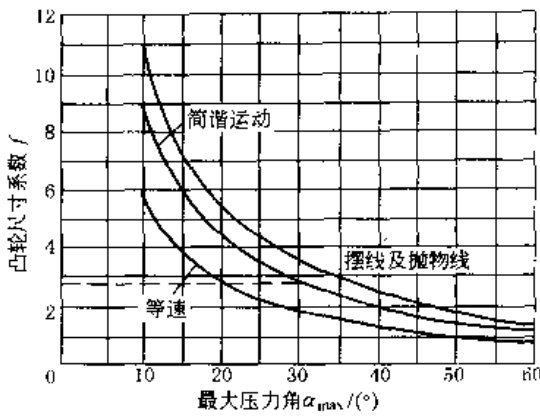


图 19-2-38 圆柱凸轮尺寸系数 f

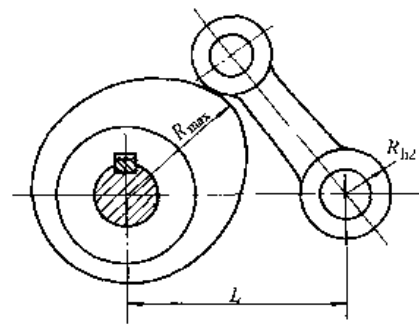


图 19-2-39 摆动从动件盘形凸轮机构的常见结构

(2) 根据凸轮结构确定 R_b 、 R_{min} 的初值

表 19-2-20 凸轮与轴的连接方式及 R_b 、 R_{min} 的计算公式

类别	盘形凸轮		圆柱凸轮	
	凸轮与轴一体	凸轮装在轴上	凸轮与轴一体	凸轮装在轴上
简图				
公式	$R_b \geq R_r + R_r + (2 \sim 5) \text{mm}$, $R_b \geq R_b + R_r + (2 \sim 5) \text{mm}$, $R_{min} \geq R_r + (2 \sim 5) \text{mm}$, $R_{min} \geq R_b + (2 \sim 5) \text{mm}$ R_r —— 凸轮轴半径, mm; R_b —— 凸轮轮毂半径, mm			

对于摆动从动件盘形凸轮机构 (图 19-2-39), 其基圆半径除了满足表 19-2-20 中有关条件外, 通常, 还应满足:

$$R_{max} + R_{b2} < L$$

式中 R_{max} —— 凸轮廓线最大向径;

R_{b2} —— 从动件的轮毂半径。

当从动件的回转轴和凸轮的回转轴分别在凸轮端面的两侧时, 则不必满足上述关系。

(3) 凸轮理论轮廓的最小曲率半径 ρ_{min} 与 R_b 的关系

凸轮廓线的曲率半径 ρ 的计算公式见表 19-2-31、表 19-2-35, ρ 的表达式是包含机构基本尺寸、运动规律的超越方程或高次代数方程, 需要根据相应公式编制软件后在计算机上进行求解, 常用数值解法。对平底从动件凸轮机构要求 $\rho > 0$ 而不内凹; 对滚子从动件凸轮机构, 要求 $\rho_{min} > (2 \sim 3) R_r$, 以保证凸轮工作廓线不过切及从动件运动不失真, 并限制接触应力不过大。为了避免在凸轮机构设计基本完成时发现 ρ_{min} 过小而需要返工, 文献 [19、20、22] 均给出了 ρ_{min} (R_b 、 e 、 L 、 β) 的无量纲诺谟图, 但其运动规律、参数范围均很局限, 且精度也较差, 只能在运动规律相同、参数范围接近的条件下利用其选取初值, 再用计算来求得精确值, 因此本手册第四版中删去诺谟图。

各参数对 ρ_{min} 有何种影响, 有以下参考结论: ①凸轮廓线的曲率半径 ρ 及 ρ_{min} 随着基圆半径 R_b 的增大而增大; ②在直动从动件凸轮机构偏置 e 对 ρ_{min} 的影响很小; ③对摆动从动件凸轮机构, 中心距 L 对 ρ_{min} 的影响随着升程运动角 β 的增大而逐渐减小, 当 β 大于一定值后, $\rho_{min} \approx R_b$ (简谐运动规律除外); ④当 β 较小时, ρ_{min} 出现在最大减速度处, 而当 β 增大到某一值后, ρ_{min} 发生在 S (或 Ψ) 为零处附近; ⑤在 R_b 一定的情况下, 随着从动件升程 h 、 Ψ 的增大, ρ_{min} 的变化较大。

3.4.3 滚子半径 R_r 的确定

R_r 值必须满足的条件如下:

- | | |
|---------------------|---------------------------------------|
| ① 保证从动件运动不失真并限制接触应力 | $R_f \leq (0.3 \sim 0.5) \rho_{\min}$ |
| ② 使凸轮结构比较合理 | $R_f \leq 0.4R_b$ |
| ③ 保证滚子结构合理及滚子轴强度足够 | $R_f \geq (2 \sim 3) r$, r 为滚子轴半径 |

3.5 从动件运动规律及其方程式

3.5.1 从动件运动规律

V_m 、 A_m 、 J_m 分别表示无量纲运动参数中的最大速度、最大加速度和最大跃度，称为运动规律的特性值。表 19-2-21 列出了不同运动规律的特性值供合理选择运动规律参考。一般应避免由于速度突变引起的刚性冲击和加速度突变引起的柔性冲击。目前常用的有多项式运动规律和组合运动规律。要求 V_m 、 A_m 、 J_m 和 $(AV)_m$ 都是最小值的运动规律是没有的，应根据不同的工作情况进行合理选择，下列原则可供参考。

(1) 高速轻载。各特性值大体可按 A_m 、 V_m 、 J_m 、 $(AV)_m$ 的顺序考虑。 A_m 愈大时，从动件的最大惯性力愈大，凸轮与从动件间的动压力愈大，且 A 与凸轮角速度 ω 成平方比，所以高速凸轮应选择较小 A_m 的规律。改进梯形规律的 A_m 较小，是较理想的运动规律。

(2) 低速重载。各特性值大体可按 V_m 、 A_m 、 $(AV)_m$ 、 J_m 的顺序考虑。 V_m 愈大，动量越大，承载功率和摩擦功率也愈大，对质量大的从动件影响更大。 V_m 还影响到凸轮的受力和尺寸的大小。同样尺寸的凸轮， V_m 大时其最大压力角 α_{\max} 也大（等速运动除外），反之，同样的 α_{\max} ，则 V_m 小的凸轮尺寸也小。改进等速运动规律是比较理想的。

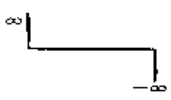
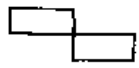
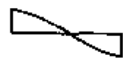
(3) 中速中载。要求 A_m 、 V_m 、 J_m 、 $(AV)_m$ 等特性值均较小。正弦加速度规律较好，但其 V_m 较大，因此用改进正弦加速度或 3-4-5 次多项式规律也较理想。

(4) 其他。低速轻载的凸轮机构，对运动规律要求不严。高速重载，由于要兼顾 V_m 及 A_m 有困难，故不宜采用凸轮机构。为了减小弹簧的尺寸，可采用减速时间和加速时间的比值 $m = \frac{t_d}{t_s} > 1$ 的非对称运动规律，效果较好，如非对称改进梯形规律。

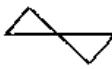
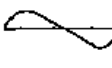
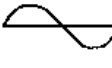

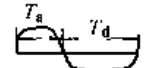


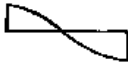
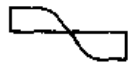
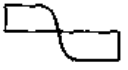
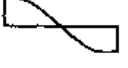
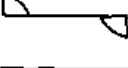
跃度和从动件的振动关系较大，为了减小振动，应使 J_m 减小， J_m 最小的规律是等跃度规律。从动件的惯性力可以引起凸轮轴上的附加转矩和驱动功率增加。从动件的惯性力与 $(AV)_m$ 成正比。所以高速、重载应选用 $(AV)_m$ 较小的规律。 V_m 与 A_m 往往不在同一时间出现，故 $(AV)_m$ 与 A_m 和 V_m 的乘积并不相同。

在选择从动件的运动规律时，对于 I、II、III 种运动类型（见表 19-2-21）应有不同的考虑。对双停歇运动，在行程两端的加速度都应为零。对其他两种运动，在停歇端的速度和加速度应为零。在无停歇端的速度也为零，而加速度最好不等于零。这样，在推程和回程衔接处，加速度过渡平滑，且可使最大速度和最大加速度下降，对受力情况和减少振动都是有利的。

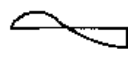
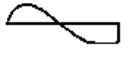
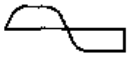
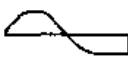
表 19-2-21 凸轮机构各种运动规律比较表

运动类型	名称	$m = t_d/t_s$	加速度线图形状	V_m	$\frac{A_{\max}}{A_{\text{rad}}}$	$\frac{J_{\max}}{J_{\text{rad}}}$	$\frac{(AV)_{\max}}{(AV)_{\text{rad}}}$	说明
加速度不连续运动	等速			1.00	∞	∞	∞	V_m 最小。大质量的从动件动量小，但有刚性冲击，即 $A_m \rightarrow \infty$ ，制造容易，可用于低速
	等加速，等减速	$m = 1$		2.00	4.00	∞	8.00	A_m 最小，但即使在无停歇的运动中仍有柔性冲击，行程始末及中点加速度出现突变（即 $J_m \rightarrow \infty$ ），要求机构刚度大及系统间隙小；在耐磨损、压力角、弹簧尺寸等方面不如简谐和摆线规律，目前很少用
	余弦加速度（简谐运动）	$m = 1$		1.57	4.93	∞	15.50	3.88

续表

运动类型	名称	$m = t_d/t_a$	加速度线图形状	V_m	A_{ma} A_{md}	J_{ma} J_{md}	$(AV)_{ma}$ $(AV)_{md}$	说明
I 双 停 歇 运 动	等跃度	$m = 1$		2.00	8.00	32.0	8.71	J_m 很小, 但由于 A_m 大, 很少用
	3-4-5 多项式	$m = 1$		1.88	5.77	60.0 30.0	6.69	性能接近改进正弦加速度, 特性值较好, 常用
	正弦加速度 (摆线)	$m = 1$		2.00	6.28	39.5	8.16	加速度曲线连续。行程始末加速度等于零, 跃度为有限值的突变。启动平稳。弹簧尺寸小, 导路侧压力小, 冲击、磨损较轻。适用中、高速轻载。缺点是 V_m 、 A_m 较大, 始末段位移变化缓慢, 加工要求较高
	改进梯形加速度	$T_1 = \frac{1}{8}$		2.00	4.89	61.4	8.09	A_m 小, 无冲击, 适用于高速轻载。近来在分度凸轮中应用较多
	非对称改进梯形加速度	$m = 1.5$		2.00	6.11 4.07	95.9 42.6	10.11 6.74	$A_{md} < A_{ma}$, 对弹簧设计有利
	改进正弦加速度	$T_1 = \frac{1}{8}$		1.76	5.53	69.5 23.2	5.46	无冲击, 行程始末采用周期较短的正弦加速度, 以使此段的位移变化较明显, 便于加工。同时行程中部速度和加速度变化比较平缓, V_m 及转矩小, 适用于中、高速, 中、重载, 性能较好
	改进等速	$T_2 = \frac{1}{4}$ $T_1 = 1/16$ $T_2 = 1/4$		1.33 1.28	8.38 8.01	105.28 201.4 67.1	7.25 5.73	V_m 很小, 转矩小, 适用于低速重载。也可用以代替等速运动, 避免冲击
II 无 停 歇 运 动	余弦加速度	$m = 1$		1.57	4.93	15.5	3.88	用于无停歇运动中, 这是一种很好的运动规律
	正弦加速度	$m = 1$		1.72	4.20	—	—	与相应的双停歇或单停歇运动相比, 各特性值都有所改善
	改进梯形加速度	$m = 1$		1.84	4.05	—	—	
	改进正弦加速度	$m = 1$		1.63	4.48	—	—	
	改进等速	$m = 1$		1.22	7.68	48.2	4.69	

续表

运动类型	名称	$m = t_d/t_a$	加速度线图形状	V_m	A_{ms} A_{md}	J_{ms} J_{md}	$(AV)_{ms}$ $(AV)_{md}$	说明
单停歇运动	3-4-5 多项式	$m = 1$		1.73	4.58 6.67	40.4 22.5	4.96 5.61	特性值较好, 但 A_{md} 值较大 与对应的双停歇运动相比, 各特性值都有所改善, 因此将双停歇运动规律用于单停歇运动是不恰当的 (这里几种规律的加速度和减速时间相同)
	正弦加速度	$m = 1$		1.85	5.81 4.52	—	—	
	改进梯形加速度	$m = 1$		1.92	4.68 4.21	—	—	
	改进正弦加速度	$m = 1$		1.69	5.31 4.65	—	—	

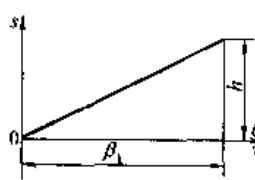
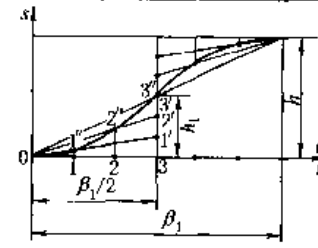
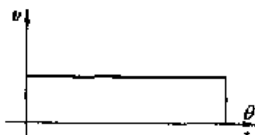
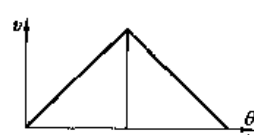

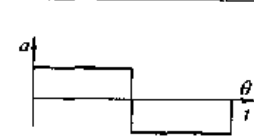
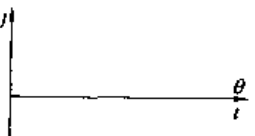
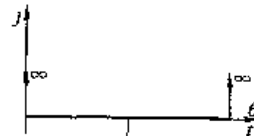
注: 1. 特性值中的角标 a 代表加速部分, d 代表减速部分。 A_{md} 、 J_{md} 、 $(AV)_{md}$ 为减速部分相应的最大值, 实际都是负值, 表中取绝对值。

2. $m = t_d/t_a$ 表示减速段时间与加速段时间之比。

3. 最大速度 $v_{max} = V_m \frac{h}{\beta_1} \omega_1$, 最大加速度 $a_{max} = A_m \frac{h}{\beta_1^2} \omega_1^2$, 最大跃度 $j_{max} = J_m \frac{h}{\beta_1^3} \omega_1^3$ 。

3.5.2 基本运动规律的参数曲线

表 19-2-22 基本运动规律的参数曲线

项目	等速 (直线)	等加速、等减速 $\nu = 1$ (抛物线)	
		加速段	减速段
位移曲线 s			
速度曲线 $v = \frac{ds}{dt}$			
加速度曲线 $a = \frac{dv}{dt}$			
跃度曲线 $j = \frac{da}{dt}$			

项 目	余弦加速度(简谐)	正弦加速度(摆线)
位移曲线 $s = \frac{ds}{dt}$		
速度曲线 $v = \frac{ds}{dt}$		
加速度曲线 $a = \frac{dv}{dt}$		
跃度曲线 $j = \frac{da}{dt}$		

注: 1. $v=1$ 是指正负加速度值相等。

2. 对于摆动从动件; 用 Ψ 代 s 、 ω_2 代 v 、 ε_2 代 a 、 Φ 代 h 。

表 19-2-23 基本运动规律的方程式

项目	等速(直线)	等加速、等减速 $v=1$ (抛物线)		余弦加速度(简谐)	正弦加速度(摆线)	
		加速段	减速段			
范围	θ	$0 \sim \beta_1$	$0 \sim \frac{1}{2}\beta_1$	$\frac{1}{2}\beta_1 \sim \beta_1$	$0 \sim \beta_1$	$0 \sim \beta_1$
	s	$0 \sim h$	$0 \sim \frac{1}{2}h$	$\frac{1}{2}h \sim h$	$0 \sim h$	$0 \sim h$
停、推、停运动	s	$h(\theta/\beta_1)$	$2h(\theta/\beta_1)^2$	$h[1-2(1-\frac{\theta}{\beta_1})^2]$	$\frac{h}{2}(1-\cos\frac{\pi}{\beta_1}\theta)$	$h(\frac{\theta}{\beta_1}-\frac{1}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{\beta_1}\theta)$
	v	$(h/\beta_1)\omega_1$	$\frac{4h\theta}{\beta_1^2}\omega_1$	$\frac{4h}{\beta_1}(1-\theta/\beta_1)\omega_1$	$\frac{\pi h}{2\beta_1}\omega_1\sin\frac{\pi}{\beta_1}\theta$	$\frac{h}{\beta_1}\omega_1(1-\cos\frac{2\pi}{\beta_1}\theta)$
	a	0	$\frac{4h}{\beta_1^2}\omega_1^2$	$-\frac{4h}{\beta_1^2}\omega_1^2$	$\frac{\pi^2 h}{2\beta_1^2}\omega_1^2\cos\frac{\pi}{\beta_1}\theta$	$\frac{2\pi h}{\beta_1^2}\omega_1^2\sin\frac{2\pi}{\beta_1}\theta$
	j		0	0	$-\frac{\pi^3 h}{2\beta_1^3}\omega_1^3\sin\frac{\pi}{\beta_1}\theta$	$\frac{4\pi^2 h}{\beta_1^3}\omega_1^3\cos\frac{2\pi}{\beta_1}\theta$

续表

项目	等速(直线)		等加速、等减速 $v=1$ (抛物线)		余弦加速度(简谐)	正弦加速度(摆线)	
			加速段	减速段			
停、回、停运动	范围	θ	$0 \sim \beta_2$	$0 \sim \frac{1}{2}\beta_2$	$\frac{1}{2}\beta_2 \sim \beta_2$	$0 \sim \beta_2$	$0 \sim \beta_2$
		s	$h \sim 0$	$h \sim \frac{1}{2}h$	$h/2 \sim 0$	$h \sim 0$	$h \sim 0$
		s	$h(1 - \theta_1/\beta_2)$	$h\left[1 - 2\left(\frac{\theta_1}{\beta_2}\right)^2\right]$	$2h(1 - \theta_1/\beta_2)^2$	$\frac{h}{2}\left(1 + \cos\frac{\pi}{\beta_2}\theta_1\right)$	$h\left(1 - \frac{\theta_1}{\beta_2} + \frac{1}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{\beta_2}\theta_1\right)$
		v	$-(h/\beta_2)\omega_1$	$-4h(\theta_1/\beta_2^2)\omega_1$	$-4\frac{h}{\beta_2}\left(1 - \frac{\theta_1}{\beta_2}\right)\omega_1$	$-\frac{\pi h\omega_1}{2\beta_2}\sin\frac{\pi}{\beta_2}\theta_1$	$-\frac{h\omega_1}{\beta_2}\left(1 - \cos\frac{2\pi}{\beta_2}\theta_1\right)$
		a	0	$-4h\omega_1^2/\beta_2^2$	$\frac{4h}{\beta_2^2}\omega_1^2$	$-\frac{\pi^2 h\omega_1^2}{2\beta_2^2}\cos\frac{\pi}{\beta_2}\theta_1$	$-\frac{2\pi h\omega_1^2}{\beta_2^2}\sin\frac{2\pi}{\beta_2}\theta_1$
		J		0	0	$\frac{\pi^2 h\omega_1^3}{2\beta_2^3}\sin\frac{\pi}{\beta_2}\theta_1$	$-\frac{4\pi^2 h}{\beta_2^3}\omega_1^3\cos\frac{2\pi}{\beta_2}\theta_1$

注：1. 式中 $\theta_1 = \theta - \beta_1 - \beta'$ 。

2. 类速度 $\frac{ds}{d\theta} = \frac{v}{\omega_1}$ ，类加速度 $\frac{d^2s}{d\theta^2} = \frac{a}{\omega_1^2}$ 。

3. 已知推程的运动方程式，求同名运动规律的回程方程式。一般为：

$s_{回} = h - s_{推}$ ， $v_{回} = -v_{推}$ ， $a_{回} = -a_{推}$ ， $J_{回} = -J_{推}$ ，并用 β_2 和 θ_1 置换 β_1 和 θ 。

4. 用 T 、 S 、 V 、 A 和 J 分别表示从动件运动时的无量纲时间、无量纲位移、无量纲速度、无量纲加速度和无量纲跃度，且 $T = \frac{\theta}{\beta_1}$ 、 $S = \frac{s}{h}$ 、 $V = \frac{ds}{dT}$ 、 $A = \frac{d^2s}{dT^2}$ 和 $J = \frac{d^3s}{dT^3}$ ，则本表各运动规律的无量纲方程如下：

正弦加速度： $S = T - \frac{1}{2\pi}\sin 2\pi T$ 、 $V = 1 - \cos 2\pi T$ 、 $A = 2\pi\sin 2\pi T$ 、 $J = 4\pi^2\cos 2\pi T$

余弦加速度： $S = \frac{1}{2}(1 - \cos \pi T)$ 、 $V = \frac{\pi}{2}\sin \pi T$ 、 $A = \frac{\pi^2}{2}\cos \pi T$ 、 $J = -\frac{\pi^3}{2}\sin \pi T$

等加速、等减速：加速段 $S = 2T^2$ 、 $V = 4T$ 、 $A = 4$ 、 $J = 0$

减速段 $S = 1 - 2(1 - T)^2$ 、 $V = 4(1 - T)$ 、 $A = -4$ 、 $J = 0$

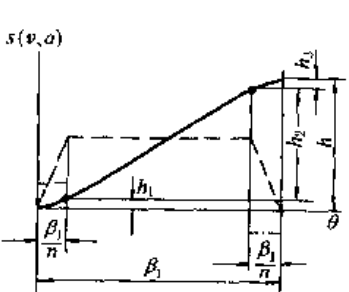
等速： $S = T$ 、 $V = 1$ 、 $A = 0$

对于回程则以 $(1 - S)$ 代替推程中 S ，其他 V 、 A 、 J 各式右边分别加上一个负号即可，后面各表类同。

3.5.3 常用组合运动规律方程式应用

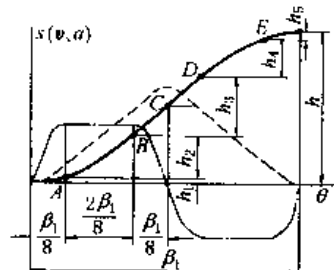
为使凸轮机构有较好的性能，常将基本运动规律加以改进，或将它们组合起来使用。组合时，所选运动规律应在有关区间内连续，在拼接点两个运动规律的位移和速度对应相等（即位移曲线在拼接点相切）；高速时，还要求加速度在拼接点对应相等（即两段位移曲线在拼接点的曲率半径相等）。

表 19-2-24 常用组合运动规律的方程式及其比较与应用

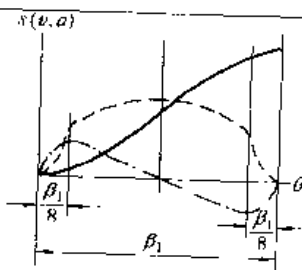
名称	线图	区间及区间行程	“停、推、停”时的方程式	最大			应用
				速度因数 V_m	加速度因数 A_m	跃度因数 J_m	
抛物线-直线-抛物线规律	 <p>图中(以下各图同): 实线——位移曲线 虚线——速度曲线 点划线——加速度曲线 n 是 β_1 的等分数, 根据从动件的动作要求确定。通常 $n = 4 \sim 8$</p>	$0 \sim \frac{\beta_1}{n}$ $h_1 = \frac{h}{2(n-1)}$	$s = \frac{n^2 h}{2(n-1)} \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2$ $s'(\theta) = \frac{n^2 h \theta}{(n-1)\beta_1^2}$ $s''(\theta) = \frac{n^2 h}{(n-1)\beta_1^2}$	1.33	5.33	8	低速中载荷
		$\frac{\beta_1}{n} \sim \frac{n-1}{n}\beta_1$ $h_2 = h - 2h_1$	$s = \frac{h}{n-1} \left(\frac{n\theta}{\beta_1} - \frac{1}{2}\right)$ $s'(\theta) = \frac{hn}{(n-1)\beta_1}$ $s''(\theta) = 0$				
		$\frac{n-1}{n}\beta_1 \sim \beta_1$ $h_3 = h_1$	$s = h - \frac{n^2 h}{2(n-1)} \left(1 - \frac{\theta}{\beta_1}\right)^2$ $s'(\theta) = \frac{n^2 h}{(n-1)\beta_1} \left(1 - \frac{\theta}{\beta_1}\right)$ $s''(\theta) = \frac{-n^2 h}{(n-1)\beta_1^2}$				

名称	线图	区间及区间行程	“停、推、停”时的方程式	最大			应用
				速度 因数 V_m	加速度 因数 A_m	跃度 因数 J_m	
简谐、直线、简谐规律		$0 \sim \frac{\beta_1}{n}$ $h_1 = \frac{2h}{4 + (n-2)\pi}$	$s = \frac{2h}{4 + (n-2)\pi} \left(1 - \cos \frac{n\pi}{2\beta_1} \theta \right)$ $s'(\theta) = \frac{n\pi h}{[4 + (n-2)\pi] \beta_1} \sin \frac{n\pi}{2\beta_1} \theta$ $s''(\theta) = \frac{n^2 \pi^2 h}{2[4 + (n-2)\pi] \beta_1^2} \cos \frac{n\pi}{2\beta_1} \theta$	1.22	7.68	48.2	低速重载荷
		$\frac{\beta_1}{n} \sim \frac{n-1}{n} \beta_1$ $h_2 = h - 2h_1$	$s = \frac{h}{4 + (n-2)\pi} \left(\frac{n\pi\theta}{\beta_1} - \pi + 2 \right)$ $s'(\theta) = \frac{n\pi h}{[4 + (n-2)\pi] \beta_1}$ $s''(\theta) = 0$				
		$\frac{n-1}{n} \beta_1 \sim \beta_1$ $h_3 = h_1$	$s = h - \frac{2h}{4 + (n-2)\pi} \times$ $\left[1 + \cos \left(\frac{n\pi}{2\beta_1} \theta - \frac{(n-2)\pi}{2} \right) \right]$ $s'(\theta) = \frac{n\pi h}{[4 + (n-2)\pi] \beta_1} \times$ $\sin \left(\frac{n\pi}{2\beta_1} \theta - \frac{(n-2)\pi}{2} \right)$ $s''(\theta) = \frac{n^2 \pi^2 h}{2[4 + (n-2)\pi] \beta_1^2} \times$ $\cos \left(\frac{n\pi}{2\beta_1} \theta - \frac{(n-2)\pi}{2} \right)$				
摆线、直线、摆线规律		$0 \sim \frac{\beta_1}{n}$ $h_1 = \frac{h}{2(n-1)}$	$s = \frac{h}{2(n-1)} \left(\frac{n\theta}{\beta_1} - \frac{1}{\pi} \sin \frac{n\pi}{\beta_1} \theta \right)$ $s'(\theta) = \frac{nh}{2(n-1)\beta_1} \left(1 - \cos \frac{n\pi}{\beta_1} \theta \right)$ $s''(\theta) = \frac{n^2 \pi h}{2(n-1)\beta_1^2} \sin \frac{n\pi}{\beta_1} \theta$	1.33	8.38	105.3	低速重载荷
		$\frac{\beta_1}{n} \sim \frac{n-1}{n} \beta_1$ $h_2 = h - 2h_1$	$s = \frac{h}{(n-1)} \left(\frac{n\theta}{\beta_1} - \frac{1}{2} \right)$ $s'(\theta) = \frac{nh}{(n-1)\beta_1}$ $s''(\theta) = 0$				
		$\frac{n-1}{n} \beta_1 \sim \beta_1$ $h_3 = h_1$	$s = \frac{h}{2(n-1)} \left[n - 2 + \frac{n}{\beta_1} \theta - \frac{1}{\pi} \sin \left(\frac{n\pi}{\beta_1} \theta - (n-2)\pi \right) \right]$ $s'(\theta) = \frac{nh}{2(n-1)\beta_1} \times$ $\left\{ 1 - \cos \left[\frac{n\pi}{\beta_1} \theta - (n-2)\pi \right] \right\}$ $s''(\theta) = \frac{n^2 \pi h}{2(n-1)\beta_1^2} \times$ $\sin \left[\frac{n\pi}{\beta_1} \theta - (n-2)\pi \right]$				

续表

名称	线图	区间及区间行程	“停、推、停”时的方程式	最大			应用
				速度 因数 V_m	加速度 因数 A_m	跃度 因数 J_m	
摆线、抛物线、摆线规律 (改进梯形加速度)		$0 \sim \frac{1}{8}\beta_1$ $h_1 = \frac{(\pi-2)h}{4\pi(\pi+2)}$	$s = \frac{h}{2+\pi} \left(\frac{2\theta}{\beta_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{4\pi}{\beta_1} \theta \right)$ $s'(\theta) = \frac{2h}{(2+\pi)\beta_1} \left(1 - \cos \frac{4\pi}{\beta_1} \theta \right)$ $s''(\theta) = \frac{8\pi h}{(2+\pi)\beta_1^2} \sin \frac{4\pi}{\beta_1} \theta$	2.00	4.89	61.4	高速轻载荷
		$\frac{\beta_1}{8} \sim \frac{3\beta_1}{8}$ $h_2 = \frac{h}{4}$	$s = \frac{h}{2+\pi} \times \left(\frac{4\pi}{\beta_1^2} \theta^2 - \frac{\pi-2}{\beta_1} \theta + \frac{\pi}{16} - \frac{1}{2\pi} \right)$ $s'(\theta) = \frac{h}{2+\pi} \left(\frac{8\pi}{\beta_1^2} \theta - \frac{\pi-2}{\beta_1} \right)$ $s''(\theta) = \frac{8\pi h}{(2+\pi)\beta_1^2}$				
		$\frac{3}{8}\beta_1 \sim \frac{5}{8}\beta_1$ $h_3 = 0.4647h$	$s = \frac{h}{2+\pi} \left[\frac{2(\pi+1)}{\beta_1} \theta - \frac{\pi}{2} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(4\pi \frac{\theta}{\beta_1} - \pi \right) \right]$ $s'(\theta) = \frac{2h}{(2+\pi)\beta_1} \times \left[\pi+1 - \cos \left(\frac{4\pi}{\beta_1} \theta - \pi \right) \right]$ $s''(\theta) = \frac{8\pi h}{(2+\pi)\beta_1^2} \sin \left(\frac{4\pi}{\beta_1} \theta - \pi \right)$				
		$\frac{5}{8}\beta_1 \sim \frac{7}{8}\beta_1$ $h_4 = h_2$	$s = \frac{h}{2+\pi} \times \left(\frac{7\pi+2}{\beta_1} \theta - 4\pi \frac{\theta^2}{\beta_1^2} - \frac{33\pi}{16} + \frac{1}{2\pi} \right)$ $s'(\theta) = \frac{h}{2+\pi} \left(\frac{7\pi+2}{\beta_1} - \frac{8\pi}{\beta_1^2} \theta \right)$ $s''(\theta) = \frac{-8\pi h}{(2+\pi)\beta_1^2}$				
		$\frac{7}{8}\beta_1 \sim \beta_1$ $h_5 = h_1$	$s = \frac{h}{2+\pi} \times \left[\frac{2\theta}{\beta_1} + \pi - \frac{1}{2\pi} \sin \left(4\pi \frac{\theta}{\beta_1} - 2\pi \right) \right]$ $s'(\theta) = \frac{2h}{(2+\pi)\beta_1} \times \left[1 - \cos \left(4\pi \frac{\theta}{\beta_1} - 2\pi \right) \right]$ $s''(\theta) = \frac{8\pi h}{(2+\pi)\beta_1^2} \sin \left(4\pi \frac{\theta}{\beta_1} - 2\pi \right)$				

续表

名称	线图	区间及区间行程	“停、推、停”时的方程式	最大			应用
				速度因数 V_m	加速度因数 A_m	跃度因数 J_m	
改进正弦加速度规律		$0 \sim \frac{1}{8} \beta_1$ $h_1 = \frac{(\pi - 2)h}{8(4 + \pi)}$	$s = \frac{h}{4 + \pi} \left[\frac{\pi\theta}{\beta_1} - \frac{1}{4} \sin\left(\frac{4\pi}{\beta_1}\theta\right) \right]$ $s'(\theta) = \frac{\pi h}{(4 + \pi)\beta_1} \times \left[1 - \cos\left(\frac{4\pi}{\beta_1}\theta\right) \right]$ $s''(\theta) = \frac{4\pi^2 h}{(4 + \pi)\beta_1^2} \sin\left(\frac{4\pi}{\beta_1}\theta\right)$	1.76	5.53	69.5	中、高速重载荷
		$\frac{1}{8} \beta_1 \sim \frac{7}{8} \beta_1$ $h_2 = h - 2h_1$	$s = \frac{h}{4 + \pi} \times \left[2 + \frac{\pi}{\beta_1}\theta - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3\beta_1}\theta\right) \right]$ $s'(\theta) = \frac{\pi h}{(4 + \pi)\beta_1} \times \left[1 - 3\cos\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3\beta_1}\theta\right) \right]$ $s''(\theta) = \frac{4\pi^2 h}{(4 + \pi)\beta_1^2} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3\beta_1}\theta\right)$				
		$\frac{7}{8} \beta_1 \sim \beta_1$ $h_3 = h_1$	$s = \frac{h}{4 + \pi} \left(4 + \frac{\pi}{\beta_1}\theta - \frac{1}{4} \sin\frac{4\pi}{\beta_1}\theta \right)$ $s'(\theta) = \frac{\pi h}{(4 + \pi)\beta_1} \left[1 - \cos\left(\frac{4\pi}{\beta_1}\theta\right) \right]$ $s''(\theta) = \frac{4\pi^2 h}{(4 + \pi)\beta_1^2} \sin\frac{4\pi}{\beta_1}\theta$				

注: 1. $v_{max} = V_m \times \frac{h}{\beta_1} \omega_1$; $a_{max} = A_m \times \frac{h}{\beta_1^2} \omega_1^2$; $j_{max} = J_m \times \frac{h}{\beta_1^3} \omega_1^3$.

2. 表中前三种运动取 $n=4$ 时的数据; 后两种运动取 $n=8$ 时的数据。

例 如图 19-2-40 从动件按等加速-等速-等减速作“停、推、停”运动。区间分别为 $0^\circ \sim 40^\circ$, $40^\circ \sim 70^\circ$, $70^\circ \sim 130^\circ$; $h = 100\text{mm}$, $\beta_1 = 130^\circ$, 求其位移方程式。

解 分别按区间讨论如下:

1. 在 $0^\circ \leq \theta \leq 40^\circ$: 从动件作等加速运动, 设想有相等的减速段, 则相应行程为 $2h_1$, 相应的推程运动角为 $2 \times 40^\circ = 80^\circ$, 参考等加速等减速运动规律的公式, 则:

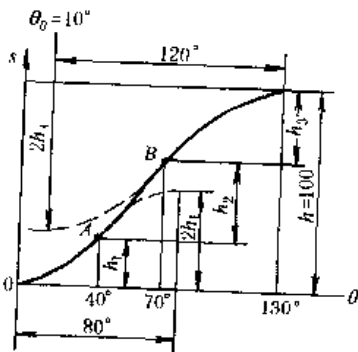


图 19-2-40 等加速-等速-等减速的组合曲线

$$s_1 = 4h_1 \left(\frac{\theta}{80^\circ}\right)^2$$

$$s'_1(\theta) = 8h_1 \left(\frac{\theta}{80^\circ}\right) \times \frac{180^\circ}{80^\circ \times \pi} = \frac{18h_1}{\pi} \left(\frac{\theta}{80^\circ}\right)$$

当 $\theta = 40^\circ$ 时, $(s'_1(\theta))_A = 9h_1/\pi$

2. 在 $40^\circ \leq \theta \leq 70^\circ$: 属等速规律: 在 A 点 ($\theta = 40^\circ$ 处) 两个运动规律的速度相等, 即:

$$s'_2(\theta) = (s'_1(\theta))_A = 9h_1/\pi$$

设从 A 点计算的位移为 s_2 , 则

$$s_2 = \frac{9}{\pi} h_1 (\theta - 40^\circ) \times \frac{\pi}{180^\circ} = \frac{h_1}{20} (\theta - 40^\circ)$$

当 $\theta = 70^\circ$ 时: $s_2 = h_2 = 3h_1/2$

3. 在 $70^\circ \leq \theta \leq 130^\circ$: 从动件作等减速运动, 设想有相等的加速段, 则加速段从 $\theta = 10^\circ$ 处开始, 相应的推程运动角为 120° , 相应行程为 $2h_3$, 设从 B 点开始计算的位移用 s_3 表示, 参考减速段的方程式, 则:

$$s_3 = 2h_3 \left[1 - 2 \left(1 - \frac{\theta - 10^\circ}{120^\circ} \right)^2 \right] - h_3 \quad (\text{只用减速段})$$

故

$$s'_3(\theta) = \frac{12}{\pi} h_3 \left(\frac{130^\circ - \theta}{120^\circ} \right)$$

当 $\theta = 70^\circ$ 时,

$$(s'(\theta))_B = 6h_3/\pi$$

根据边界条件 (两运动规律在 B 点的速度相等) 有:

$$s'_2(\theta) = (s'(\theta))_B \text{ 即 } 9h_1/\pi = 6h_3/\pi$$

故

$$h_3 = 3h_1/2$$

4. 各区间行程之和等于总行程, 即 $h_1 + \frac{3}{2}h_1 + \frac{3}{2}h_1 = 100\text{mm}$ 故 $h_1 = 25\text{mm}$, $h_2 = \frac{3}{2}h_1 = 37.5\text{mm}$, $h_3 = 37.5\text{mm}$

5. 各区间的位移方程式:

$$\begin{aligned} \theta = 0^\circ \sim 40^\circ & \quad s = 100 \left(\frac{\theta}{80^\circ} \right)^2 \\ \theta = 40^\circ \sim 70^\circ & \quad s = 25 \left(\frac{\theta - 20^\circ}{20^\circ} \right) \\ \theta = 70^\circ \sim 130^\circ & \quad s = 100 - 150 \left(\frac{130^\circ - \theta}{120^\circ} \right)^2 \end{aligned}$$

表 19-2-25 常用多项式运动规律方程式

运动规律名称	区间	边界条件		运动规律方程式(停、推、停)	最大			应用
		始点	终点		速度因数 V_m	加速度因数 A_m	跃度因数 J_m	
3-4-5 次多项式	$0 \sim \beta_1$	$s=0$ $s'=0$ $s''=0$	$s=h$ $s'=0$ $s''=0$	$s = h \left[10 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^3 - 15 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^4 + 6 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^5 \right]$ $s'(\theta) = \frac{h}{\beta_1} \left[30 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^2 - 60 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^3 + 30 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^4 \right]$ $s''(\theta) = \frac{h}{\beta_1^2} \left[60 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right) - 180 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^2 + 120 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^3 \right]$	1.88	5.77	60	中速
4-5-6-7 次多项式	$0 \sim \beta_1$	$s=0$ $s'=0$ $s''=0$ $s'''=0$	$s=h$ $s'=0$ $s''=0$ $s'''=0$	$s = h \left[35 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^4 - 84 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^5 + 70 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^6 - 20 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^7 \right]$ $s'(\theta) = \frac{h}{\beta_1} \left[140 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^3 - 420 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^4 + 420 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^5 - 140 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^6 \right]$ $s''(\theta) = \frac{h}{\beta_1^2} \left[420 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^2 - 1680 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^3 + 2100 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^4 - 840 \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^5 \right]$	2.19	7.52	52.5	中速或高速

注: 要求位移曲线不对称或实现指定边界条件的运动时, 采用多项式运动规律比较方便。

表 19-2-26 加速度不对称的多项式运动规律方程式^[18]

一般公式	$s = C_p \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^p + C_q \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^q + C_r \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^r + C_s \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^s + \dots$						
求系数公式	$C_p = \frac{qrs\dots}{(q-p)(r-p)(s-p)\dots}$						
	$C_q = \frac{prs\dots}{(p-q)(r-q)(s-q)\dots}$						
	$C_r = \frac{pqs\dots}{(p-r)(q-r)(s-r)\dots}$						
	$C_s = \frac{pqr\dots}{(p-s)(q-s)(r-s)\dots}$						
常用多项式	p	3	3	4	4	4	
	q	5	6	6	7	8	
	r	7	9	8	10	12	
	s	0	0	10	13	16	

表 19-2-27

根据指定特殊边界条件建立多项式运动规律方程式举例

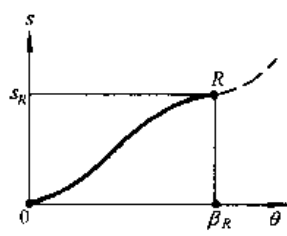
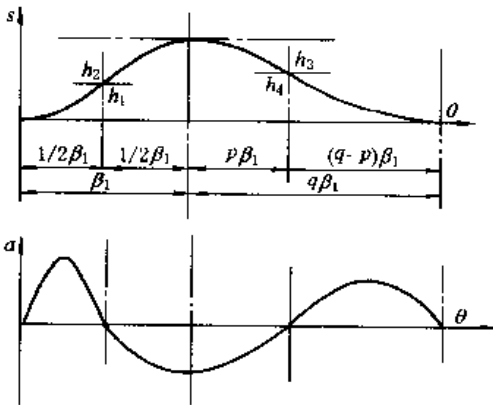
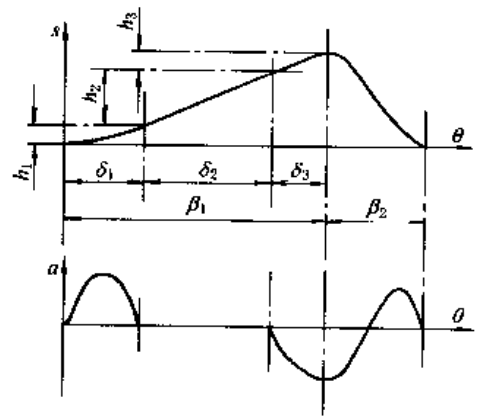
	边界条件		公 式
	始点	终点	
	$\theta = 0$	$\theta = \beta_R$	$s = p_3\theta^3 + p_4\theta^4 + p_5\theta^5$
	$s = 0$	$s = s_R$	其中 $p_3 = \left(\frac{s_R''}{2\beta_R} - \frac{4s_R'}{\beta_R^2} + \frac{10s_R}{\beta_R^3} \right)$
	$s' = 0$	$s' = s_R'$	$p_4 = - \left(\frac{s_R''}{\beta_R^2} - \frac{7s_R'}{\beta_R^3} + \frac{15s_R}{\beta_R^4} \right)$
	$s'' = 0$	$s'' = s_R''$	$p_5 = \left(\frac{s_R''}{2\beta_R^3} - \frac{3s_R'}{\beta_R^4} + \frac{6s_R}{\beta_R^5} \right)$

表 19-2-28

停、推、回、停运动规律方程式举例

名称	线图及推程 (或回程) 方程式
摆线、简谐、简谐、摆线运动	 <p> $q = \frac{\beta_2}{\beta_1}, h_1 = 0.4399h, h_2 = h - h_1$ $p = -1.8299q + \frac{1}{2} (13.393q^2 + 8.3196)^{\frac{1}{2}}$ $h_3 = \frac{22.112}{\pi^2} p^2 h, h_4 = h - h_3$ 当 $0 \leq \theta \leq \frac{1}{2} \beta_1$ 时, $s_1 = h_1 \left(\frac{2\theta}{\beta_1} - \frac{1}{\pi} \sin 2\pi \frac{\theta}{\beta_1} \right)$ 当 $\frac{1}{2} \beta_1 \leq \theta \leq \beta_1$ 时, $s_2 = h_1 + h_2 \sin \pi \left(\frac{\theta}{\beta_1} - \frac{1}{2} \right)$ 当 $\beta_1 \leq \theta \leq (1+p) \beta_1$ 时, $s_3 = h_3 \cos \frac{\pi}{2p} \left(\frac{\theta}{\beta_1} - 1 \right) + h_4$ 当 $(1+p) \beta_1 \leq \theta \leq \beta_1 + \beta_2, \beta_2 = q\beta_1$ 时, $s_4 = h_4 \left(1 + \frac{1+p}{q-p} - \frac{\theta}{(q-p)\beta_1} - \frac{1}{\pi} \sin \left[\frac{\theta}{(q-p)\beta_1} - \frac{1+p}{q-p} \right] \right)$ </p>
摆线、等速、简谐、多项式运动	 <p> $h_1 + h_2 + h_3 = h, \frac{2h_1}{h_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2}, \frac{2h_2}{\pi h_3} = \frac{\delta_2}{\delta_3}, \frac{21.08h}{\pi^2 h_3} = \left(\frac{\beta_2}{\delta_3} \right)^2$ 当 $0 \leq \theta \leq \delta_1$ 时, $s_1 = h_1 \left(\frac{\theta}{\delta_1} - \frac{1}{\pi} \sin \pi \frac{\theta}{\delta_1} \right)$ 当 $\delta_1 \leq \theta \leq (\delta_1 + \delta_2)$ 时, $s_2 = h_1 + \frac{h_2}{\delta_2} (\theta - \delta_1)$ 当 $(\delta_1 + \delta_2) \leq \theta \leq \beta_1$ 时, $s_3 = h - h_3 \sin \frac{\pi (\beta_1 - \theta)}{2\delta_3}$ 当 $\beta_1 \leq \theta \leq (\beta_1 + \beta_2), \tau = (\theta - \beta_1) / \beta_2$ 时, $s_4 = h (1.00 - 2.63415\tau^2 + 2.78055\tau^3 + 3.17060\tau^4 - 6.87795\tau^5 + 2.56095\tau^6)$ </p>

注: $\beta_1 \neq \beta_2$, 要求加速度曲线在 $\beta_1 + \beta_2$ 中光滑连续。 v 和 a 的方程式, 请读者自己推导。

3.6 滚子从动件凸轮工作轮廓的设计

3.6.1 作图法

适用于精度要求不高的凸轮，作图比例常用 1:1。

表 19-2-29 摆动或直动滚子从动件盘形凸轮工作轮廓设计

	摆动滚子从动件	直动滚子从动件
已知	$\Phi, \beta_1, \beta', \beta_2, L, l, R_b$, 从动件运动规律及凸轮转向 (图中为顺时针向)	$h, \beta_1, \beta', \beta_2, e, R_b$, 从动件运动规律及凸轮转向 (图中为逆时针向)
作图步骤	1. 画 $s-\theta$ 或 $\varphi-\theta$ 曲线	参考表 19-2-22, 在图中每隔 5° 左右取一个 θ 值, 求出相应 φ ; 图示当 $\theta = \theta_n$ 时的 $\varphi = \varphi_n$
	2. 确定凸轮轴 A 的位置或确定起始位置	参考表 19-2-22 在图中每隔 5° 左右取一 θ 值, 求出相应的位移; 图示当 $\theta = \theta_n$ 时的 $s = s_n$
	3. 画凸轮的理论轮廓 (节线)	任选凸轮转动轴心 A, 按结构布局取定从动件转轴 B 的位置 ($AB = L$), 分别以 A 和 B 为圆心, 以 R_b 和 l 为半径作弧相交于 C_0 点 (有二点, 按需要取一点), 则 BC_0 为从动件起始位置, 并标出凸轮转向
	4. 检查 $\rho_{C_{\min}}$ 和 α_{\max} 并确定 R_f	以 BC_0 为起点, 量取从动件的角位移 φ_n (即画出 $\widehat{C_0 C_n}$) 得 C_n 点; 又以 AB 为起点, 逆凸轮转向量取 θ_n , 得 B_n ; 又以 B_n 为圆心、 l 为半径画弧, 与以 A 为圆心、 AC_n 为半径的圆弧相交于 C'_n 点。取不同 θ 值, 重复上述画法, 即得一系列点 C_0, C'_1, C'_2, \dots 。光滑连接即得
	5. 画凸轮工作轮廓	以 AC_0 为起点, 逆凸轮转向量取 θ_n , 得 C_{0n} 点; 过 C_{0n} 作偏距圆的相应切线; 又在 $y-y$ 上取 $C_0 C_n = s_n$, 得 C_n 点, 再以 A 为圆心、 AC_n 为半径画弧, 与对应的偏置圆切线交于 C'_n 。取不同 θ 值, 重复上述画法, 得一系列点 $C_0, C'_1, C'_2, C'_3, \dots$ 。光滑连接即得
	求出推程的最大压力角 $ \alpha_1 _{\max}$ 和回程的 $ \alpha_2 _{\max}$ 。对外接凸轮, 求出外凸部分 ($\rho_C > 0$) 的 $\rho_{C_{\min}}$, 对槽凸轮还要求出内凹部分 ($\rho_C < 0$) 的 $ \rho_C _{\min}$ 值。并确定 R_f 若 $ \alpha_1 _{\max} > \alpha_{p1}$, 或 $ \alpha_2 _{\max} > \alpha_{p2}$, 或 $\rho_{C_{\min}} (或 \rho_C _{\min}) < R_f + (2 \sim 5) \text{ mm}$, 则加大 R_b 后重新设计	
	以凸轮理论轮廓上的点为圆心、以 R_f 为半径画一系列滚子圆, 作其包络线即得 (图中只画出了一部分)	

表 19-2-30

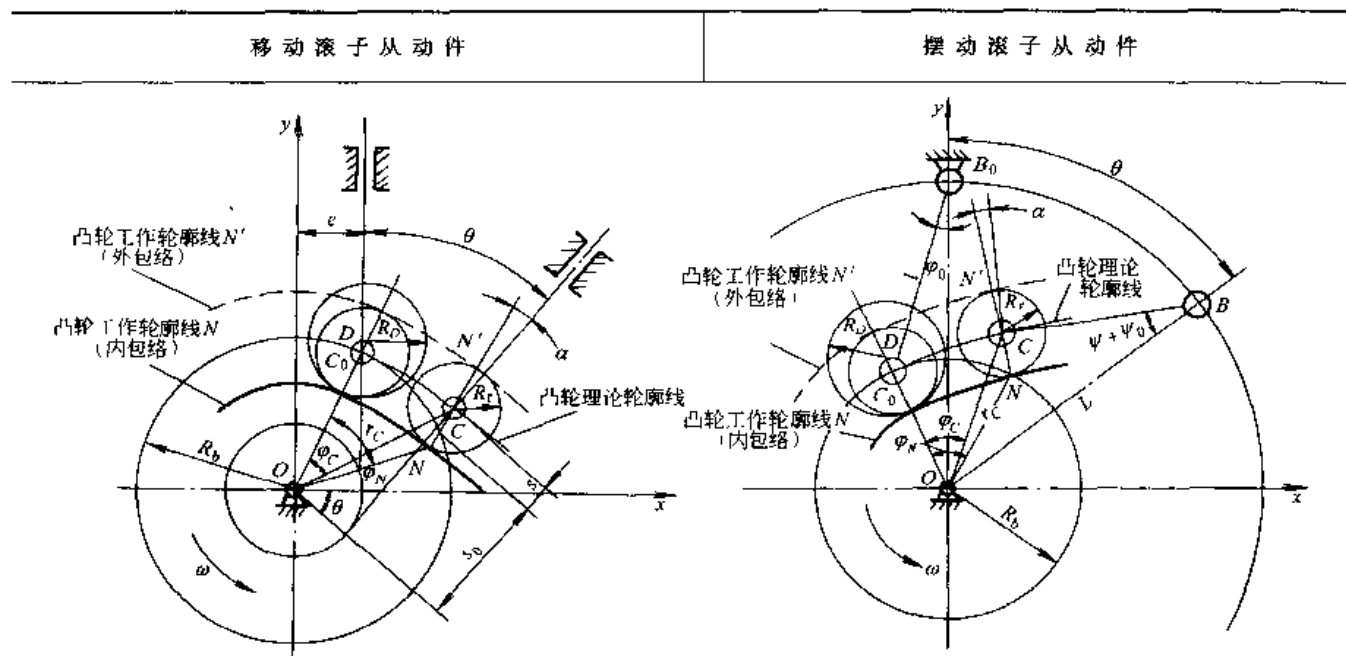
轴向直动从动件		摆动从动件	
已知参数	<p>$h, \beta_1, \beta', \beta_2, \text{滚子宽度 } b, \text{凸轮最小半径 } R_{\min}, \text{外圆半径 } R_c = R_{\min} + b + (1 \sim 3)\text{mm}, \text{从动件运动规律及凸轮转向}$</p>	<p>$\Phi, \beta_1, \beta', \beta_2, l, \text{滚子宽度 } b, \text{凸轮最小半径 } R_{\min} (\text{相应外径 } R_c = R_{\min} + b + (1 \sim 3)\text{mm}), \text{从动件运动规律及凸轮转向}$</p>	
作图步骤 (对摆动从动件为近似法)	<p>画 $s-\theta$ 或 $\varphi-\theta$ 曲线</p> <p>通常即最低(最近)位置</p> <p>若以 $2\pi R_c$ 代表凸轮转角 360°, 则所画位移线图即是凸轮外表面上的理论轮廓的展开图</p> <p>求出推程的最大压力角 $\alpha_1 _{\max}$ 和回程的 $\alpha_2 _{\max}$. 对外接凸轮, 求出外凸部分 ($\rho_c > 0$) 的 $\rho_{c\min}$. 对槽凸轮还要求出内凹部分 ($\rho < 0$) 的 $\rho_c _{\min}$ 值. 并确定 R_c.</p> <p>若 $\alpha_1 _{\max} > \alpha_{p1}$ 或 $\alpha_2 _{\max} > \alpha_{p2}$ 或 $\rho_{c\min} < R_c + (2 \sim 5)\text{mm}$, 则加大 R_{\min} 值或局部修改运动规律后重新设计</p> <p>以凸轮理论轮廓(展开面)上的点为圆心, 以 R_c 为半径画一系列滚子圆, 作其包络线即得凸轮工作轮廓的展开图. 将此图包到凸轮圆柱体上即得凸轮工作轮廓</p>	<p>参考表 19-2-22 画 $\varphi-\theta$ 曲线, 在图中可每隔 5° 左右取一个 θ 值, 求出相应的 φ 值. 图示当 $\theta = \theta_n$ 时, $\varphi = \varphi_n$.</p> <p>根据从动件与凸轮的相对位置及凸轮转向, 选定展开图上从动件轴心 B_0 相对于圆柱展开面的位置, 图示从动件在圆柱展开图的左侧. 过 B_0 作水平线(垂直于凸轮轴), 如图取 $B_0 C_0 = l$, 且在水平线下方成 $\frac{\Phi}{2}$, $B_0 C_0$ 即为从动件的起始位置</p> <p>取 $\angle C_0 B_0 C_n = \varphi_n$, (即画弧 $\widehat{C_0 C_n}$) 得 C_n 点. 过 C_n 作水平线. 在过 B_0 的水平线上, 逆圆柱表面速度的方向取 $B_0 B_n = \frac{\theta_n}{2\pi} R_c$ 代表 θ_n, 得点 B_n; 以 B_n 为圆心, l 为半径画弧, 交过 C_n 的水平线于 C'_n. 取不同 θ 值, 重复上述画法, 得一系列点 $C_0, C_1, C_2, \dots, C_6$, 光滑连接即得</p>	
画凸轮工作轮廓			

注: 如为圆锥凸轮则展开面为一圆心角为 $2\pi \sin \delta$ 的扇形, 再参考盘形凸轮轮廓线的画法绘图. δ 为锥顶半角.

3.6.2 解析法

适用于中、高速凸轮及某些精度要求较高的凸轮（如靠模凸轮）。

表 19-2-31 直动和摆动滚子从动件盘形凸轮工作轮廓线设计



$C(x_C, y_C)$ 为凸轮理论轮廓上的任一点, $N(x_N, y_N)$ 、 $N'(x_{N'}, y_{N'})$ 分别为外缘和内缘凸轮工作轮廓上与 C 点对应的点, $D(x_D, y_D)$ 、 $D'(x_{D'}, y_{D'})$ 分别为加工 N 点和 N' 点时刀具中心的位置, R_D 为刀具半径

已知	$h, \beta_1, \beta', \beta_2, R_b, e, R_r, R_D$, 从动件运动规律, 凸轮转向	$\Phi, \beta_1, \beta', \beta_2, R_b, L, l, R_r, R_D$, 从动件运动规律及凸轮转向 (图示为异向型), 即从动件在推程时的转向与凸轮的转向相反)
常量计算	$S_0 = \sqrt{R_b^2 - e^2}, \varphi_0 = \arccos \frac{e}{R_b} = \angle C_0 O x$	$\Psi_0 = \arccos \frac{L^2 + l^2 - R_b^2}{2lL}, \varphi_0 = \arccos \frac{L^2 + R_b^2 - l^2}{2LR_b} = \angle C_0 O y$
计算	从动件运动参数	从表 19-2-23 ~ 表 19-2-25 中选出计算 $s, s'(\theta), s''(\theta)$ 的公式
	直角坐标	从表 19-2-23 ~ 表 19-2-25 中选出 $\Psi, \Psi'(\theta), \Psi''(\theta)$ 的计算公式
	凸轮理论轮廓	从表 19-2-23 ~ 表 19-2-25 中选出 $\Psi, \Psi'(\theta), \Psi''(\theta)$ 的计算公式
	曲率半径	从表 19-2-23 ~ 表 19-2-25 中选出 $\Psi, \Psi'(\theta), \Psi''(\theta)$ 的计算公式
压力角	$\alpha = \arctan \frac{s'(\theta) - e}{s_0 + s}$ 不利偏置时 e 用负值代入	$\alpha = \arctan \left[\frac{l(1 + \Psi'(\theta))}{L \sin(\Psi_0 + \Psi)} - \cot(\Psi + \Psi_0) \right]$
目 检查	求出推程的最大压力角 $ \alpha_1 _{\max}$ 及回程 $ \alpha_2 _{\max}$, 求出外凸部分 ($\rho_C > 0$) 的 $\rho_{C \min}$, 对于槽凸轮还要求内凹部分 ($\rho_C < 0$) 的 $ \rho_C _{\min}$ 若 $ \alpha_1 _{\max} > \alpha_{p1}$ 或 $ \alpha_2 _{\max} > \alpha_{p2}$ 或 $\rho_{C \min}$ (或 $ \rho_C _{\min}$) $< R_r + (2 \sim 5) \text{mm}$, 则加大 R_b 值后重新计算	

		移动滚子从动件	摆动滚子从动件
计 算 项 目	直角坐标	$x_{N(N')} = x_C \pm R_r [(s'(\theta) - e) \cos\theta - (s + s_0) \sin\theta] / \Delta$ $y_{N(N')} = y_C \mp R_r [(s'(\theta) - e) \sin\theta + (s + s_0) \cos\theta] / \Delta$ $\Delta = \sqrt{(s'(\theta) - e)^2 + (s + s_0)^2}$ 求 N' 的坐标时用下方符号	$x_{N(N')} = x_C \pm R_r [(-L \sin\theta + l(\Psi'(\theta) + 1) \sin(\Psi + \Psi_0 + \theta)) / \Delta]$ $y_{N(N')} = y_C \mp R_r [L \cos\theta - l(\Psi'(\theta) + 1) \cos(\Psi + \Psi_0 - \theta)] / \Delta$ $\Delta = \sqrt{L^2 + l^2(\Psi'(\theta) + 1)^2 - 2Ll(\Psi'(\theta) + 1) \cos(\Psi + \Psi_0)}$ 求 N' 的坐标时用下方符号
	极坐标	$r_N = \{[(s + s_0)^2 + e^2 + R_r^2 \pm 2R_r[e(s'(\theta) - e) - (s + s_0)]] / \Delta\}^{1/2}$ $\varphi_N = \varphi_C \pm \arccos\left(\frac{r_C^2 + r_N^2 - R_r^2}{2r_C r_N}\right)$	$r_N = \left\{ L^2 + l^2 + R_r^2 - 2Ll \cos(\Psi + \Psi_0) \pm 2R_r \times \frac{-l^2(\Psi'(\theta) + 1) - L^2 + Ll(\Psi'(\theta) + 2) \cos(\Psi + \Psi_0)}{L^2 + l^2(\Psi'(\theta) + 1)^2 - 2Ll(\Psi'(\theta) + 1) \cos(\Psi + \Psi_0)} \right\}^{1/2}$ $\varphi_N = \varphi_C + \arccos\left(\frac{r_C^2 + r_N^2 - R_r^2}{2r_C r_N}\right)$
	曲率半径	$\rho = \rho_C \pm R_r (\text{外包络时用正号, 内包络时用负号})$	
刀具中心轨迹坐标		只需将工作轮廓直角坐标方程中的 R_r 以 $-(R_D - R_r)$ 取代即得, 切制内凹凸轮廓线时取下方符号	

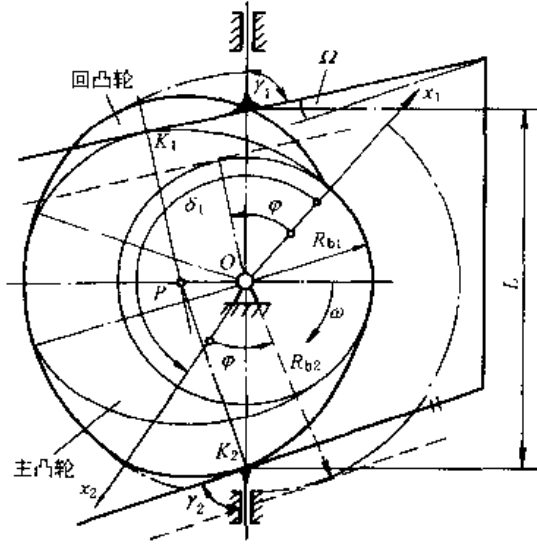
表 19-2-32

共轭凸轮理论轮廓方程式

简 图	方程式及说明
	主凸轮: $x_{c1} = (s + s_{01}) \sin\theta + e_1 \cos\theta$ $y_{c1} = (s + s_{01}) \cos\theta - e_1 \sin\theta$ 回凸轮: $x_{c2} = (s + s_{02}) \sin\theta + e_2 \cos\theta$ $y_{c2} = (s + s_{02}) \cos\theta - e_2 \sin\theta$ 压力角: $\tan\alpha_i = \left(\frac{ds}{d\varphi} - e_i\right) / (s_{0i} + s_i)$ $s_{0i} = \sqrt{R_{bi}^2 - e_i^2}, i = 1, 2$ $\tan\zeta_i = e_i / \sqrt{R_{bi}^2 - e_i^2}$ 凸轮相位角: $\delta_1 = \pi + \zeta_2 - \zeta_1$ 滚子中心距: $L = \sqrt{R_{b1}^2 - e_1^2} + \sqrt{R_{b2}^2 - e_2^2}$ 滚子偏心距: $E = e_1 + e_2$ $R_{b2} = \sqrt{(\sqrt{R_{b1}^2 - e_1^2} + h)^2 + e_1^2}$

简图

方程式及说明



主凸轮:

$$x_{c1} = [(R_{b1} + s) \cos(\gamma_1 - \theta) + s'(\theta) \sin(\gamma_1 - \theta)] \sin \gamma_1$$

$$y_{c1} = [(R_{b1} + s) \sin(\gamma_1 - \theta) - s'(\theta) \cos(\gamma_1 - \theta)] \sin \gamma_1$$

回凸轮:

$$x_{c2} = [(R_{b2} + s) \cos(\gamma_2 - \theta) + s'(\theta) \sin(\gamma_2 - \theta)] \sin \gamma_2$$

$$y_{c2} = [(R_{b2} + s) \sin(\gamma_2 - \theta) - s'(\theta) \cos(\gamma_2 - \theta)] \sin \gamma_1$$

压力角: $\alpha_1 = 90^\circ - \gamma_1$ $R_{b2} = R_{b1} + h \sin \gamma_1$

凸轮相位角:

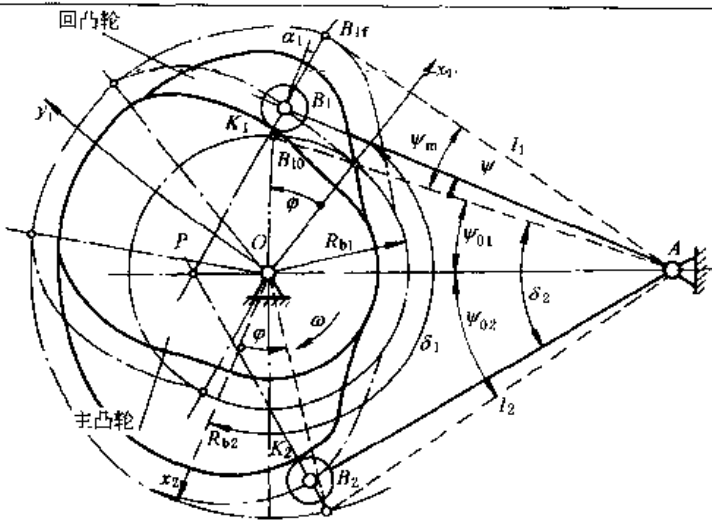
$$\delta_1 = \pi + (\gamma_1 - \gamma_2)$$

平底间距:

$$L = \frac{R_{b1}}{\sin \gamma_1} + \frac{R_{b2}}{\sin \gamma_2}$$

平底夹角:

$$\Omega = \gamma_2 - \gamma_1$$



主凸轮:

$$x_{c1} = L \sin \theta - l_1 \sin(\Psi + \Psi_{01} + \theta)$$

$$y_{c1} = L \cos \theta - l_1 \cos(\Psi + \Psi_{01} + \theta)$$

回凸轮:

$$x_{c2} = L \sin \theta - l_2 \sin(\Psi + \Psi_{02} + \theta)$$

$$y_{c2} = L \cos \theta - l_2 \cos(\Psi + \Psi_{02} + \theta)$$

压力角:

$$\tan \alpha_i = \frac{L \cos(\Psi + \Psi_{0i}) - l_i(1 + \Psi')}{L \sin(\Psi + \Psi_{0i})}$$

凸轮相位角:

$$\delta_1 = 2\pi - (\zeta_1 + \zeta_2)$$

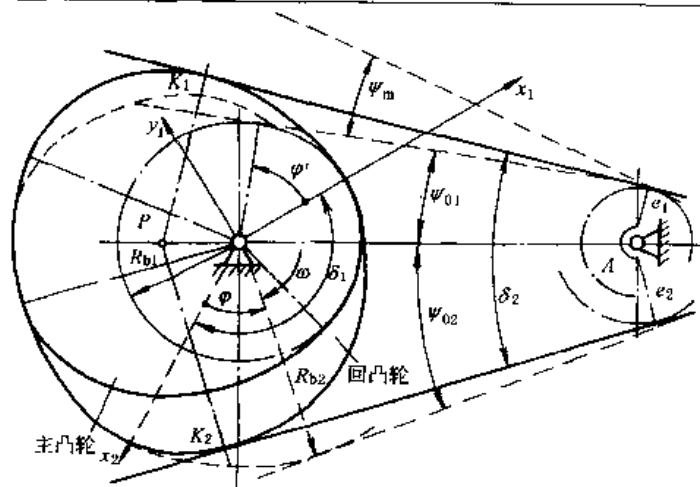
$$\cos \zeta_i = \frac{R_{bi}^2 + L^2 - l_i^2}{2LR_{bi}}, i = 1, 2$$

摆杆相位角:

$$\delta_2 = \Psi_{01} + \Psi_{02}$$

$$\cos \Psi_{0i} = \frac{L^2 + l_i^2 - R_{bi}^2}{2Ll_i}, i = 1, 2$$

$$R_{b2} = \sqrt{L^2 + l_2^2 - 2Ll_2 \cos \Psi_{02}}$$



主凸轮:

$$x_{c1} = \frac{L\Psi'}{1 + \Psi'} \sin \theta - [e_1 + (L \sin(\Psi + \Psi_{01}) / (1 + \Psi'))] \times \cos(\theta + \Psi + \Psi_{01})$$

$$y_{c1} = \frac{L\Psi'}{1 + \Psi'} \cos \theta + [e_1 + (L \sin(\Psi + \Psi_{01}) / (1 + \Psi'))] \times \sin(\theta + \Psi + \Psi_{01})$$

回凸轮:

$$x_{c2} = \frac{L\Psi'}{1 + \Psi'} \sin \theta - [e_2 + (L \sin(\Psi + \Psi_{02}) / (1 + \Psi'))] \times \cos(\theta + \Psi + \Psi_{02})$$

$$y_{c2} = \frac{L\Psi'}{1 + \Psi'} \cos \theta + [e_2 + (L \sin(\Psi + \Psi_{02}) / (1 + \Psi'))] \times \sin(\theta + \Psi + \Psi_{02})$$

凸轮相位角: $\delta_1 = \pi + (\Psi_{01} + \Psi_{02})$

摆杆相位角: $\delta_2 = \Psi_{01} + \Psi_{02}, \sin \Psi_{0i} = \frac{R_{bi} - e_i}{L}$

压力角: $\tan \alpha_i = -e_i(1 + \Psi') / L \cos(\Psi + \Psi_{0i})$

$$R_{b2} = L \sin(\Psi_{01} + \Psi_{02}) + e_1$$

例 1 设计一个直动滚子从动件盘形凸轮，从动件在推程按简谐运动规律运动，回程按抛物线规律运动， $h = 40\text{mm}$ ， $\beta_1 = 110^\circ$ ， $\beta' = 15^\circ$ ， $\beta_2 = 175^\circ$ ， $R_b = 85\text{mm}$ ， $e = 21\text{mm}$ ， $R_r = 25\text{mm}$ 。

解 1. 作图法设计 见图 19-2-41，作图过程说明从略。

2. 解析法设计以 $\theta = 60^\circ$ 为例，按表 19-2-31 逐项计算如下：

$$s_0 = (R_b^2 - e^2)^{1/2} = (85^2 - 21^2)^{1/2} = 82.365\text{mm}, \quad \varphi_0 = \arccos \frac{e}{R_b} = 75.696^\circ$$

1) 由表 19-2-23 知： $s = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\beta_1} \theta \right) = 20 \times (1 + 0.1423148) = 22.846\text{mm}$

$$s'(\theta) = \frac{h\pi}{2\beta_1} \sin \left(\frac{\pi}{\beta_1} \theta \right) = 20 \times \frac{18}{11} \times 0.9898214 = 32.394$$

$$s''(\theta) = \frac{\pi^2 h}{2\beta_1^2} \cos \left(\frac{\pi}{\beta_1} \theta \right) = 20 \times \left(\frac{18}{11} \right)^2 \times (-0.1423148) = -7.621$$

2) $x_c = (s_0 + s) \sin \theta + e \cos \theta = (82.365 + 22.846) \times 0.866 + 21 \times 0.5 = 101.615\text{mm}$

$$y_c = (s_0 + s) \cos \theta - e \sin \theta = 105.211 \times 0.5 - 21 \times 0.866 = 34.419\text{mm}$$

$$r_c = (x_c^2 + y_c^2)^{1/2} = 107.286\text{mm}$$

$$\varphi_c = \varphi_0 - \arctan \frac{y_c}{x_c} = 75.696^\circ - 18.712^\circ = 56.984^\circ$$

3) $\rho_c = \frac{[(32.394 - 21)^2 + (105.211)^2]^{3/2}}{(32.394 - 21)(2 \times 22.394 - 21) - 105.211 \times (-1.063 - 105.211)} = 101.5\text{mm}$

4) $\alpha = \arctan \frac{s'(\theta) - e}{s_0 + s} = \arctan \frac{11.394}{105.211} = 6.181^\circ$

5) 检查通过

6) $x_N = x_c - R_r \sin(\theta - \alpha) = 101.615 - 25 \times 0.81 = 81.436\text{mm}$

$$y_N = y_c - R_r \cos(\theta - \alpha) = 34.419 - 25 \times 0.59 = 19.669\text{mm}$$

$$r_N = (x_N^2 + y_N^2)^{1/2} = 83.778\text{mm}$$

$$\varphi_N = \varphi_0 - \arctan \frac{y_N}{x_N} = 75.696^\circ - 13.578^\circ = 62.118^\circ$$

以上只计算 $\theta = 60^\circ$ 时这一点的数值；在实际设计中，要根据凸轮精度要求，每隔一定的凸轮转角（即凸轮转角增量）计算出一组数据才能连接成光滑的凸轮廓线，所以计算工作量很大。若采用计算机，只要将已编好的程序输入，然后向计算机输入少量指令，即进行计算，如程序中包含了绘图程序及刀具中心轨迹程序，则可以表格或图形输出，而将程序与数控机床的接口相连，便形成了凸轮的 CAD/CAM 系统，有关程序可参阅文献 [19、22]。

本例题的计算结果从略。其压力角变化曲线和曲率半径变化曲线见图 19-2-41。

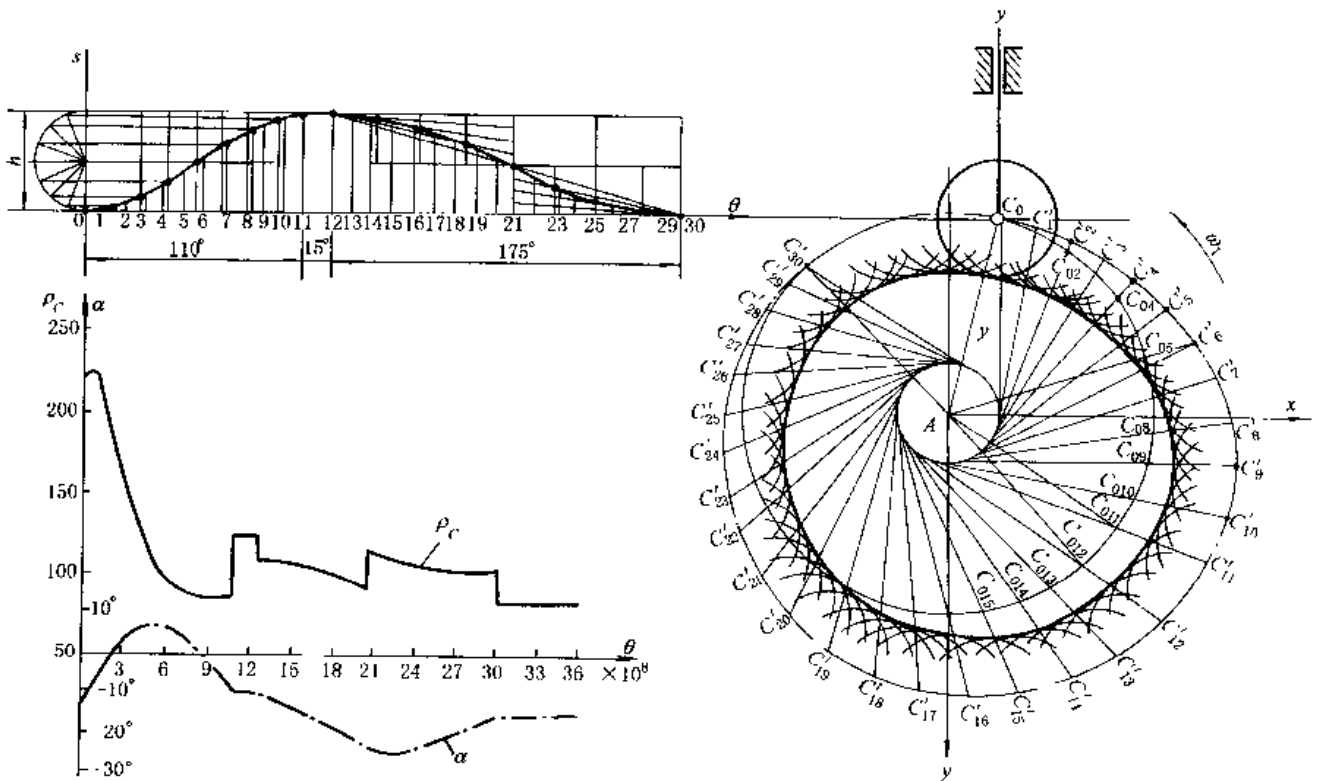


图 19-2-41 直动滚子从动件盘形凸轮轮廓设计及 α 、 ρ 变化曲线

例2 设计一个摆动滚子从动件盘形凸轮机构，从动件在推程时的转向与凸轮转向相同（同向型）。从动件在推程和回程均按简谐运动规律运动， $\Phi = 20^\circ$ ， $\beta_1 = 65^\circ$ ， $\beta' = 20^\circ$ ， $\beta_2 = 65^\circ$ ， $L = 56\text{mm}$ ， $l = 56\text{mm}$ ， $R_r = 10\text{mm}$ ， $R_b = 30\text{mm}$ 。

解 1. 作图法设计见图 19-2-42。作图过程说明从略。

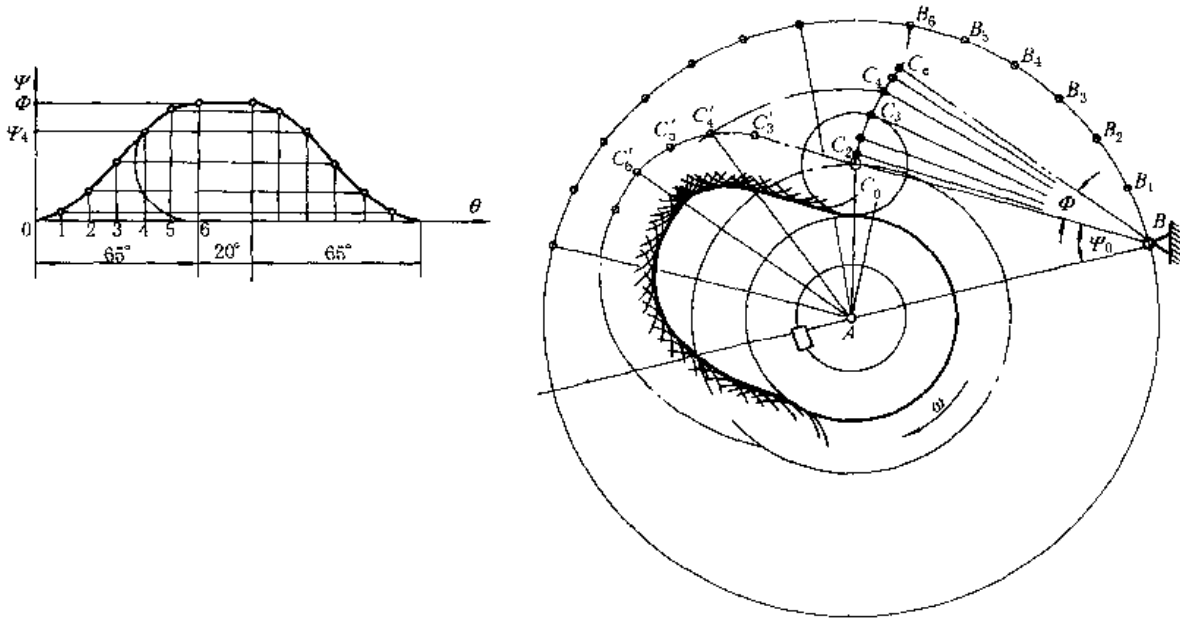


图 19-2-42 摆动滚子从动件盘形凸轮轮廓设计

2. 解析法设计（手算法），这个机构属同向型，以 $\theta = 45^\circ$ 为例按表 19-2-31 中同向型逐项计算如下：

$$\Psi_0 = \arccos \frac{L^2 + l^2 - R_b^2}{2Ll} = \arccos \frac{5372}{6272} = \arccos 0.8565 = 31.074^\circ$$

$$\varphi_0 = \arccos \frac{L^2 + R_b^2 - l^2}{2LR_b} = \arccos \frac{900}{3360} = \arccos 0.26786 = 74.463^\circ$$

1) 由表 19-2-23 知： $\Psi = \frac{\Phi}{2} \left(1 - \cos \frac{\Phi}{\beta_1} \pi \right) = \frac{20^\circ}{2} \left(1 - \cos \pi \frac{45^\circ}{65^\circ} \right) = 15.681^\circ$

$$\Psi'(\theta) = \frac{\pi \Phi}{2\beta_1} \sin \left(\pi \frac{\theta}{\beta_1} \right) = \frac{\pi \times 20^\circ}{2 \times 65^\circ} \sin \left(\pi \frac{45^\circ}{65^\circ} \right) = 0.398$$

$$\Psi''(\theta) = \frac{\pi^2 \Phi}{2\beta_1^2} \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta_1} \right) = \frac{1800\pi}{65^2} \times (-0.568) = -0.760$$

2) $\theta = 45^\circ$ 时凸轮理论轮廓上的参数（同向型 θ 及 $\Psi'(\theta)$ 均以负值代入公式）：

$$x_c = L \sin \theta - l \sin (\Psi + \Psi_0 + \theta) = 56 \times (-\sin 45^\circ - \sin 1.755^\circ) = -41.313\text{mm}$$

$$y_c = L \cos \theta - l \cos (\Psi + \Psi_0 + \theta) = 56 \times (\cos 45^\circ - \cos 1.755^\circ) = -16.376\text{mm}$$

$$r_c = \sqrt{L^2 + l^2 - 2Ll \cos (\Psi + \Psi_0)} = \sqrt{56^2 + 56^2 - 2 \times 56 \times 56 \cos 46.755^\circ} = 44.440\text{mm}$$

$$\varphi_c = \theta + \varphi_0 - \arccos \left(\frac{L^2 + r_c^2 - l^2}{2Lr_c} \right) = -45^\circ + 74.463^\circ - \arccos \left(\frac{56^2 + 44.44^2 - 56^2}{2 \times 56 \times 44.44} \right) = -37.159^\circ$$

3) 曲率半径 ρ_c 及压力角 α

$$\begin{aligned} \rho_C &= [L^2 + l^2(\Psi'(\theta) + 1)^2 - 2Ll(\Psi'(\theta) + 1)\cos(\Psi + \Psi_0)]^{3/2} / [L^2 + l^2(\Psi'(\theta) + 1)^3 - Ll\Psi''(\theta)\sin(\Psi + \Psi_0) - Ll(\Psi'(\theta) + 2) \\ &\quad (\Psi'(\theta) + 1)\cos(\Psi + \Psi_0)] \\ &= [56^2 + 56^2 \times (1 - 0.398)^2 - 2 \times 56 \times 56 \times (1 - 0.398)\cos 46.755^\circ]^{3/2} / [56^2 \times \{1 + (1 - 0.398)^3 + 0.76\sin 46.755^\circ - (2 - 0.398) \times \\ &\quad (1 - 0.398)\cos 46.755^\circ\}] \\ &= 19.863\text{mm} \end{aligned}$$

$$\alpha = \arctan \left[\frac{l(1 + \Psi'(\theta))}{L\sin(\Psi + \Psi_0)} - \cot(\Psi + \Psi_0) \right] = \arctan \left[\frac{56 \times (1 - 0.398)}{56 \times \sin 46.755^\circ} - \cot 46.755^\circ \right] = -6.51^\circ$$

工作行程的最大压力角 α_{\max} 出现在 $\theta = 32.5^\circ$ 处, 这时 $\Psi = 10^\circ$ 、 $\Psi'(\theta) = 0.4833$ 、 $\Psi''(\theta) = 0$, 代入公式求得的 $\alpha_{\max} = 19.85^\circ < 30^\circ = \alpha_p$ 通过检查。

4) $\theta = 45^\circ$ 时凸轮工作轮廓上的参数:

$$\begin{aligned} x_N &= x_C + R_r \left\{ \frac{-L\sin\theta + l(\Psi'(\theta) + 1)\sin(\Psi + \Psi_0 + \theta)}{[L^2 + l^2(\Psi'(\theta) + 1)^2 - 2Ll(\Psi'(\theta) + 1)\cos(\Psi + \Psi_0)]^{1/2}} \right\} \\ &= -41.313 + 10 \times \left\{ \frac{-56\sin(-45^\circ) + 56 \times 0.602\sin 1.755^\circ}{[56^2 + 56^2 \times 0.602^2 - 2 \times 56 \times 56 \times 0.602\cos 46.755^\circ]^{1/2}} \right\} = -31.417\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y_N &= y_C - R_r \left\{ \frac{L\cos\theta - l(\Psi'(\theta) + 1)\cos(\Psi + \Psi_0 + \theta)}{[L^2 + l^2(\Psi'(\theta) + 1)^2 - 2Ll(\Psi'(\theta) + 1)\cos(\Psi + \Psi_0)]^{1/2}} \right\} \\ &= -16.376 - 10 \times \left\{ \frac{56\cos(-45^\circ) - 56 \times 0.602 \times \cos 46.755^\circ}{[56^2 + 56^2 \times 0.602^2 - 2 \times 56 \times 56 \times 0.602 \times \cos 46.755^\circ]^{1/2}} \right\} \\ &= -17.813\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} r_N &= \left\{ L^2 + l^2 + R_r^2 - 2Ll\cos(\Psi + \Psi_0) \pm 2R_r \left[\frac{-l^2(\Psi'(\theta) + 1) - L^2 + Ll(\Psi'(\theta) + 2)\cos(\Psi + \Psi_0)}{[L^2 + l^2(\Psi'(\theta) + 1)^2 - 2Ll(\Psi'(\theta) + 1)\cos(\Psi + \Psi_0)]^{1/2}} \right] \right\}^{1/2} \\ &= \left\{ 56^2 + 56^2 + 10^2 - 2 \times 56 \times 56\cos 46.755^\circ - 20 \times \left[\frac{56^2 \times 0.602 - 56^2 + 56 \times 56 \times 1.602\cos 1.755^\circ}{[56^2 + 56^2(0.602)^2 - 2 \times 56 \times 56 \times 0.602\cos 46.755^\circ]^{1/2}} \right] \right\}^{1/2} \\ &= 36.115\text{mm} \end{aligned}$$

$$\varphi_N = \varphi_C \pm \arccos \left[\frac{r_N^2 + r_C^2 - R_r^2}{2r_N r_C} \right] = -37.159^\circ - \arccos \left[\frac{36.115^2 + 44.44^2 - 10^2}{2 \times 36.115 \times 44.44} \right] = -45.0906^\circ$$

$$\rho_N = \rho_C - R_r = 9.863\text{mm}$$

实际计算时, 只需采取直角坐标或极坐标形式中的一种。

3.7 平底从动件盘形凸轮工作轮廓的设计

表 19-2-33

直动直角平底从动件盘形凸轮基本尺寸的确定

名称	公式	说明
移动副长度 b , 从动件悬伸 l	$l \leq \frac{b}{4\mu^2}$	供参考, μ 为从动件与导路之间、以及凸轮之间摩擦因数的平均值
平底半径 r	$r = s'(\theta) _{\max} + (2 \sim 5)$ mm	$ s'(\theta) _{\max}$ 的计算公式见表 19-2-23 ~ 表 19-2-25 取推程与回程两者中较大者
基圆半径 R_b	$R_b \geq R_{b0} + \rho_{\min}$	R_{b0} 从图 19-2-43 查得, ρ_{\min} 自定

注: 对等速规律, R_b 值可任选。

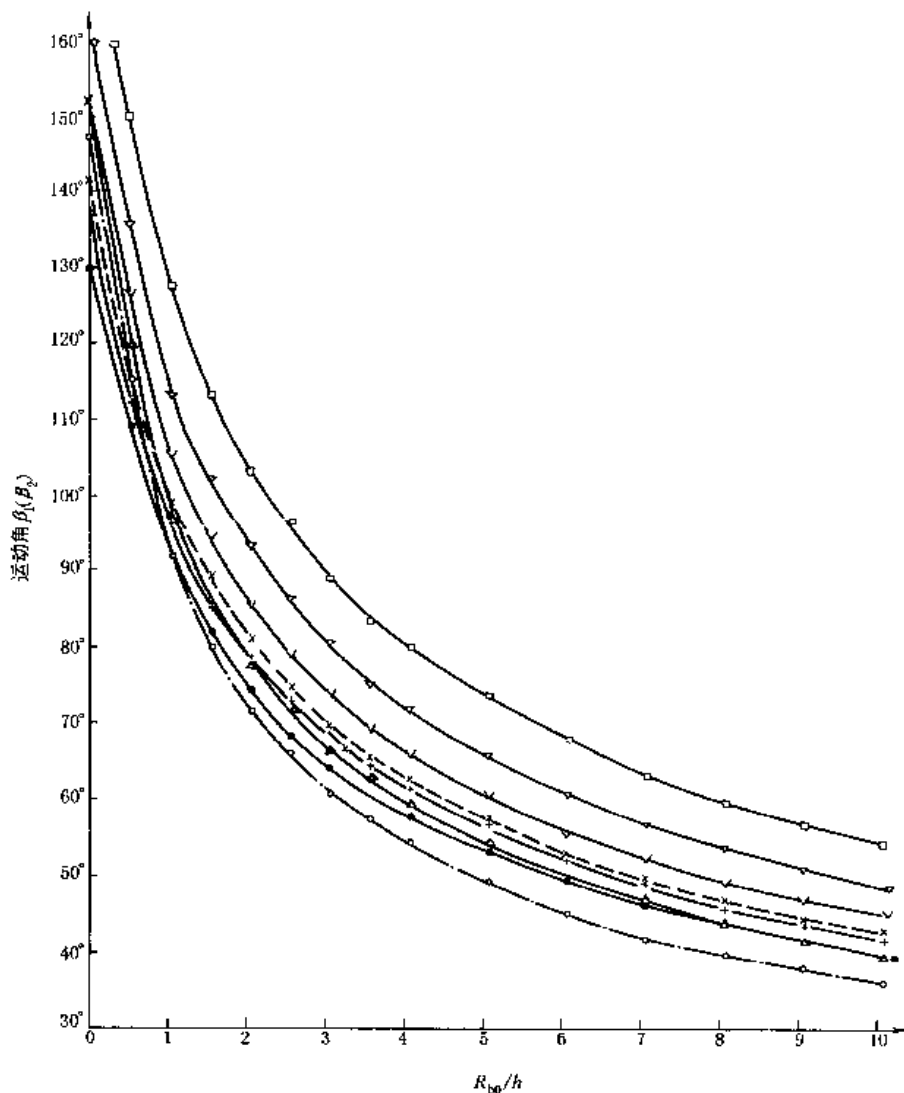


图 19-2-43 直动直角平底从动件凸轮 $R_{b0}-\beta_1(\beta_2)$ 曲线

· — 简谐规律；v — 摆线规律；△ — 改进梯形规律；+ — 改进正弦规律；
 ○ — 抛物线规律；× — 3-4-5 多项式；∇ — 4-5-6-7 多项式；□ — 5-6-7-8-9 多项式

$$R_{b0} - \rho_{min} = 0 \text{ 时的基圆半径 } R_b = R_{b0} + \rho_{min}$$

例 有一直动直角平底从动件盘形凸轮机构，在推程按摆线规律运动，回程按抛物线规律运动， $h = 20\text{mm}$ ， $\beta_1 = 60^\circ$ ， $\beta_2 = 90^\circ$ ，要求 $\rho_{min} \geq 10\text{mm}$ ，求基圆半径。

解 在图 19-2-43 中，由竖坐标上 60° 处作横线与摆线规律曲线相交，过交点找其横坐标为 5，即 $R_{b0} = 5 \times 20 = 100\text{mm}$ 。故 $R_b = R_{b0} + \rho_{min} = 100 + 10 = 110\text{mm}$ ，由于 $\beta_2 = 90^\circ$ ，所需 R_b 值显然小于此值，故此凸轮的 R_b 值为 110mm 。

表 19-2-34

平底从动件盘形凸轮工作轮廓设计 (作图法)

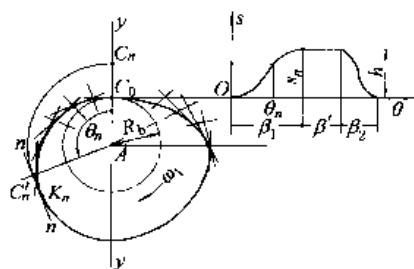
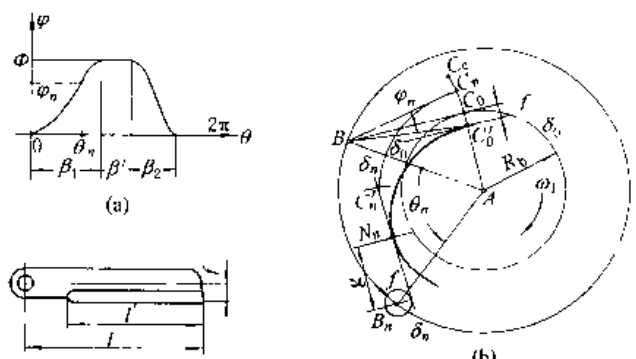
从动件名称	直动直角平底从动件	摆动平底从动件
		
已知参数	$h, \beta_1, \beta', \beta_2, R_b$, 从动件运动规律	$\phi, \beta_1, \beta', \beta_2, R_b, L, f$ (平底偏距), 从动件运动规律及凸轮转向
画 $s-\theta$ 曲线或 $\varphi-\theta$ 曲线	参考表 19-2-22 在图中每隔 5° 左右取一个 θ 值, 求出相应的位移曲线, 图示为 $\theta = \theta_n$ 时, $s = s_n$	参考表 19-2-22 在图中每隔 5° 左右取一个 θ 值, 求出相应的位移曲线。图示当 $\theta = \theta_n$ 时 $\varphi = \varphi_n$
确定轴心 A 的位置及起始位置	作移动副方位线 yy , 与 θ 轴相交于 C_0 , 取 $C_0A = R_b$, 得 A 点位置, 凸轮廓线从 C_0 画起	根据凸轮机构的结构, 确定凸轮转动轴心 A 及从动件转动轴心 B ($AB = L$), 以 A 为圆心, 画基圆, 过 B 作基圆的一条切线 (方位与所定结构一致), 得切点 C_0 , 作与 BC_0 相距为 f 的平行线 $\delta_0\delta_0'$ (即平底线, 方位与所定结构一致) 交 C_0A 于 C_0' 点, 用 BC_0' 表示从动件起始位置。标出凸轮转向
画凸轮工作轮廓	在 yy 上取 $C_0C_n = s_n$; 又以 AC_n 为起始线, 逆凸轮转向量取 θ_n , 得 C_n' , 过 C_n' 作 AC_n 的垂线 nn , (即平底在反转后的位置); 取不同的 θ 值, 重复上述画法, 得一系列直线, 作其包络线即是	以 B 为圆心, BC_0' 为半径画圆弧 $\widehat{C_0'C_n}$, 以 BC_0' 为起始线, 量取 φ_n , 得 C_n 点; 再以 AB 为起始线, 逆凸轮转向量取 θ_n 角 (即画 $\widehat{BB_n}$), 得 B_n 点; 以 B_n 为圆心, f 为半径作偏距圆; 又以 A 为圆心, AC_n 为半径画圆弧, 与以 B_n 为圆心, BC_0' 为半径所画的圆弧相交于 C_n' , 过 C_n' 作此偏距圆的相应切线 $\delta_n\delta_n'$ (即平底在反转后的位置)。取不同 θ 值, 重复上述画法, 得一系列平底线, 作其包络线即为凸轮工作轮廓
检查	求出最小曲率半径 ρ_{min} 。若 $\rho_{min} < (2 \sim 5) \text{mm}$, 则加大基圆半径后重新设计	
确定平底半径 r 或确定从动件长度 l 及平底长度 l'	图示包络线与直线 nn 相切于 K_n , 对于不同的 θ 值, $C_n'K_n$ 长度不同, 取其中最大值再加 $(2 \sim 5) \text{mm}$ 即为 r	当 $\theta = \theta_n$ 时, 凸轮廓线与平底线 $\delta_n\delta_n'$ 相切于 N_n 点, 过 N_n 点作法线, 设 B_n 点到此法线的距离为 q ; 取不同 θ 值, 得不同的 q 值, 求得 q_{min} 和 q_{max} ; 则 $l = q_{max} + (2 \sim 5) \text{mm}$ $l' = q_{max} - q_{min} + (2 \sim 5) \text{mm}$

表 19-2-35 直动平底和摆动平底从动件盘形凸轮工作廓线设计 (解析法)

从动件名称	直动平底从动件	摆动平底从动件	
已知参数	$e, h, \beta_1, \beta', \beta_2, R_b$, 从动件运动规律, 平底与移动导轨夹角 γ, R_1	$\varphi, \beta_1, \beta', \beta_2, R_b, L, e$ 从动件运动规律及凸轮转向 (上图所示为异向型), 刀具半径 R_1	
常量计算		$\Psi_0 = \arcsin \frac{R_b - e}{L} \quad \varphi_0 = \frac{\pi}{2} - \Psi_0$	
从动件运动参数	从表 19-2-23 ~ 表 19-2-25 中选出计算	$S'(\theta), S''(\theta)$ (对摆动从动件为 $\Psi'(\theta), \Psi''(\theta)$) 的公式	
计算项目	凸轮工作廓线	直角坐标: $x = [(R_b + S) \cos(\gamma - \theta) + S' \sin(\gamma - \theta)] \sin \gamma$ $y = [(R_b + S) \sin(\gamma - \theta) - S' \cos(\gamma - \theta)] \sin \gamma$ 极坐标: $r = \sin \gamma \sqrt{(R_b + S)^2 + (S'(\theta))^2}$ $\varphi = \theta + \arctan \left(\frac{S'(\theta)}{R_b + S(\theta)} \right)$	直角坐标: $x = A \sin \theta - B \cos(\theta + \Psi + \Psi_0)$ $y = A \cos \theta + B \sin(\theta + \Psi + \Psi_0)$ 式中 $A = L \Psi'(\theta) / (1 + \Psi(\theta))$ $B = e + [L \sin(\Psi + \Psi_0) / (1 + \Psi(\theta))]$ 意义下同 极坐标: $r = A^2 + B^2 + 2AB \sin(\Psi + \Psi_0)$ $\varphi = \theta + \Psi + \arcsin \frac{A \cos(\Psi + \Psi_0)}{r}$
	曲率半径	$\rho = [R_b + S(\theta) + S''(\theta)] \sin \gamma$	$\rho = \frac{L}{(1 + \Psi'(\theta))^2} [1 + \Psi'(\theta)(1 + 2\Psi'(\theta)) \sin(\Psi + \Psi_0) + \Psi''(\theta) \cos(\Psi + \Psi_0)] + e$
	压力角	$\alpha = 90^\circ - \gamma$	$\tan \alpha = -e[1 + \Psi'(\theta)] / L \cos(\Psi + \Psi_0)$
刀具中心轨迹	直角坐标	$x_D = x + R_1 \cos(\gamma - \theta)$ $y_D = y + R_1 \sin(\gamma - \theta)$	$x_D = x - R_1 \cos(\theta + \Psi + \Psi_0)$ $y_D = y + R_1 \sin(\theta + \Psi + \Psi_0)$
	极坐标	$r_1 = [(R_1 + (R_b + S) \sin \gamma)^2 + (S' \sin \gamma)^2]^{1/2}$ $\varphi_1 = \theta + \arctan \left[\frac{S' \sin \gamma}{R_1 + (R_b + S) \sin \gamma} \right]$	$r_1 = [A^2 + B^2 + R_1^2 - 2A(B + R_1) \sin(\Psi + \Psi_0) - 2BR_1]^{1/2}$ $\varphi_1 = \varphi - \arccos \frac{r^2 + r_1^2 - R_1^2}{2rr_1}$

e ——偏距有正值和负值之分, 如图中实线所示即为正值

$C(x_C, y_C)$ 为凸轮理论轮廓上的任一点, $N(x_N, y_N)$ 为凸轮工作轮廓上与 C 点对应的点, $D(x_D, y_D)$ 为加工 N 点时圆柱形刀具中心的位置, 设刀具半径为 R_D

3.8 圆弧凸轮工作轮廓的设计

3.8.1 单圆弧凸轮 (偏心轮)

适用于要求从动件作连续“推、回”运动的场合。凸轮轮廓为一圆周 (半径为 R_k)，偏心距 $e = \frac{h}{2} = OA$ 。

表 19-2-36 单圆弧凸轮及其从动件运动参数的计算

凸轮名称	对心直动滚子从动件凸轮	直动平底从动件凸轮	
简图			
运动特点	与相应的对心曲柄滑块机构中滑块的运动相同,如导路与凸轮转动中心间有偏距,则其运动与偏置曲柄滑块机构中滑块的运动相同	属简谐运动规律,有较好的加速度规律。 R_k 值不影响从动件运动参数。 R_k 值可由接触强度决定,从动件的运动与正弦机构中的滑块运动相同	
计算项目	压力角	$\alpha = \arcsin\left(\frac{e}{R_k + R_r} \sin\theta\right)$	$\alpha = 0$
	位移	$s = (R_k + R_r) \cos\alpha - e \cos\theta - R_b$	$s = \frac{h}{2} (1 - \cos\theta)$
	速度	$v = e\omega_1 \sin(\theta - \alpha) / \cos\alpha$	$v = \frac{h}{2} \omega_1 \sin\theta$
	加速度	$a = \frac{e\omega_1^2}{\cos\alpha} \left[\cos(\theta - \alpha) - \frac{e \cos^2\theta}{(R_k + R_r) \cos\alpha} \right]$	$a = \frac{h}{2} \omega_1^2 \cos\theta$
	凸轮尺寸	$R_r \geq (2 \sim 3)r$, r 为滚子轴半径 $R_b \geq R_r + R_{r(h)} + (2 \sim 5) \text{mm}$, $R_{r(h)}$ 为凸轮轴或凸轮轮毂的半径 $R_k = R_b - R_r + \frac{h}{2}$ $R_k > R_r$	$R_b \geq R_{r(h)} + (2 \sim 5) \text{mm}$ $R_k = R_b + \frac{h}{2}$

3.8.2 多圆弧凸轮

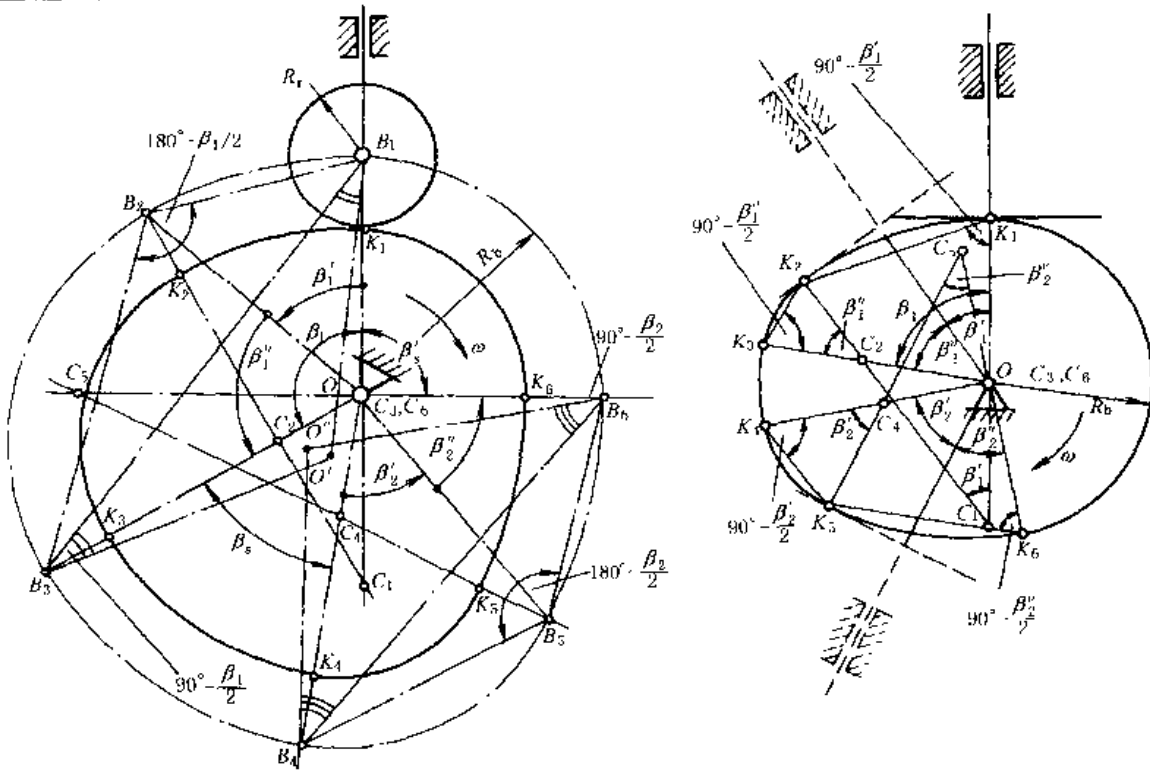
表 19-2-37 定义及圆弧连接条件

定义	凸轮工作轮廓由几段圆弧连接组成
圆弧连接应满足的条件	1. 保持原始数据 h 、 β_1 、 β_2 大小不变 2. 所得从动件的实际运动规律与预定的运动规律很接近
光滑连接条件	相邻两段圆弧的连接点及两个圆心在一条直线上
特点	比较容易制造
应用举例	1. 六圆弧 (对无停歇者为四圆弧) 凸轮——当 β_1 、 β_2 较小时, 近似实现等加速等减速规律 2. 插齿机进给凸轮可近似实现等速规律

表 19-2-38

对心直动滚子和直动直角平底从动件四圆弧凸轮轮廓设计

对心直动滚子从动件	直动直角平底从动件
-----------	-----------



$$\beta_1' = \beta_1 / (1 + \nu), \beta_2' = \nu \beta_2 / (1 + \nu)$$

式中 β_1 —— 加速段凸轮转角;

β_2 —— 减速段凸轮转角; 平均加速度比例系数

$$\nu = \beta_2' / \beta_1' = 1 \sim 1.5$$

	已知参数 $h, \beta_1, \beta_2, \nu, R_b, \alpha_p$ (许用压力角)		
作 图 步 骤	画基圆及 β_1, β_2 等	任选凸轮轴心 O , 作 $\angle B_1 O B_2 = \beta_1$ 及 $\angle B_2 O B_3 = \beta_2$, 取 $OB_1 = R_b, OB_3 = R_b + h$	画三角形 $OC_1 C_2$
	确定加速段 与减速段	连 $B_1 B_3$, 作 $\angle B_3 B_1 O' = 90^\circ - \frac{\beta_1}{2}$, $B_1 O'$ 与 $B_1 B_3$ 的中垂线相交于 O' ; 以 O' 为圆心 $O' B_1$ 为半径作圆弧, 交 OB_2 于 B_2 点, $B_1 B_2$ 之间为加速段, $B_2 B_3$ 间为减速段	画减速段凸 轮工作轮廓
	画加速段凸 轮理论轮廓	$B_1 B_2$ 的中垂线与 $B_1 O$ 的延长线交于 C_1 , 以 C_1 为圆心, $B_1 C_1$ 为半径画圆弧 $\widehat{B_1 B_2}$ 即是	画加速段凸 轮工作轮廓
	画减速段凸 轮理论轮廓	$B_2 B_3$ 的中垂线与 $B_3 O$ 交于 C_2 (C_2, C_1 和 B_2 应在一直线上), 以 C_2 为圆心, $C_2 B_3$ 为半径画圆弧 $\widehat{B_2 B_3}$ 即是	检查 R_b 值
	画回程部分凸 轮理论轮廓	与上述方法类似	画回程部分 凸轮轮廓
	画凸轮工作 轮廓	以 C_1 为圆心, 以 $(C_1 B_2 - R_r)$ 为半径画圆弧, 又以 C_2 为圆心, 以 $(C_2 B_3 - R_r)$ 为半径画圆弧, 即是	

任选凸轮轴心 O , 作 $\triangle OC_1 C_2, OC_1 = e_1, OC_2 = e_2, \angle C_1 O C_2 = 180^\circ - \beta_1, e$ 值计算见本表后

延长 $C_1 C_2$ 至 K_2 使 $C_2 K_2 \geq \rho_{min}$, 以 C_2 为圆心, $C_2 K_2$ 为半径画圆弧 $K_2 K_3$ 即是

以 C_1 为圆心, $C_1 K_2$ 为半径画圆弧, 交 $C_1 O$ 的延长线于 K_1 得 $K_1 K_2$ 即是

$R_b = OK_1$; 若 $R_b < R_{(b)} + (2 \sim 5) \text{mm}$, 则加大 $C_2 K_2$ 后重新设计

与上述画法类似

对心直动滚子从动件	直动直角平底从动件
$l_2 = OB_2 = \left[\sqrt{h^2 \sin^2 \left(\frac{\beta_1}{2} - \beta_1' \right) + 4R_b(R_b + h) \sin^2 \frac{\beta_1}{2}} - h \sin \left(\frac{\beta_1}{2} - \beta_1' \right) \right] / \left(2 \sin \frac{\beta_1}{2} \right)$	$\widehat{K_1 K_2}: e_1 = h \sin \frac{\beta_1'}{2} / \left(2 \sin \frac{\beta_1}{2} \sin \frac{\beta_1'}{2} \right)$ $R_{K_1} = R_b + e_1$
$l_5 = OB_5 = \left[\sqrt{h^2 \sin^2 \left(\frac{\beta_2}{2} - \beta_2'' \right) + 4R_b(R_b + h) \sin^2 \frac{\beta_2}{2}} - h \sin \left(\frac{\beta_2}{2} - \beta_2'' \right) \right] / \left(2 \sin \frac{\beta_2}{2} \right)$	$\widehat{K_2 K_3}: e_2 = h \sin \frac{\beta_2''}{2} / \left(2 \sin \frac{\beta_2}{2} \sin \frac{\beta_2''}{2} \right)$ $R_{K_3} = R_b + h - e_2$
$R_{B_1} = \frac{1}{2} \left(\frac{l_2^2 \sin^2 \beta_1'}{R_b - l_2 \cos \beta_1'} + R_b - l_2 \cos \beta_1' \right)$	$\widehat{K_3 K_4}: e_3 = 0, R_{K_4} = R_b + h$
$e_1 = OC_1 = R_{B_1} - R_b$	$\widehat{K_4 K_5}: e_4 = h \sin \frac{\beta_2'}{2} / \left(2 \sin \frac{\beta_2}{2} \sin \frac{\beta_2'}{2} \right)$
$R_{B_2} = \frac{1}{2} \left(\frac{l_2^2 \sin^2 \beta_1''}{R_b + h - l_2 \cos \beta_1''} + R_b + h - l_2 \cos \beta_1'' \right)$	$R_{K_5} = R_b + h - e_4$
$e_2 = OC_2 = R_b + h - R_{B_2}$	$\widehat{K_5 K_6}: e_5 = h \sin \frac{\beta_2''}{2} / \left(2 \sin \frac{\beta_2}{2} \sin \frac{\beta_2''}{2} \right)$
$R_{B_4} = \frac{1}{2} \left(\frac{l_5^2 \sin^2 \beta_2'}{R_b + h - l_5 \cos \beta_2'} + R_b + h - l_5 \cos \beta_2' \right)$	$R_{K_6} = R_b + e_5$
$e_4 = R_b + h - R_{B_4}$	$\widehat{K_6 K_1}: e_6 = 0, R_{K_6} = R_b$
$R_{B_5} = \frac{1}{2} \left(\frac{l_5^2 \sin^2 \beta_2''}{R_b - l_5 \cos \beta_2''} + R_b - l_5 \cos \beta_2'' \right)$	$\text{压力角: } \alpha = 90^\circ - \gamma$
$e_5 = R_{B_5} - R_b$	
$e_3 = e_6 = 0$	
$\text{最大压力角 } \cos \alpha_{\max} = \frac{R_{B_1}^2 + l_2^2 - e_1^2}{2R_{B_1} l_2}$	
$\text{回程时以 } R_{B_5}, l_5, e_5 \text{ 取代 } R_{B_1}, l_2, e_1$	

表 19-2-39

三角凸轮的工作轮廓设计

	已知	直动直角平底从动件圆弧凸轮的特例, 即 $\nu = 1 \left(\text{即 } \beta_1' = \beta_1'' = \frac{\beta_1}{2}, R_1 = R_2 = \frac{h}{4 \sin \frac{\beta_1}{4}} \right)$ 且 $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, 远休止角等于近休止角, ρ_{\min}, h	
凸轮尺寸计算	一般情况	$\beta_1 = \beta_2 = 120^\circ$	
	$r_2 = R_1 + \rho_{\min}$ $r_1 = r_2 - h$ $H = r_1 + r_2$ $B > 2r_2$	$r_2 = h + \rho_{\min}$ $r_1 = \rho_{\min}$ $H = h + 2\rho_{\min}$ $B > 2h + 2\rho_{\min}$	

3.9 凸轮及滚子结构、材料、强度、精度、表面粗糙度及工作图

3.9.1 凸轮及滚子结构^[1,20,21]

(1) 凸轮结构举例

多数凸轮的结构与齿轮相似, 特殊结构有:

- 1) 周向可调的结构: 如图 19-2-44 ~ 图 19-2-48。
- 2) 从动件停歇时间可调的结构: 如图 19-2-49 和图 19-2-50。

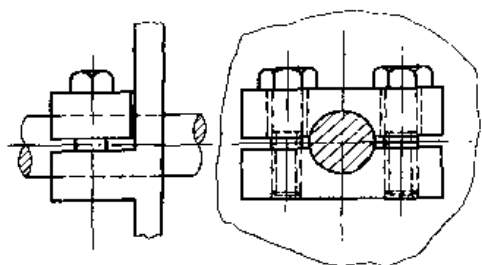


图 19-2-44 用压板连接凸轮和轴

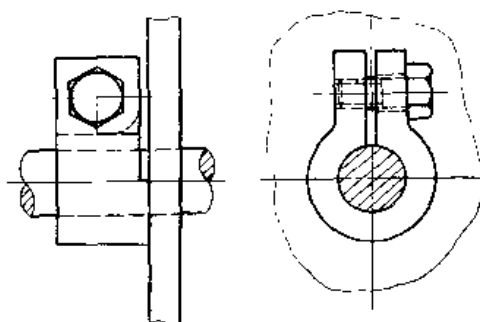


图 19-2-45 用弹性开口环连接

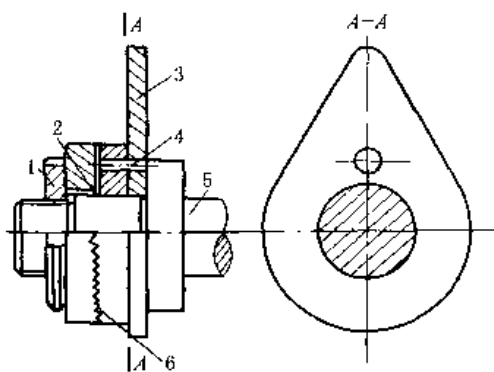


图 19-2-46 用细牙离合器连接

1—圆螺母；2—键；3—凸轮；
4—销子；5—分配轴；6—细齿离合器

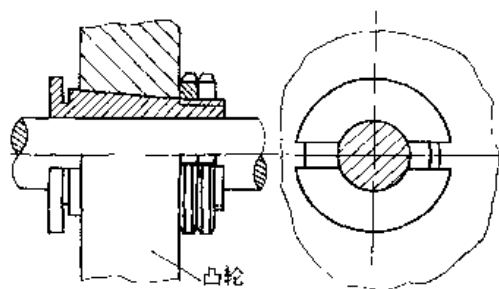


图 19-2-47 用开口锥套连接

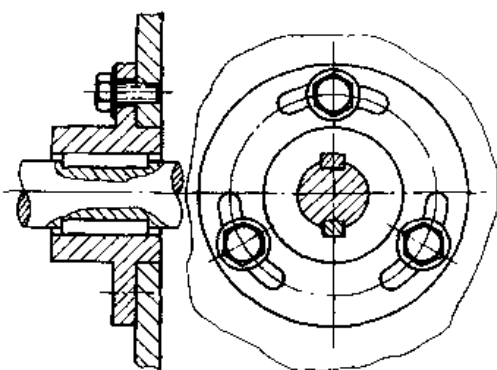


图 19-2-48 用法兰连接

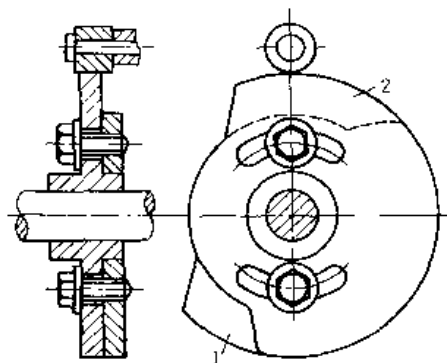


图 19-2-49 凸轮 1 和 2 的相对位置可调

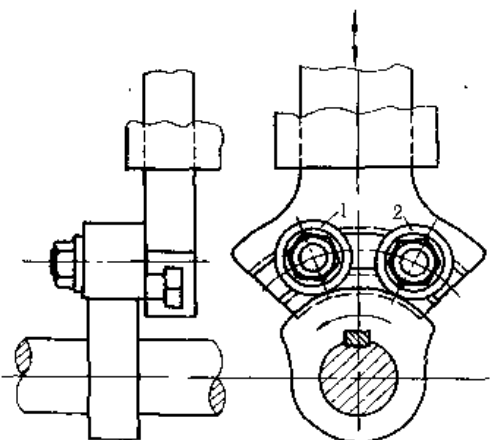


图 19-2-50 滚子 1 和 2 的相对位置可调

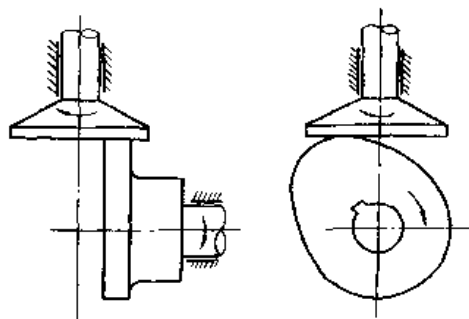


图 19-2-51 沿凸轮轴的偏置

(2) 凸轮、从动件装配结构举例,如图 19-2-51。

(3) 滚子结构举例,见图 19-2-52。

表 19-2-40

滚子各部分尺寸参考数据^[27]

D	d	主要尺寸/mm							承载能力/N		
		d ₁	d ₂	d ₃	b	b ₁	L	I	I ₁	额定动载荷	额定静载荷
16	M6 × 0.75	3			11	12	28	9		2650	2060
19	M8 × 0.75	4			12	13	32	11		3330	2640
22	M10 × 1.0	4			12	13	36	13		3820	3430
30	M12 × 1.5	6	3	3	14	15	40	14	6	5590	5000
35	M16 × 1.5	6	3	3	18	19.5	52	18	8	8530	8630
40	M18 × 1.5	6	3	3	20	21.5	58	20	10	12360	14020
52	M20 × 1.5	8	4	4	24	25.5	66	22	12	17060	19510
62	M24 × 1.5	8	4	4	29	30.5	80	25	12	20980	25690
80	M30 × 1.5	8	4	4	35	37	100	32	15	32950	38150

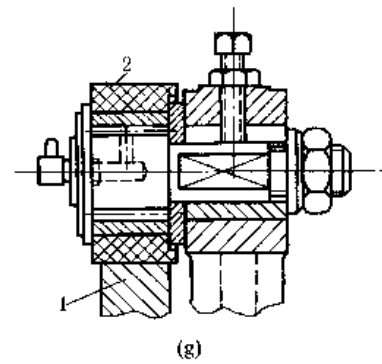
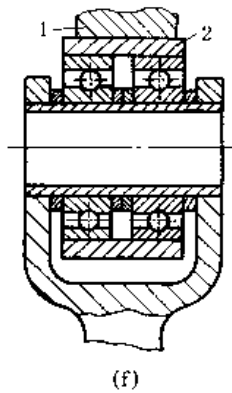
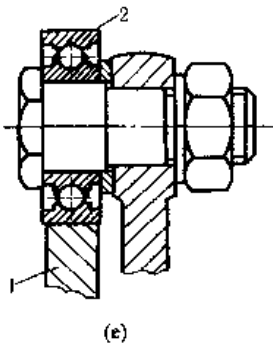
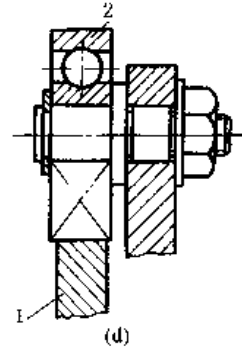
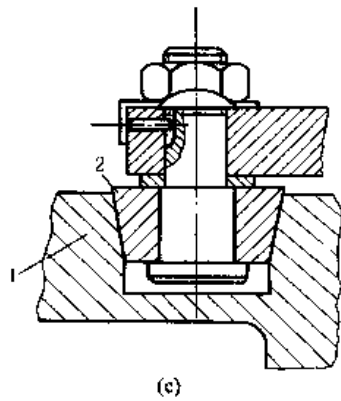
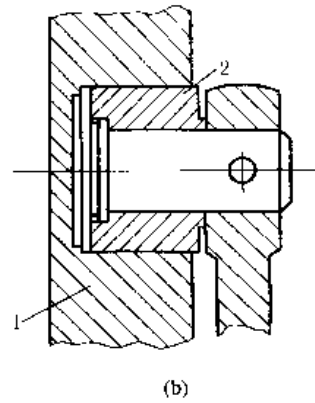
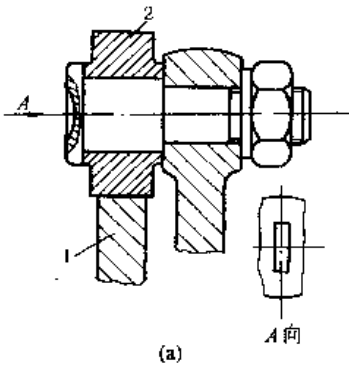
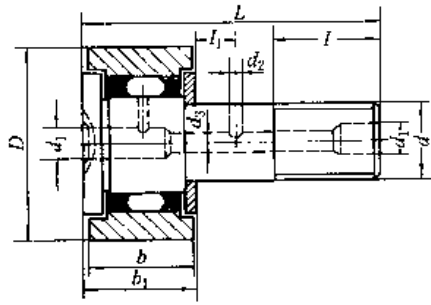


图 19-2-52 滚子的结构

1—凸轮; 2—滚子

3.9.2 常用材料

表 19-2-41 凸轮和从动件接触端常用材料、热处理及极限应力 σ_{H0} /MPa

工作条件	凸 轮		从 动 件 接 触 端	
	材 料	热处理、极限应力 σ_{H0}	材 料	热 处 理
低速轻载	40、45、50	调质 220 ~ 260HBS, $\sigma_{H0} = 2HBS + 70$	45	表面淬火 40 ~ 45HRC
	HT200、HT250、 HT300 合金铸铁	退火 180 ~ 250HBS, $\sigma_{H0} = 2HBS$	青铜	时效 80 ~ 120HBS
	QT500-7 QT600-3	正火 200 ~ 300HBS, $\sigma_{H0} = 2.4HBS$	软、硬黄铜	退火 55 ~ 90HBS 140 ~ 160HBS
中速中载	45	表面淬火 40 ~ 45HRC, $\sigma_{H0} = 17HRC + 200$	尼龙	积层热压树脂吸振及降噪效果好
	45、40Cr	高频淬火 52 ~ 58HRC, $\sigma_{H0} = 17HRC + 200$	20Cr	渗碳淬火, 渗碳层深 0.8 ~ 1mm, 55 ~ 60HRC
	15、20、20Cr 20CrMnTi	渗碳淬火, 渗碳层深 0.8 ~ 1.5mm, 56 ~ 62HRC, $\sigma_{H0} = 23HRC$		
高速重载或靠模凸轮	40Cr	高频淬火, 表面 56 ~ 60HRC, 芯部 45 ~ 50HRC, $\sigma_{H0} = 17HRC + 200$	GCr15 T8	淬火 58 ~ 62HRC
	38CrMoAl、35CrAl	氮化、表面硬度 700 ~ 900HV (约 60 ~ 67HRC), $\sigma_{H0} = 1050$	T10 T12	

注:合金钢尚可采用氮化、碳氮共渗;耐磨钢可渗钒, 64 ~ 66HRC, 不锈钢可渗铬或多元共渗。

试验证明:相同金属材料比不同金属材料的粘着倾向大;单相材料、塑性材料比多相材料、脆性材料的粘着倾向大。为了减轻粘着磨损的程度,推荐采用下列材料匹配:铸铁-青铜、淬硬或非淬硬钢;非淬硬钢-软黄铜、巴氏合金;淬硬钢-软青铜、黄铜、非淬硬钢、尼龙及积层热压树脂。禁忌的材料匹配是:非淬硬钢-青铜、非淬硬钢、尼龙及积层热压树脂;淬硬钢-硬青铜;淬硬镍钢-淬硬镍钢。

3.9.3 强度校核及许用应力

当受力较大时,需要对滚子和凸轮轮廓面间的接触强度进行校核。

表 19-2-42 强度校核公式(初始线接触)

滚子从动件盘形凸轮	平底从动件盘形凸轮
$\sigma_H = z_F \sqrt{\frac{F}{b\rho}} \leq \sigma_{HP} (N/mm^2)$	$\sigma_H = z_F \sqrt{\frac{F}{2b\rho_1}} \leq \sigma_{HP} (N/mm^2)$

式中 F —— 凸轮与从动件在接触处的法向力, N

b —— 凸轮与从动件的接触宽度, mm

ρ —— 综合曲率半径,

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$$

两个外凸面接触用“+”, 外凸与内凹接触时用“-”

ρ_1 —— 凸轮轮廓在接触处的曲率半径, mm

ρ_2 —— 从动件在接触处的曲率半径, mm

z_E —— 综合弹性系数, $\sqrt{N/mm^2}$

$$z_E = 0.418 \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}$$

E_1, E_2 —— 分别为凸轮和从动件接触端材料的弹性模量, N/mm²

钢对钢的 $z_E = 189.8$ 、钢对铸铁的 $z_E = 165.4$ 、

钢对球墨铸铁的 $z_E = 181.3$

σ_{HP} —— 接触许用应力

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H0} z_R \sqrt{N_0 / N} / S_H$$

σ_{H0} 见表 19-2-41

$z_R = 0.95 \sim 1$, 粗糙度值低时取大值

N —— $60nT$

n —— 凸轮转速, r/min

T —— 凸轮预期寿命, h

N_0 —— 对 HT 氮化处理的表面 $N_0 = 2 \times 10^6$, 其他材料

$N_0 = 10^5$

S_H —— 安全系数, $S_H = 1.1 \sim 1.2$

3.9.4 凸轮精度及表面粗糙度

凸轮的最大向径在 300 ~ 500mm 以下者,可参考表 19-2-43 选取。

表 19-2-43 凸轮的公差和表面粗糙度

凸轮精度	极限偏差				表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	
	向径/mm	极角	基准孔	凸轮槽宽	凸轮工作轮廓	凸轮槽壁
高精度	$\pm(0.01 \sim 0.1)$	$\pm(10' \sim 20')$	H7	H8(H7)	0.2 ~ 0.4	0.4 ~ 0.8
一般精度	$\pm(0.1 \sim 0.2)$	$\pm(30' \sim 40')$	H7(H8)	H8	0.8 ~ 1.6	1.6
低精度	$\pm(0.2 \sim 0.5)$	$\pm 1^\circ$	H8	H8, IT9	1.6 ~ 3.2	1.6 ~ 3.2

3.9.5 凸轮工作图

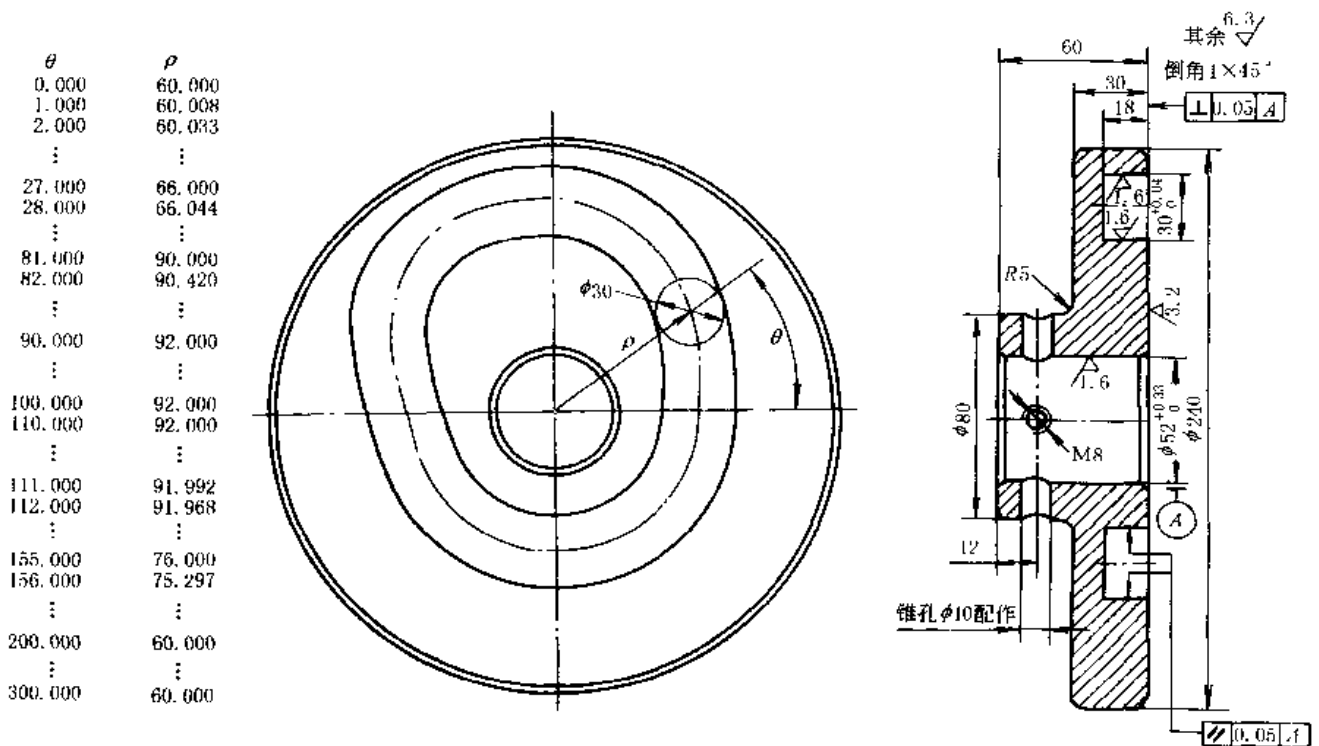
如图 19-2-53 ~ 图 19-2-55。与一般零件工作图比较,有下列特点。

(1) 标有凸轮理论轮廓或工作轮廓尺寸, 盘形凸轮是以极坐标形式标出或列表给出, 圆柱凸轮是在其外圆柱的展开图上以直角坐标形式标出, 也可列表给出。

(2) 用图解法设计的滚子从动件凸轮, 凸轮的理论轮廓比较准确, 多数都标出节线的向径和极角; 平底从动件凸轮是标注在凸轮工作轮廓上。

(3) 当同一轴上有若干个凸轮时, 根据工作循环图确定各凸轮的键槽位置。

(4) 为了保证从动件与凸轮轮廓的良好接触, 可提出凸轮轮廓与其轴线间的平行度、端面与轴线的垂直度等要求。

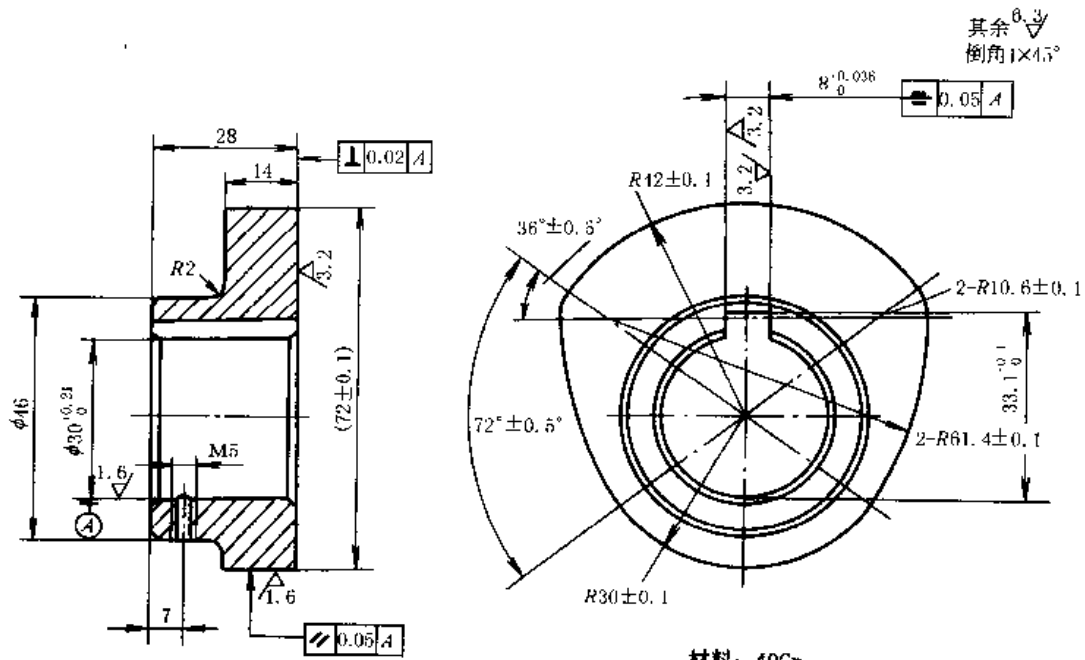


技术要求:

1. 铸件经人工时效处理。
2. 凸轮曲线槽的中心线向径公差 $\pm 0.05\text{mm}$ 。

材料: H-200

图 19-2-53 沟槽式平面凸轮零件工作图



技术要求:

1. 调质 240~280HB。
2. 凸轮轮廓棱边倒角 $0.2\text{mm} \times 45^\circ$ 。

图 19-2-54 六圆弧等宽凸轮零件工作图

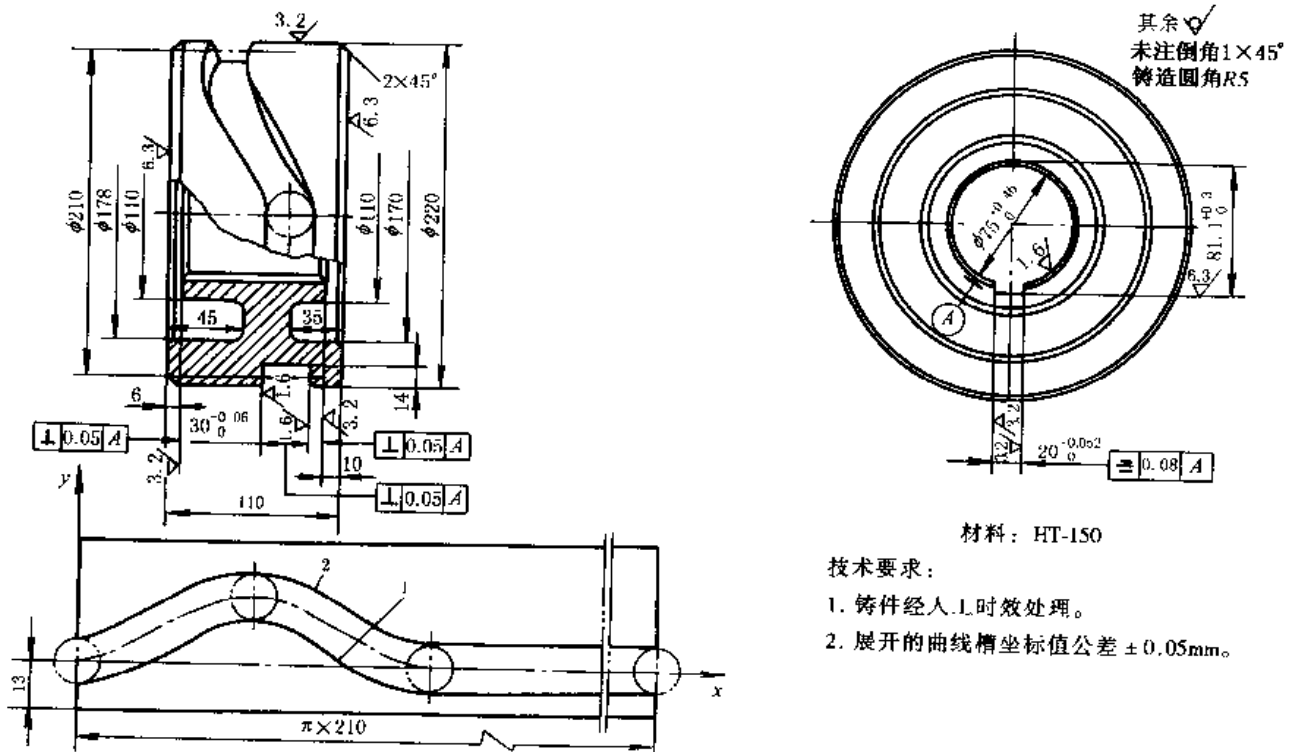


图 19-2-55 圆柱凸轮零件工作图

4 分度凸轮机构

4.1 分度凸轮机构的性能及其运动参数

分度凸轮机构中, 主动件是凸轮, 一般作等速连续旋转, 从动件是装有多滚子的转盘, 可按设计要求作间歇步进分度转位运动。这种机构不需其他附属装置即可完成较精确的分度定位。表 19-2-44 是几种常用的间歇分度机构的性能比较。

分度凸轮机构一般是在中、高速的情况下工作的, 故在选择运动规律时主要应考虑使其具有较好的动力学特性。一般总希望从动转盘在分度期开始和终了时的角速度 ω_2 和角加速度 ϵ_2 等于零, 在分度期间角速度和角加速度连续变化而无突变, 跃度 j_2 值尽量小, 并最好选用角速度和角加速度最大值 ω_{2max} 和 ϵ_{2max} 较小的运动规律。表 19-2-24 为分度凸轮机构中较常用的几种运动规律, 公式中所用符号的意义见表 19-2-45。

表 19-2-44 几种常用的间歇分度机构的性能比较

机构类型	槽轮机构	共轭分度凸轮机构	弧面分度凸轮机构	圆柱分度凸轮机构
主动件运动型式	转动	转动	转动	转动
主、从动轴线相对位置	两轴线平行	两轴线平行	两轴线垂直交错	两轴线垂直交错
从动件分度期运动规律	槽数一定时, 运动规律及动停比已确定	可按转速和载荷等要求进行设计和选用		
从动件分度数(从动件一周中的停歇次数)	3~18	1~16	3~24	6~24
从动件最高分度精度	15"~30"	15"~30"	10"~20"	15"~30"
主动件最高转速/ $r \cdot \min^{-1}$	100	1000	3000	300
适用场合	低速, 中、轻载	中、高速, 轻载	高速, 中、重载	中、低速, 中、轻载
制造成本	低	中	高	高
加工设备要求	普通机床	普通数控机床	至少有二个回转坐标的数控机床	至少有一个回转坐标的数控机床

表 19-2-45 分度凸轮机构中主要运动参数的符号及意义

名称	符号	公 式
无量纲时间	T	$T = \frac{t}{t_f} = \frac{\theta}{\theta_f}$ t ——转盘转动时间, s; t_f ——转盘分度期时间, s; θ ——凸轮角位移, rad 或($^\circ$); θ_f ——凸轮分度期转角, rad 或($^\circ$)
无量纲位移	S	$S = \frac{\phi}{\phi_f}$ 分度凸轮中 S 恒为正; ϕ_f ——转盘角位移, rad 或($^\circ$); ϕ_f ——转盘分度期转位角, rad 或($^\circ$)
无量纲速度	V	$V = \frac{dS}{dT} = \frac{t_f \omega_2}{\phi_f} = \frac{\theta_f \omega_2}{\phi_f \omega_1}$ 分度凸轮中 V 恒为正; ω_1 ——凸轮角速度, s^{-1} ; ω_2 ——转盘角速度, s^{-1}
无量纲加速度	A	$A = \frac{dV}{dT} = \frac{t_f^2 \epsilon_2}{\phi_f} = \frac{\theta_f^2 \epsilon_2}{\phi_f \omega_1^2}$ A 和 V 同向为正, 异向为负; ϵ_2 ——转盘角加速度, s^{-2}
无量纲跃度	J	$J = \frac{dA}{dT} = \frac{t_f^3 j_2}{\phi_f} = \frac{\theta_f^3 j_2}{\phi_f \omega_1^3}$ J 和 V 同向为正, 异向为负; j_2 ——转盘角跃度, s^{-3}

4.2 弧面(滚子齿式)分度凸轮机构

4.2.1 基本结构和工作原理

弧面分度凸轮机构(图 19-2-56)用于两垂直交错轴间的间歇分度步进传动。主动凸轮 1 为圆弧回转体, 凸轮轮廓制成突脊状, 类似于一个具有变螺旋角的弧面蜗杆。从动转盘 2 外圆上装有 Z 个轴线沿转盘径向均匀分布

的滚子。转盘相当于蜗轮，滚子相当于蜗轮的齿。所以弧面凸轮也有单头、多头和左旋、右旋之分，凸轮和转盘转动方向间的关系，可用类似蜗杆蜗轮传动的方法来判断。当凸轮旋转时，其分度段轮廓推动滚子，使转盘分度转位；当凸轮转到其停歇段轮廓时，转盘上的两个滚子跨夹在凸轮的圆环面突脊上，使转盘停止转动。所以这种机构不必附加其他装置就能获得很好的定位作用，又可以通过调整中心距来消除滚子与凸轮突脊间的间隙和补偿磨损。转盘在分度期的运动规律，可按转速、载荷等工作要求进行设计，特别适用于高速、重载、高精度分度等场合。凸轮一般作等速连续旋转，有时由于需要转盘有较长的停歇时间，也可使凸轮作间断性旋转。

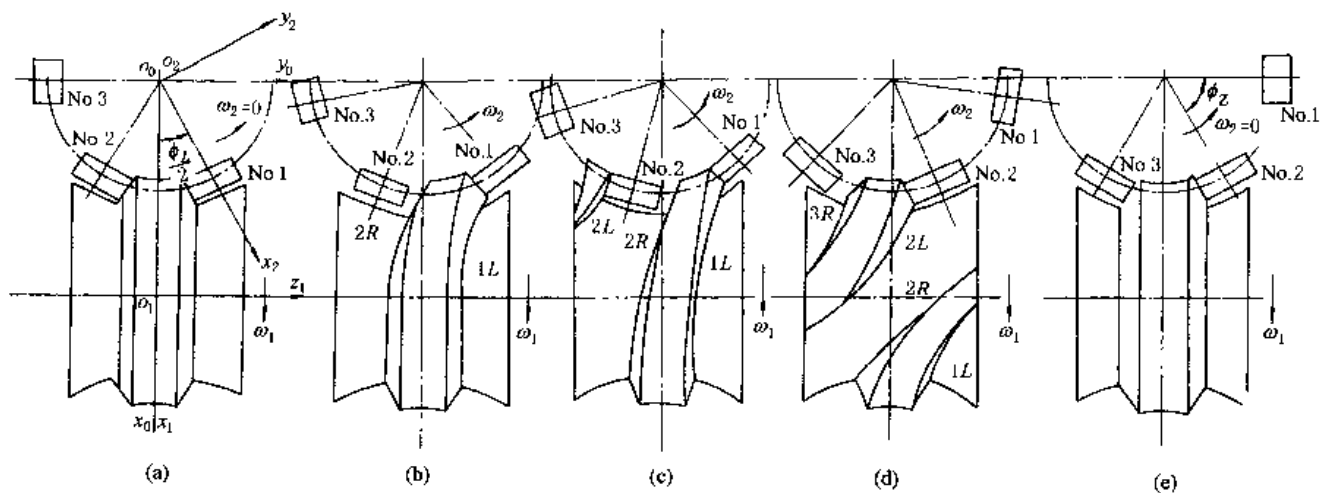


图 19-2-56 单头左旋凸轮啮合过程

现以图 19-2-56 所示单头左旋凸轮为例， $H = 1$ ， $p = +1$ ， $z = 6$ ，说明滚子与凸轮工作曲面的啮合过程：

转盘的分度期开始时（图 a），凸轮转角 $\theta = 0$ ，No.2 滚子与 No.1 滚子和凸轮定位环面左、右两侧分别接触，No.1 滚子在其起始位置 $\phi_{10} = \phi_s/2 = \pi/6$ ，No.2 滚子在其起始位置 $\phi_{20} = -\pi/6$ ，No.3 滚子的起始位置 $\phi_{30} = -\pi/2$ 。凸轮以 ω_1 方向旋转时，其廓面 1L（槽的左侧脊的右侧）推动 No.1 滚子使转盘以 ω_2 逆时针方向转动（图 b）。在廓面 1L 继续推动 No.1 滚子的同时，在适当时刻凸轮廓面 2L 进入啮合，同时推动 No.2 滚子（图 c）。No.1 滚子退出啮合，仅由廓面 2L 推动 No.2 滚子（图 d）。凸轮转过 θ_t 后，No.2 滚子与 No.3 滚子分别与凸轮定位环面接触（图 e），这时转盘已转位 ϕ_t ，分度期结束，进入停歇期。No.1 滚子此时的位置角为 $\pi/2$ 。当凸轮转完 2π 后，转盘上的 No.2 滚子与 No.3 滚子取代原来的 No.1 和 No.2 滚子开始重复上述过程进行下一个工作循环。

再以图 19-2-57 所示双头右旋凸轮为例，滚子数 $z = 8$ ，头数 $H = 2$ ，旋向系数 $p = -1$ ，转盘分度数 $I = 4$ ，转盘分度期转位角 $\phi_t = \pi/2$ ， $\phi_s = \pi/4$ 。滚子与凸轮工作面啮合过程如下：

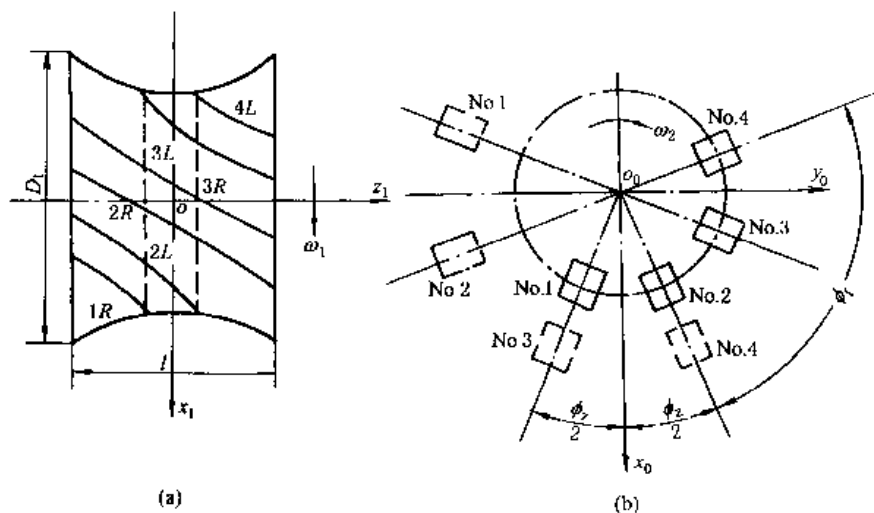


图 19-2-57

转盘分度期开始时, 凸轮转角 $\theta = 0$, No.1 与 No.2 滚子和凸轮定位环面左右两侧分别接触 (图 a 中为背面, 以虚线表示), No.1 滚子在其起始位置 $\phi_{10} = -\pi/8$, No.2 滚子在其起始位置 $\phi_{20} = \pi/8$ (图 b)。凸轮以 ω_1 方向旋转时, 其廓面 1R 推动 No.1 滚子使转盘以 ω_2 顺时针方向转动。廓面 1R 继续推动 No.1 滚子, 在适当时刻凸轮廓面 2R 进入啮合同时推动 No.2 滚子。No.1 滚子退出啮合, 仅由廓面 2R 推动 No.2 滚子。廓面 2R 继续推动 No.2 滚子, 在适当时刻凸轮廓面 3R 进入啮合同时推动 No.3 滚子。No.2 滚子退出啮合, 仅由廓面 3R 推动 No.3 滚子。凸轮转过 θ_f 后, No.3 与 No.4 滚子 (虚线所示虚线滚子与实线滚子编号相同, 且均在同一圆周, 为清晰起见, 将其外移) 与凸轮定位环面两侧分别接触, 这时转盘已转位 ϕ_f , 分度期结束, 进入停歇期。当凸轮转完一周后, 转盘上的 No.3 与 No.4 滚子开始重复上述过程, 进行下一个工作循环。图中虚线所示为转盘从实线位置开始经过一个分度期后滚子的相应位置, 此时 No.3 滚子的位置角 $\phi = p\phi_f/2$, No.4 滚子的位置角 $\phi = -p\phi_f/2$ 。

4.2.2 弧面分度凸轮机构的主要运动参数和几何尺寸

表 19-2-46 和表 19-2-47 通过实例来说明弧面分度凸轮机构的主要运动参数 (图 19-2-58) 和几何尺寸 (图 19-2-59) 计算步骤。

已知设计条件: 凸轮转速 $n = 300\text{r/min}$, 连续旋转, 从动转盘有 8 工位, 中心距 $C = 180\text{mm}$ 。

表 19-2-46 弧面分度凸轮机构的主要运动参数及实例计算

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
凸轮角速度 ω_1/s^{-1}	$\omega_1 = \pi n/30$	$\omega_1 = \pi \times 300/30 = 10\pi\text{s}^{-1}$
凸轮分度期转角 $\theta_f/(\circ)$	常用的为 $120^\circ \sim 240^\circ$, 在满足动停比 k 的要求下, 宜取较大 θ_f	选定 $\theta_f = 120^\circ$
凸轮停歇期转角 $\theta_d/(\circ)$	$\theta_d = 360^\circ - \theta_f$	$\theta_d = 360^\circ - 120^\circ = 240^\circ$
凸轮角位移 $\theta/(\circ)$	以凸轮分度期开始处作为 $\theta = 0$, 计算步长为 $1^\circ \sim 2^\circ$	
凸轮和转盘的分度期时间 t_f/s	$t_f = \theta_f/\omega_1$	$t_f = (2\pi/3)/10\pi = 1/15\text{s}$
凸轮和转盘的停歇期时间 t_d/s	$t_d = (2\pi/\omega_1) - t_f$ 此式仅适用于凸轮连续旋转时	$t_d = (2\pi/10\pi) - 1/15 = 2/15\text{s}$
凸轮分度廓线旋向及旋向系数 p	L——左旋, $p = +1$; R——右旋, $p = -1$	选用左旋 L, $p = +1$
凸轮分度廓线头数 H	单头 $H = 1$; 双头 $H = 2$; $H \geq 3$ 较少用	选用 $H = 1$
转盘分度数 l	l 为转盘转一周中的停歇次数, 常用的有: 3、4、5、6、8、10、12、16	按设计要求的工位数, 选定 $l = 8$
转盘滚子数 z	$z = Hl$, 一般常用的 z 为: 6、8、10、12、16	$z = 1 \times 8 = 8$
转盘分度期运动规律	常用的有: 正弦加速度、改进正弦加速度、改进梯形加速度、改进等速等	选用改进正弦加速度
转盘分度期转位角 $\phi_f/(\circ)$	$\phi_f = 360^\circ/l$	$\phi_f = 360^\circ/8 = 45^\circ$
转盘分度期角位移 $\phi_s/(\circ)$	$\phi_s = S\phi_f$ S 为所选运动规律的无因次位移	$T = \theta/\theta_f = \theta/120^\circ$ $0 \leq T \leq 1/8 (0^\circ \leq \theta \leq 15^\circ)$ $\phi_s = \frac{45^\circ}{\pi+4} \left(\pi T - \frac{1}{4} \sin 4\pi T \right)$ $1/8 \leq T \leq 7/8 (15^\circ \leq \theta \leq 105^\circ)$ $\phi_s = \frac{45^\circ}{\pi+4} \times \left[2 + \pi T - \frac{9}{4} \sin \left(\frac{\pi+4\pi T}{3} \right) \right]$ $7/8 \leq T \leq 1 (105^\circ \leq \theta \leq 120^\circ)$ $\phi_s = \frac{45^\circ}{\pi+4} \left(4 + \pi T - \frac{1}{4} \sin 4\pi T \right)$

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
转盘分度期角速度 ω_2/s^{-1}	$\omega_2 = \phi_f V / t_f$ V 为所选运动规律的无因次速度	$\omega_2 = \frac{\pi/4}{1/15} V = \frac{15\pi}{4} V$ $T = \theta/120^\circ, 0 \leq T \leq 1/8$ $\omega_2 = \frac{15\pi^2}{4(\pi+4)} (1 - \cos 4\pi T)$ $1/8 \leq T \leq 7/8$ $\omega_2 = \frac{15\pi^2}{4(\pi+4)} \left[1 - 3\cos\left(\frac{\pi+4\pi T}{3}\right) \right]$ $7/8 \leq T \leq 1$ $\omega_2 = \frac{15\pi^2}{4(\pi+4)} (1 - \cos 4\pi T)$
转盘与凸轮在分度期的角速比 ω_2/ω_1 最大角速比 $(\omega_2/\omega_1)_{max}$ 转盘分度期的角位移 ϕ_1 、角速度 ω_2 、角加速度 ϵ_2 和角跃度 j_2 与凸轮转角 θ 的曲线图	$\omega_2/\omega_1 = \phi_f V / \theta_f$ $(\omega_2/\omega_1)_{max} = \phi_f V_{max} / \theta_f$ V _{max} 为所选运动规律的无因次速度最大值 $\epsilon_{2max} = \phi_f A_{max} \omega_1^2 / \theta_f^2$ $j_{2max} = \phi_f J_{max} \omega_1^3 / \theta_f^3$ 对改进正弦加速度规律 $V_{max} = 1.76, A_{max} = \pm 5.53$ $J_{max} = 69.47, -23.16$ 曲线图见图 19-2-58	$\omega_2/\omega_1 = \frac{45^\circ}{120^\circ} V = 3V/8$ $T = \theta/120^\circ \quad 0 \leq T \leq 1/8$ $\omega_2/\omega_1 = \frac{3\pi}{8(\pi+4)} (1 - \cos 4\pi T)$ $1/8 \leq T \leq 7/8$ $\omega_2/\omega_1 = \frac{3\pi}{8(\pi+4)} \times \left[1 - 3\cos\left(\frac{\pi+4\pi T}{3}\right) \right]$ $7/8 \leq T \leq 1$ $\omega_2/\omega_1 = \frac{3\pi}{8(\pi+4)} (1 - \cos 4\pi T)$
动停比 k, 运动系数 τ	$k = t_f/t_d, \tau = t_f/(t_f + t_d)$	$k = \frac{1/15}{2/15} = 0.5, \tau = 1/3$
重叠系数 ϵ	$\epsilon = 1 + (\theta_c/\theta_f)$	$\epsilon = 1 + (28/120) = 1.233$

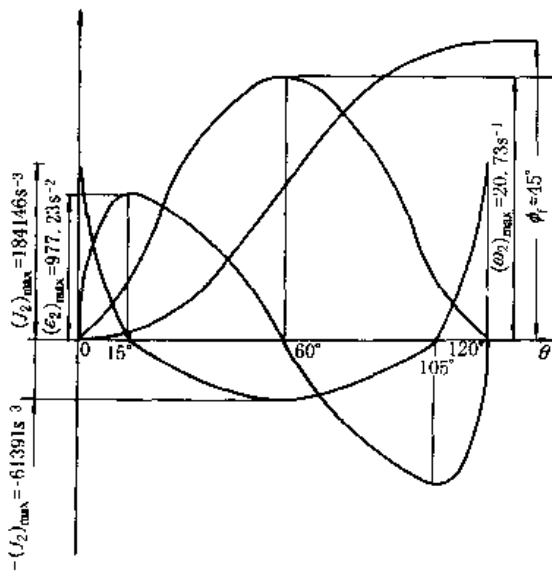


图 19-2-58

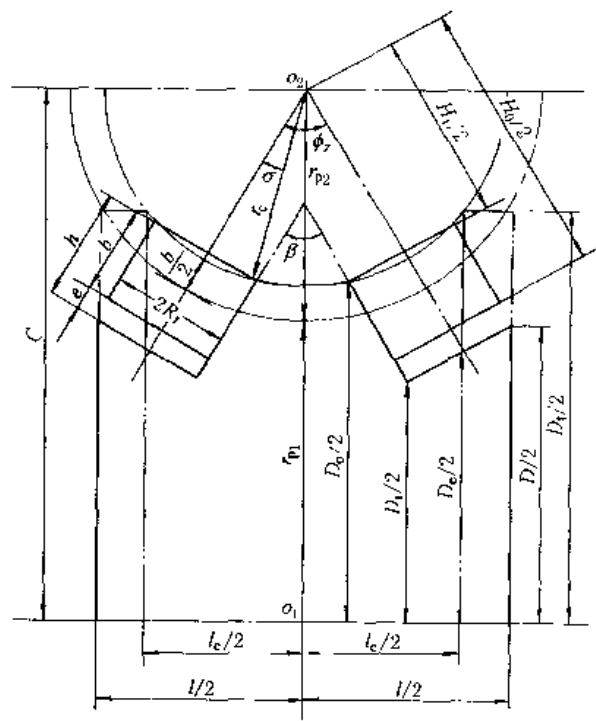


图 19-2-59

表 19-2-47

弧面分度凸轮机构的主要几何尺寸及实例计算

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
中心距 C	$C = R_{p1} + R_{p2}$	给定 $C = 180$
许用压力角 $\alpha_p / (^\circ)$	一般 $\alpha_p = 30^\circ \sim 40^\circ$	取 $\alpha_p = 30^\circ$
转盘节圆半径 R_{p2} (或 r_{p2})	$R_{p2} \leq \frac{C \tan \alpha_p}{(\omega_2 / \omega_1)_{\max} + \tan \alpha_p \cos(\phi_0 + 0.5 p \phi_f)}$	$R_{p2} \leq \frac{180 \tan 30^\circ}{0.66 + \tan 30^\circ} \leq 84$, 取 $R_{p2} = 84$
凸轮节圆半径 R_{p1} (或 r_{p1})	$R_{p1} = C - R_{p2}$	$R_{p1} = 180 - 84 = 96$
滚子中心角 $\phi_z / (^\circ)$	$\phi_z = 360^\circ / Z$	$\phi_z = 360^\circ / 8 = 45^\circ$
滚子半径 R_r	$R_r = (0.5 \sim 0.7) R_{p2} \sin(\pi / Z)$	$R_r = (0.5 \sim 0.7) 84 \sin(\pi / 8) = 16 \sim 22.5$, 取 $R_r = 22$
滚子宽度 b	$b = (1 \sim 1.4) R_r$	$b = (1 \sim 1.4) \times 22 = 22 \sim 30.8$, 取 $b = 24$
间隙 e	$e = (0.2 \sim 0.3) b$, 一般至少 $e \geq 5 \sim 10$	$e = (0.2 \sim 0.3) \times 24 = 4.8 \sim 7.2$, 取 $e = 6$
H_0	$H_0 = 2R_{p2} + b$	$H_0 = 2 \times 84 + 24 = 192$
H_1	$H_1 = 2R_{p2} - b$	$H_1 = 2 \times 84 - 24 = 144$
凸轮定位环面两侧夹角 $\beta / (^\circ)$	$\beta = 360^\circ / Z$	$\beta = 360^\circ / 8 = 45^\circ$
凸轮定位环面侧面长度 h	$h = b + e$	$h = 24 + 6 = 30$
凸轮的顶弧面半径 r_c	$r_c = \sqrt{[R_{p2} - (b/2)]^2 + R_r^2}$	$r_c = \sqrt{(84 - 12)^2 + (22)^2} = 75.29$
凸轮定位环面外圆直径 D_0	$D_0 = 2 \left[C - r_c \cos \left(\frac{\phi_z}{2} - \sigma \right) \right]$ $\sigma = \arcsin(R_r / r_c)$	$\sigma = \arcsin(22 / 75.29) = 16.99^\circ$ $D_0 = 2[180 - 75.29 \cos(22.5^\circ - 16.99^\circ)] = 210.12$
凸轮定位环面内圆直径 D_1	$D_1 = D_0 - 2h \cos(\beta/2)$	$D_1 = 210.12 - 2 \times 30 \cos 22.5^\circ = 154.69$
凸轮理论宽度 l_c	$l_c = 2(R_{p2} + b/2 + e) \sin(\phi_z/2)$	$l_c = 2 \times (84 + 12 + 6) \sin 22.5^\circ = 78.07$
凸轮宽度 l	$l_c < l < l_c + 2R_r \cos(\phi_z/2)$	$l_c + 2R_r \cos(\phi_z/2) = 78.07 + 2 \times 22 \cos 22.5^\circ = 118.72$ $78.07 < l < 118.72$, 取 $l = 90$
凸轮理论端面直径 D_c	$D_c = 2[C - (R_{p2} + b/2 + e) \cos(\phi_z/2)]$	$D_c = 2 \times [180 - (84 + 12 + 6) \cos 22.5^\circ] = 171.53$
凸轮理论端面外径 D_1	$D_1 = 2[C - \sqrt{r_c^2 - (l_c/2)^2}]$	$D_1 = 2 \times [180 - \sqrt{(75.29)^2 - (39.035)^2}] = 231.24$
凸轮实际端面直径 D	$D = D_c + (l - l_c) \tan(\phi_z/2)$	$D = 171.53 + (90 - 78.07) \tan 22.5^\circ = 176.47$

4.2.3 弧面分度凸轮的工作曲面设计及其实例计算

弧面分度凸轮工作轮廓是空间不可展曲面, 很难用常规的机械制图方法绘制, 可按空间包络曲面的共轭原理进行设计计算。凸轮工作曲面与从动转盘滚子的共轭接触点必须满足下列三个基本条件:

- ① 在共轭接触位置, 两曲面上的一一对应的共轭接触点必须重合。
- ② 两曲面在共轭接触点处必须相切, 不产生干涉, 且在共轭接触点的邻域也无曲率干涉。
- ③ 在共轭接触点处, 两曲面间的相对运动速度必须与其公法线相垂直。

弧面分度凸轮工作曲面的设计计算步骤见表 19-2-48。压力角计算实例见表 19-2-49。三维坐标计算实例见表 19-2-50。

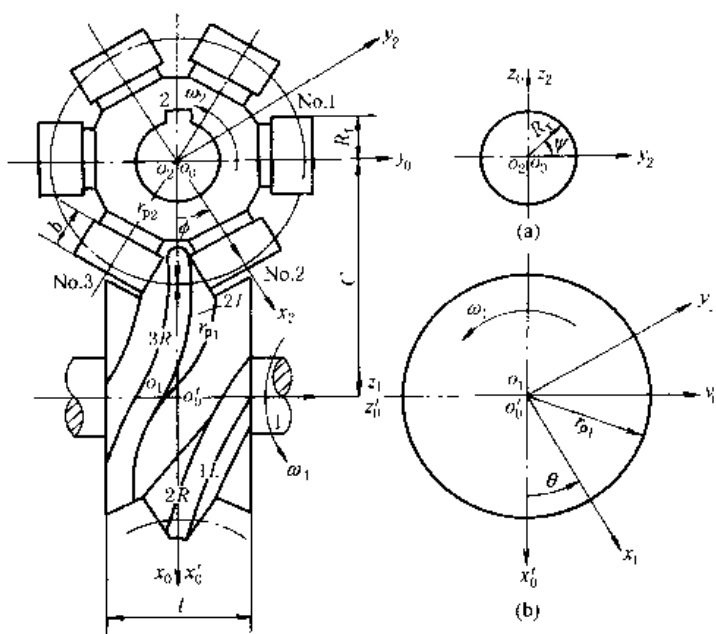


图 19-2-60 弧面分度凸轮机构的坐标系

- (a) 面对 x_2 箭头看, 滚子在 r 处垂直于 x_2 轴的截面;
- (b) 面对 z_1 箭头看, 通过凸轮中心 O_1 并垂直于 z_1 半径为 r_{p1} 的凸轮截面

表 19-2-48

弧面分度凸轮工作轮廓的设计计算

步骤	公式和方法	步骤	公式和方法								
1. 选取坐标系	均用右手直角坐标系, 见图 19-2-60 (1) 与机架相连的定坐标系 $O_0x_0y_0z_0$ (2) 与机架相连的辅助定坐标系 $O'_0x'_0y'_0z'_0$, 选择 z'_0 的方向时, 应使面对 z'_0 的箭头看, ω_1 为逆时针方向 (3) 与凸轮 1 相连的动坐标系 $O_1x_1y_1z_1$ (4) 与转盘 2 相连的动坐标系 $O_2x_2y_2z_2$	5. 求解凸轮工作轮廓的三维坐标值	凸轮工作轮廓的三维坐标是上述三组非线性方程的联立求解, 用 CAD 求其数值解时的具体步骤如下: (1) 按选定的运动规律由每一凸轮转角 θ 求得转盘相应的角位移 ϕ_1 和角速比 (ω_2/ω_1) , 并按下式求得滚子的位置角 ϕ : $\phi = \phi_0 + p\phi_1$ $\phi_1 = S\phi_t, 0 \leq \phi_1 \leq \phi_t$ 式中 ϕ_t —— 转盘分度期转角 S —— 无因次位移 ϕ_t —— 恒取绝对值 图 19-2-56 所示情况, 各个滚子的起始位置角 ϕ_0 , 按下表求得:								
2. 转盘滚子圆柱面在动坐标系 $O_2x_2y_2z_2$ 中的方程式	$x_2 = r, y_2 = R \cos \Psi, z_2 = R \sin \Psi$ 式中 r, Ψ —— 滚子圆柱形工作面的方程参数		<table border="1"> <thead> <tr> <th>滚子代号</th> <th>No.1</th> <th>No.2</th> <th>No.3</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ϕ_0</td> <td>$p\phi_t/2$</td> <td>$-p\phi_t/2$</td> <td>$-3p\phi_t/2$</td> </tr> </tbody> </table>	滚子代号	No.1	No.2	No.3	ϕ_0	$p\phi_t/2$	$-p\phi_t/2$	$-3p\phi_t/2$
滚子代号	No.1	No.2	No.3								
ϕ_0	$p\phi_t/2$	$-p\phi_t/2$	$-3p\phi_t/2$								
3. 凸轮与滚子的共轭接触方程式	$\tan \Psi = \frac{pr}{C - r \cos \phi} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)$ 式中 ϕ —— 滚子的位置角, 即 O_2x_2 与 O_0x_0 间夹角, 由 O_0x_0 量起, 逆时针方向为正 p —— 凸轮的旋向系数, 当凸轮的分度期轮廓线为左旋时, $p = +1$; 右旋时, $p = -1$		(2) 选定中心距 C 后, 把求得的 ϕ 和 ω_2/ω_1 代入共轭接触方程式, 得到每个 θ 时滚子圆柱面上共轭接触点的曲面参数 r 与 Ψ 间的制约关系 (3) 每个 θ 时设定一系列 r 值, 由上述制约关系式求得相应的 Ψ , 同一 r 有二个 $\Psi, \Psi \leq 90^\circ$ 用于凸轮轮廓 $R, \Psi \geq 180^\circ$ 用于凸轮轮廓 L (4) 把同一 θ 时 r 和 Ψ 的每组对应值代入滚子的坐标方程式中, 即可求得滚子圆柱面上共轭接触点的坐标 x_2, y_2, z_2 (5) 把上述每一 θ 时求得的 ϕ 和 x_2, y_2, z_2 代入凸轮的坐标方程式中, 即得到相应的凸轮工作轮廓的三维坐标值 x_1, y_1, z_1 , 并列成表格 (表 19-2-49) (6) 当凸轮转角 $\theta = \theta_t = 360^\circ$ 时, 转盘停歇, 故 $\theta = 0$ 和 $\theta = \theta_t$ 时的 x_1, y_1, z_1 即为凸轮定位环面的三维坐标值								
4. 凸轮工作轮廓在动坐标系 $O_1x_1y_1z_1$ 中的方程式	$x_1 = x_2 \cos \phi \cos \theta - py_2 \sin \phi \cos \theta - z_2 \sin \theta - C \cos \theta$ $y_1 = -x_2 \cos \phi \sin \theta + py_2 \sin \phi \sin \theta - z_2 \cos \theta + C \sin \theta$ $z_1 = px_2 \sin \phi + y_2 \cos \phi$										

应用新型的计算机辅助设计方法。例如，采用 CAD/CAM 集成软件 EDS-UG II，可较方便地绘制出凸轮的工程三视图（图 19-2-61）和不同凸轮转角位置时的轴测图（图 19-2-62），并且利用旋转显示，还可清楚地看到滚子与凸轮间啮合的交替与重叠状态，以模拟加工情况，以变换机构尺度参数，避免发生干涉和过切等现象。

表 19-2-49 凸轮和转盘的对应转角位置、机构的角速比及压力角的实例计算

给定条件： $\theta_f = 120^\circ$ $\phi_f = 45^\circ$ $\phi_s = 45^\circ$ $z = 8$ $C = 180\text{mm}$ $R_f = 22\text{mm}$ $b = 24\text{mm}$ $e = 6\text{mm}$ $r_{p2} = 84\text{mm}$ $r_{p1} = 96\text{mm}$ $l = 90\text{mm}$ $D_1 = 231.24\text{mm}$ $D = 176.47\text{mm}$ $\mu = 1$ $H = 1$ 转盘分度期运动规律：改进正弦加速度 转盘节圆半径 r_{p2} 处的压力角计算公式： $\tan\alpha = r_{p2}(\omega_2/\omega_1)/(C - r_{p2}\cos\phi) $						滚子代号	$\phi_0/(^\circ)$
						No. 1	22.5
						No. 2	-22.5
						No. 3	-67.5
凸轮转角 $\theta/(^\circ)$	转盘角位移 $\phi/(^\circ)$	转盘上各个滚子的角位置 $\phi/(^\circ)$			角速比 $\frac{\omega_2}{\omega_1}$	转盘节圆半径 r_{p2} 处的压力角 $\alpha/(^\circ)$	
		No. 1	No. 2	No. 3		No. 1	No. 2
0	0	22.50	-22.50	-67.50	0	0	
2	2.4×10^{-3}	22.50	-22.50	-67.50	3.6×10^{-3}	0	
4	0.02	22.52	-22.48	-67.48	0.01	0.5	
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	
10	0.28	22.78	-22.22	-67.22	0.08	4	
20	1.94	24.44	-20.56	-65.56	0.25	11.3	
30	5.27	27.77	-17.23	-62.23	0.41	18.3	19.4
40	10.09	32.59	-12.41	-57.41	0.54	22.8	25.1
50	16.00	38.50	-6.50	-51.50	0.63	25.1	28.6
58	21.18	43.68	-1.32	-46.32	0.66	25.1	29.7
60	22.50	45.00	0	-45.00	0.66		30.3
70	29.00	51.50	6.50	-38.50	0.63		28.6
80	34.91	57.41	12.41	-32.59	0.54		25.1
90	39.73	62.23	17.23	-27.77	0.41		19.4
100	33.06	65.56	20.56	-24.44	0.25		12
110	44.72	67.22	22.20	-22.78	0.08		4
120	45	67.50	22.50	-22.50	0		0

注：计算步长 $\Delta\theta = 2^\circ$ 。

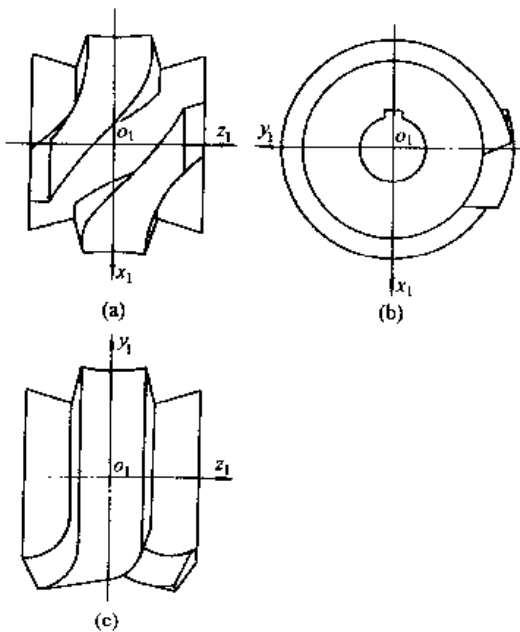


图 19-2-61 弧面分度凸轮轮廓曲面的三视图

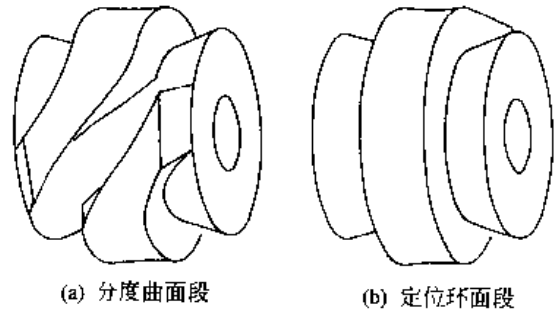


图 19-2-62 弧面分度凸轮轮廓曲面的轴测图

表 19-2-50 凸轮工作曲面的三维坐标 x_1, y_1, z_1 的实例计算 (给定参数同表 19-2-49)

凸轮转角 θ /°	滚子曲面 参数 r /mm	曲面 1L			曲面 2L			曲面 2R			曲面 3R		
		$(x_1)_{1L}$ /mm	$(y_1)_{1L}$ /mm	$(z_1)_{1L}$ /mm	$(x_1)_{2L}$ /mm	$(y_1)_{2L}$ /mm	$(z_1)_{2L}$ /mm	$(x_1)_{2R}$ /mm	$(y_1)_{2R}$ /mm	$(z_1)_{2R}$ /mm	$(x_1)_{3R}$ /mm	$(y_1)_{3R}$ /mm	$(z_1)_{3R}$ /mm
0	72	-105.06	—	7.23	—	—	—	-105.06	—	-7.23	—	—	—
	∴	∴	—	∴	—	—	—	∴	—	∴	—	—	—
	102	-77.35	—	18.71	—	—	—	-77.35	—	-18.71	—	—	—
∴													
30	82	-81.28	54.55	19.64	-89.94	59.94	-44.72	-86.17	41.73	-4.34	—	—	—
	84	-79.66	53.90	20.65	-88.12	59.21	-44.73	-84.68	40.56	-5.03	—	—	—
	86	-78.03	53.26	21.65	-86.30	58.48	-45.22	-83.19	39.37	-5.71	—	—	—
∴													
58	82	-49.00	95.35	42.11	-43.18	89.13	-21.15	-60.72	77.12	17.38	-65.14	-87.58	-45.38
	84	-48.04	94.35	43.58	-41.81	87.62	-20.99	-59.97	75.23	17.12	—	—	—
	86	-47.09	93.34	45.06	-40.43	86.12	-20.82	-59.23	73.35	16.86	—	—	—
∴													
62	82	-43.28	-100.20	45.38	-36.43	91.14	-17.38	-55.60	81.96	21.15	-58.08	90.11	-42.11
	84	—	—	—	-35.17	89.55	-17.12	-54.98	80.02	20.99	-57.68	88.78	-43.58
	86	—	—	—	-33.91	87.97	-16.86	-54.36	78.07	20.82	-57.29	87.45	-45.06
	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴
90	82	—	—	—	6.94	95.50	4.34	-6.94	107.86	44.22	-6.61	97.67	-19.64
	84	—	—	—	7.22	93.61	5.03	-7.22	105.92	44.73	-6.85	95.94	-20.65
	86	—	—	—	7.50	91.73	5.71	-7.50	103.98	45.22	-7.11	94.21	-21.65
	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴
∴													
120	72	—	—	—	52.53	90.99	7.23	—	—	—	52.53	90.99	-7.23
	∴	—	—	—	∴	∴	∴	—	—	—	∴	∴	∴
	102	—	—	—	38.67	66.98	18.71	—	—	—	38.67	66.98	-18.71

注: 1. 计算步长 $\Delta\theta = 2^\circ$, $\Delta r = 2\text{mm}$, $72 \leq r \leq 102$ 。

2. 由于受凸轮宽度 l 和理论外径 D_1 的限制, z_1 只在 $\pm 45\text{mm}$, x_1 和 y_1 只在 $\pm 115.62\text{mm}$ 范围内有效。表中列出的某些超出此界限的值, 仅供分析时参考用, 有方框者为界限值。

3. 实例见图 19-2-65。

4.2.4 弧面分度凸轮机构的动力学计算

表 19-2-51

弧面分度凸轮机构的主要动力学参数

名称	单位	计算公式及说明
凸轮(包括凸轮轴)的转动惯量 J_1	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$J_1 = 0.5 m_1 r_{p1}^2 \times 10^{-6} = 0.5 \pi \rho b r_{p1}^4 \times 10^{-6}$ 式中 ρ ——材料密度, kg/mm^3 m_1 ——凸轮质量(包括轴), kg
转盘(包括滚子)的转动惯量 J_2	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$J_2 = 0.5 m_2 r_{p2}^2 \times 10^{-6} = 0.5 \pi \rho (B_2 r_{p2}^2 + Z b R_1^2) r_{p2}^2 \times 10^{-6}$ 式中 m_2 ——转盘质量, kg
工作台的转动惯量 J_3	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$J_3 = 0.5 m_3 r_3^2 \times 10^{-6} = 0.5 \pi \rho B_3 r_3^4 \times 10^{-6}$ 式中 B_3, r_3 ——工作台的厚度及外径, mm m_3 ——工作台的质量, kg

名称	单位	计算公式及说明
转盘与工作台上在分度期间的惯性力矩 M_2 、最大惯性力矩 $(M_2)_{max}$	N·m	$M_2 = (J_2 + J_3) A \phi (\omega_1^2 / \theta_1^2)$ $(M_2)_{max} = (J_2 + J_3) A_{max} \phi_1 \omega_1^2 / \theta_1^2$
转盘与工作台上在分度期间的最大载荷力矩 $(M_D)_{max}$	N·m	设计时作为已知条件, 根据实际工作情况测定
转盘与工作台上在分度期间的最大摩擦力矩 $(M_D)_{max}$	N·m	$(M_D)_{max} = \mu' r' Q_{max} \times 10^{-3}$ 式中 μ' ——当量摩擦因数 r' ——当量摩擦半径, mm Q_{max} ——转盘与工作台上最大载荷, N
转盘与工作台上在分度期间的最大阻力矩 $(M_2)_{max}$	N·m	$(M_2)_{max} = (M_{D2})_{max} + (M_D)_{max} + (M_{D1})_{max}$ 如 $(M_{D2})_{max}$ 和 $(M_D)_{max}$ 较难计算, 在设计时可近似按 10% - 20% 的 $(M_2)_{max}$ 估算此二项之和
凸轮上需要的最大驱动力矩 $(M_{d1})_{max}$	N·m	$(M_{d1})_{max} = \left[(M_{D2} + M_D)_{max} V_{max} \frac{\phi_1}{\theta_1} + (J_2 + J_3) \frac{\phi_1^2 \omega_1^2}{\theta_1^3} (AV)_{max} \right]$ (1)
凸轮产生最大驱动力矩所需要的电动机功率 P_{max}	kW	$P_{max} = \frac{(M_{d1})_{max} n_1}{9550 \eta}$ (2) 式中 η ——电动机到凸轮间传动系统的效率 n_1 ——凸轮的转速
验算电动机、传动系统、凸轮等的转动惯量是否足够, 即 $J \geq J_c$ 。 如 $J < J_c$, 则应增加从电动机到凸轮间传动系统的转动惯量来满足; 如无法增加 J , 则电动机功率应按能产生凸轮上最大驱动力矩 $(M_{d1})_{max}$ 来计算, 公式见本表式(2)	kg·m ²	$J = J_t + J_d \left(\frac{\omega_d}{\omega_1} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2$ (3) 式中 J ——电动机、传动系统、凸轮等换算到凸轮轴上的等效转动惯量 J_1, J_d, J_i ——凸轮、电动机、第 i 个传动件的转动惯量 $\omega_1, \omega_d, \omega_i$ ——凸轮、电动机、第 i 个传动件的角速度 $J_c = \frac{(J_2 + J_3) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{max}^2}{2\delta_p}$ (4) 式中 J_c ——维持机械系统正常工作所需要的换算到凸轮轴上的等效转动惯量 δ_p ——电动机许用的转差率
如电动机传动系统及凸轮有足够大的转动惯量时(即 $J \geq J_c$), 机构实际所需要的电动机功率 P	kW	$P = \frac{k(M_{D2} + M_D)_{max} V_{max} (\phi_1 / \theta_1) n_1}{9550 \eta}$ (5) 式中 k ——工作情况系数, 根据电动机的过载特性、凸轮转速 n_1 及机构运动规律特性值等选定, 一般 $k = 1.5 \sim 2.0$ 电动机传动系统和凸轮等的转动惯量可起类似于飞轮储能的作用, 以帮助电动机克服转盘在分度期的惯性力矩峰值, 因此可用本表式(2)计算电动机功率。但此时应验算传动系统等的转动惯量是否足够
凸轮工作曲面上在节圆半径处的最大圆周力 F_{d1max} , 转盘上的最大轴向力 F_{d2max}	N	$F_{d1max} = \frac{(M_{d1})_{max}}{r_{p1}} \times 10^3 = -F_{d2max}$ F_{d1} 方向与凸轮工作曲面上在节圆半径 r_{p1} 处的圆周速度方向相反
凸轮工作曲面上的最大轴向力 F_{d1max} , 转盘上在节圆处的最大圆周力 F_{d2max}	N	$F_{d1max} = (F_{d1})_{max} \frac{r_{p1} \theta_1}{r_{p2} \phi_1} = -F_{d2max}$ F_{d1} 方向与转盘在 r_{p2} 处的圆周速度方向相同
凸轮工作曲面上的最大径向力 F_{r1max} , 转盘上的最大径向力 F_{r2max}	N	$F_{r1max} = F_{d2max} = (F_{d1})_{max} \tan\left(\frac{\phi_x}{2}\right)$ 方向由节点分别指向凸轮、转盘旋转中心

4.2.5 弧面分度凸轮机构主要零件的材料、热处理与技术要求

表 19-2-52 弧面分度凸轮、转盘及滚子的主要技术要求

项 目	技 术 要 求
凸轮工作面(包括分度曲面和定位环面)的粗糙度	$R_a > 0.4 \sim 1.6 \mu\text{m}$
凸轮端面粗糙度	$R_a > 0.8 \sim 1.6 \mu\text{m}$
凸轮端面对内孔(基准)的垂直度	0.005 ~ 0.01mm
凸轮定位环面两侧夹角 β 的公差	-1'
转盘上的滚子轴线间的相邻分度偏差 累积分度偏差	$\pm 10'' \sim \pm 20''$ $\pm 30''$ } 按机构的分度精度要求选定
滚子的表面粗糙度	$R_a > 0.4 \sim 0.8 \mu\text{m}$
凸轮及转盘均应进行静平衡	

弧面分度凸轮与转盘滚子的常用材料和热处理参见表 19-2-41。

4.2.6 弧面分度凸轮机构的设计要点

- ① 应保证转盘轴线与凸轮轴线垂直交错。
- ② 转盘上滚子的中心平面应与转盘轴线垂直。
- ③ 转盘上滚子的中心平面应与凸轮轴线共面,在设计时应考虑有可调整转盘轴向位置的结构,例如在转盘的轴承衬套端面与箱体间具有可调整厚度的垫片。
- ④ 转盘轴线应位于凸轮定位环面的对称平面上,以保证凸轮定位环面与左、右两侧滚子接触良好。设计上应考虑在安装时具有可调整凸轮轴向位置的结构,例如采用在凸轮两端面用螺母调整其轴向位置。
- ⑤ 在设计时应考虑中心距可调整,以消除滚子与凸轮工作面间的间隙及适当预紧,例如可采用垫片或片可调整偏心的轴套。

4.2.7 弧面分度凸轮机构的主要零部件图实例

经过运动参数计算、几何尺寸计算(见 4.2.2)、工作面二维坐标的计算(见 4.2.3)及动力学参数的计算(见 4.2.4)以后,就可将计算结果绘制成零部件图,如图 19-2-63 ~ 图 19-2-65。

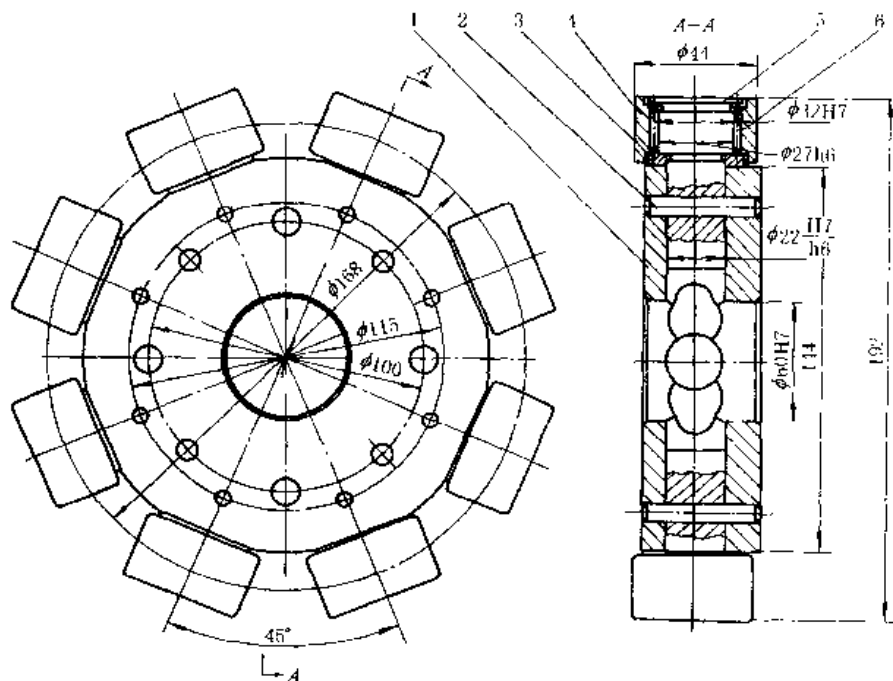
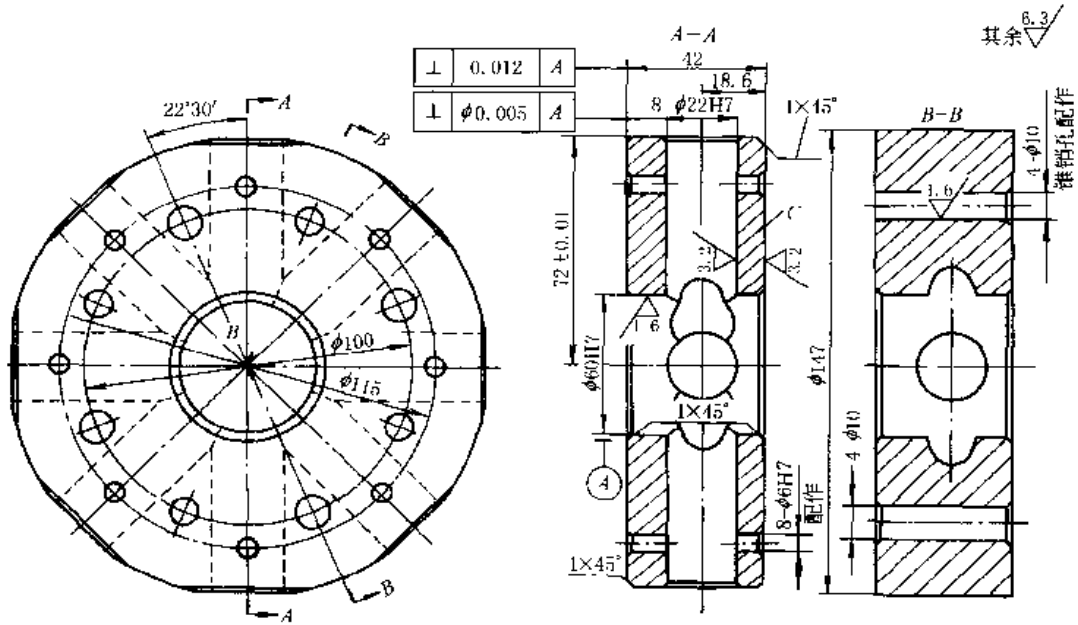


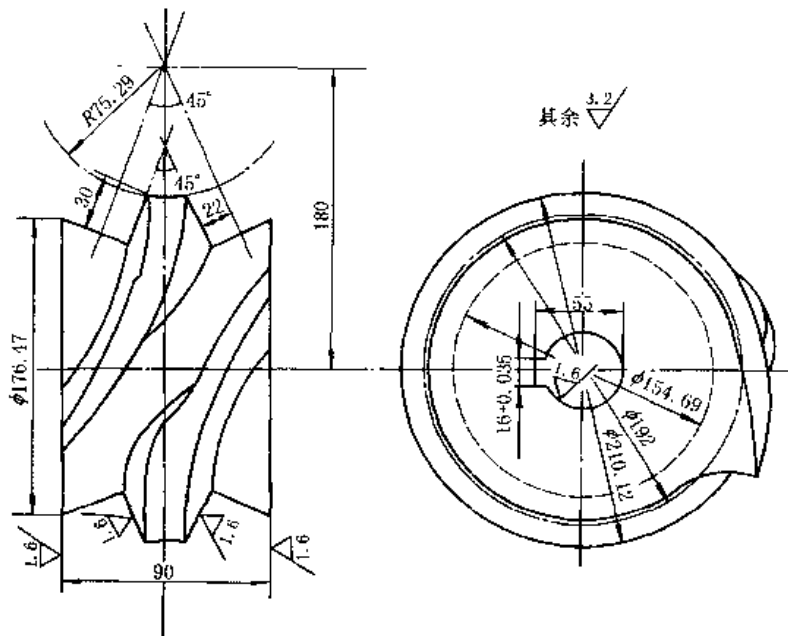
图 19-2-63

1—转盘体; 2—圆柱销; 3—隔垫; 4—圆柱滚子; 5—滚子轴; 6—滚针



技术要求：8-φ22H7孔的等分角45°，相邻分度偏差不大于±10'，累积分度偏差不大于±20'。材料45，热处理调质230~250 HB。

图 19-2-64 转盘体零件图



技术要求：

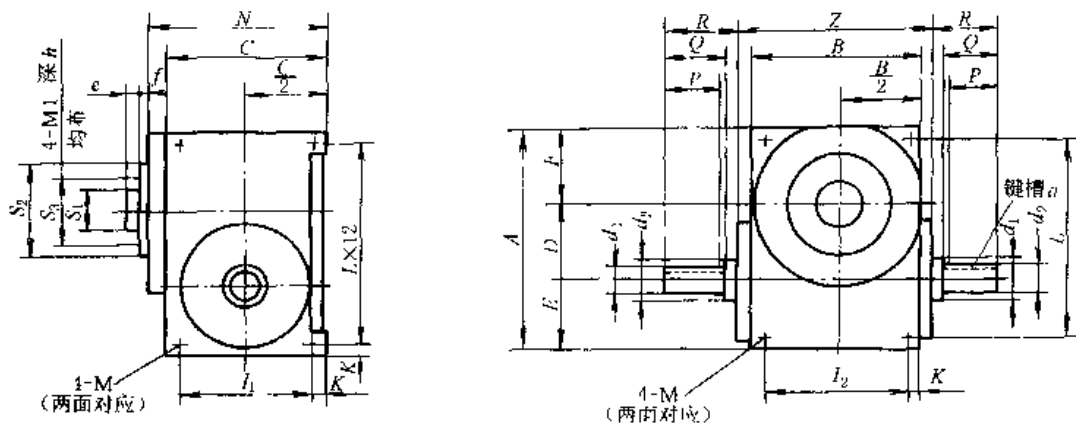
1. 凸轮分度曲面单头左旋，凸轮分度期转角120°，停歇期转角240°，转盘分度期运动规律为改进正弦加速度，滚子数为8。
2. 凸轮定位环面左右两侧45°夹角的偏差为-1'。
3. 热处理：调质240~280 HB后，渗氮，深度≥0.5mm，表面硬度900 HV。
4. 凸轮工作面最后加工时，工艺心轴与凸轮内孔的配合为φ50 $\frac{H7}{n6}$ ，以心轴顶针孔定位。
5. 凸轮端面对内孔（基准）的垂直度0.01mm。
6. 凸轮应进行静平衡试验。
7. 材料：20CrMnTi。

图 19-2-65 弧面分度凸轮零件图

4.2.8 弧面凸轮分度箱

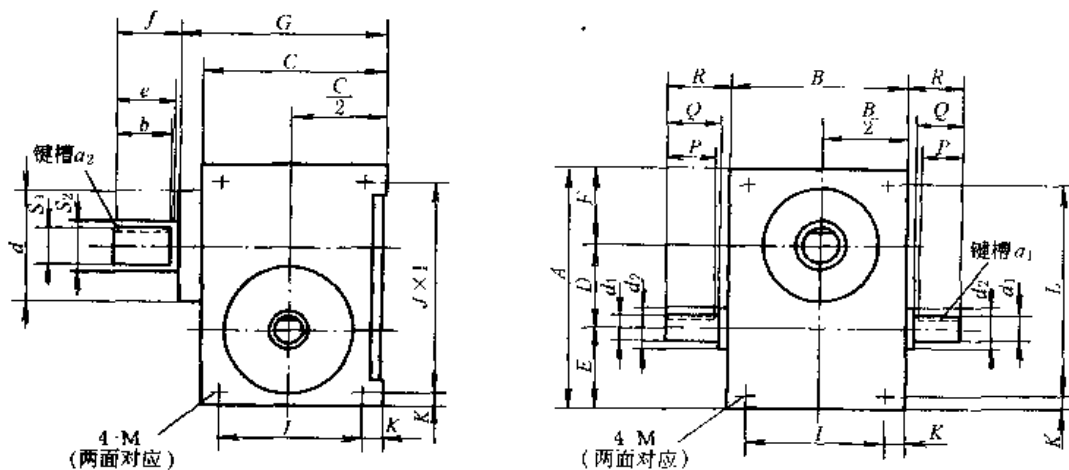
表 19-2-53 和表 19-2-54 列出国内一些工厂系列生产的弧面凸轮分度箱的若干数据, 供设计参考。选用时应按所需分度数、动程角和生产厂具体联系。

表 19-2-53 GJC 系列弧面凸轮分度机构安装结构尺寸



(a)

尺寸	/mm																									
规格	A	B	C	D	E	F	N	Z	P	Q	R	e	f	d ₁	d ₂	S ₁	S ₂	S ₃	J ₁	J ₂	K	L	M	M ₁	a	h
GJC50	140	90	100	50	45	45	112	114	35	40	43	5	3	16	20	20	50	35	76	66	12	125	M8	M6	4	15
GJC63	180	120	130	63	59	58	142	144	40	45	48	5	3	20	25	25	60	44	110	100	10	160	M8	M6	6	15



(b) 轴输出结构

GJC 系列机构常用主参数:

分度精度等级: 高精级 $\leq \pm 15''$, 精密级 $\leq \pm 30''$ 、普通级 $\leq \pm 50''$

转盘分度期运动规律: 变形正弦加速

变形等速运动

变形梯形运动

凸轮分度廓线旋向: 左旋、右旋

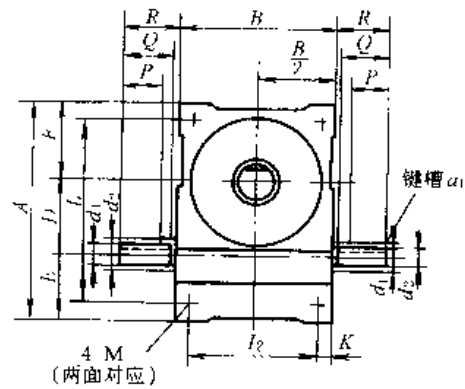
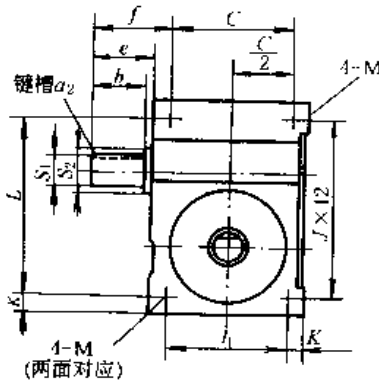
分度数: 2~6, 8, 10, 12, 16, 20, 24

凸轮动程角: $90^\circ \sim 330^\circ$ (间隔 30°)

最高输入轴转速: 1000r/min

续表

规格	尺寸																							/mm		
	A	B	C	D	E	F	G	I	J	K	L	P	Q	R	b	e	f	d ₁	d ₂	S ₁	S ₂	d	M	a ₁	a ₂	
GJC45	130	90	90	45	40	45	108	70	110	10	110	26	34	35	32	40	42	≈ 14	≈ 17	≈ 16	≈ 20	≈ 65	M8	5	5	
GJC70	195	130	130	70	60	65	148	100	165	15	165	40	48	50	40	50	52	≈ 20	≈ 25	≈ 25	≈ 35	≈ 90	M10	6	8	
GJC83	222	140	160	83	73.5	65.5	166	110	192	15	192	36	40	42	50	60	62	≈ 20	≈ 25	≈ 25	≈ 35	≈ 80	M12	6	8	



(c)

GJC 系列说明:

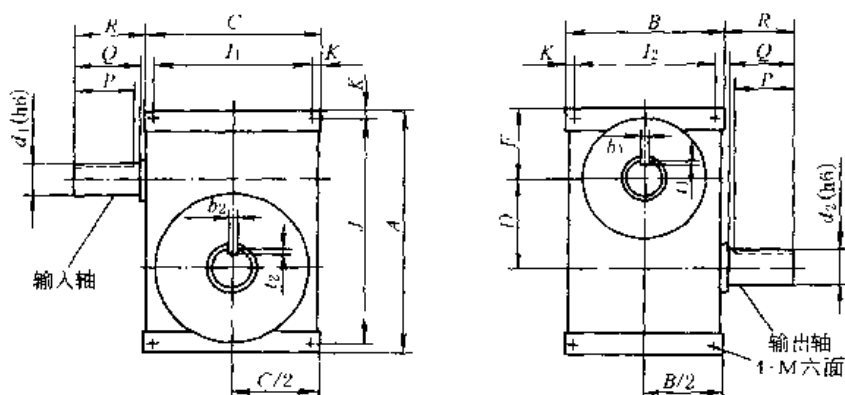
1. 该机构六个面都可以做安装面, 上下顶面安装尺寸 I_1 、 I_2 关于中心对称
2. d_1 、 S_1 分别代表输入, 输出轴, d_1 可以单端输入, S_1 的输出形式可以为止口法兰式, 法兰式
3. 规格的大小以中心距 D 定义
4. 特殊要求可单独订做

规格	尺寸																							/mm		
	A	B	C	D	E	F	I ₁	I ₂	L	J	K	P	Q	R	b	e	f	d ₁	d ₂	S ₁	S ₂	a ₁	a ₂	M		
GJC80	240	170	170	80	80	80	120	120	190	220	25	45	48	50	70	78	80	22	30	30	35	6	8	M10		
GJC100	290	200	200	100	95	95	140	140	230	260	30	55	58	60	70	78	90	25	30	35	40	8	10	M12		
GJC110	310	200	220	110	100	100	170	150	260	280	25	60	70	75	80	85	90	30	35	35	40	8	10	M12		
GJC125	335	230	230	125	100	110	170	170	275	305	30	65	78	80	80	105	110	30	35	42	50	8	12	M12		
GJC140	400	260	260	140	130	130	200	200	340	340	30	75	80	85	80	85	90	40	45	45	50	10	12	M16		
GJC150	430	280	280	150	140	140	220	220	370	370	30	85	100	105	85	100	105	40	45	50	55	12	16	M16		
GJC180	500	320	350	180	160	160	270	240	420	420	40	90	110	115	100	105	110	50	55	60	70	14	18	M16		
GJC200	580	380	380	200	190	190	290	290	490	490	45	110	120	125	135	140	145	50	70	75	85	18	20	M20		

注: 生产厂家: 浙江省瑞安市力中传动机械有限公司, 传真: (0577) 65560928。

表 19-2-54

GT 型弧面凸轮分度机构



长度/mm; 转矩/N·m

尺寸规格	A	B	C	D	F	I ₁	I ₂	J	K	P	Q	R	d ₁	d ₂	b ₁	t ₁	b ₂	t ₂	M	静转矩 T ₁	动转矩 T _d
GT50	140	100	100	50	45	76	76	116	12	37	40	43	20	20	6	3.5	6	3.5	M8	12 ~ 60	5 ~ 47
GT63	203	140	140	63	70	106	106	169	17	40	45	50	20	25	6	3.5	8	4	M8	23 ~ 116	9 ~ 107
GT70	213	172	126	70	73	100	146	187	13	37	40	43	20	25	6	3.5	8	4	M8	49 ~ 210	13 ~ 160
GT80	223	172	126	80	73	100	146	197	13	47	50	53	25	25	8	4	8	4	M10	85 ~ 345	18 ~ 235
GT100	273	204	160	100	88	118	162	231	21	57	60	63	30	30	8	4	8	4	M12	148 ~ 792	34 ~ 518
CT120	328	204	237	120	108	195	162	286	21	67	70	73	35	35	10	5	10	5	M12	307 ~ 1528	45 ~ 917
GT150	400	279	260	150	132	210	229	350	25	77	80	83	40	45	12	5	14	5.5	M16	473 ~ 2192	63 ~ 1354
GT200	488	288	275	200	146	225	238	438	25	90	100	103	65	75	18	7	20	7.5	M20	1214 ~ 4817	184 ~ 2665
GT250	597	315	344	250	177	284	285	547	30	160	170	173	80	90	22	9	25	9	M24	2190 ~ 5320	368 ~ 3648

注: 生产厂家: 西安第一钟表机械厂, 传真: 029-8230248。

4.3 圆柱分度凸轮机构

4.3.1 工作原理和主要类型

图 19-2-66a 所示圆柱分度凸轮机构, 主动凸轮 1 为圆柱体, 从动转盘 2 上装有几个沿转盘圆周方向均布的滚子, 其轴线与转盘轴线平行, 凸轮和转盘两轴线垂直交错。当凸轮旋转时, 其分度段轮廓推动滚子使转盘分度转位; 当凸轮转到其停歇段轮廓时, 转盘上的两个滚子跨夹在凸轮的圆环面突脊上使转盘停止转动。圆柱滚子与凸轮轮廓间的间隙较难补偿, 容易产生跨越冲击, 滚子轴的刚度及与凸轮的啮合性能均不及弧面分度凸轮机构, 故一般多用于中、低速及中、轻载场合。但圆柱凸轮比弧面凸轮容易制造, 而且从结构上比弧面分度凸轮沿同样尺寸转盘圆周能分布更多的滚子数, 故适用于需要分度数较多的场合。圆柱凸轮的分度段轮廓也有左旋、右旋与单头、多头之分。

4.3.2 圆柱分度凸轮机构的主要运动参数和几何尺寸

表 19-2-55 和表 19-2-56 列出了圆柱分度凸轮机构的主要运动参数和几何尺寸的设计计算方法, 并附有实例计算。

例 灯管装配转位机装置中的圆柱分度凸轮机构, 已知设计条件: 凸轮转速 $n = 100\text{r/min}$, 连续旋转, 转盘需 16 工位, 中心距 $C = 200\text{mm}$ 。

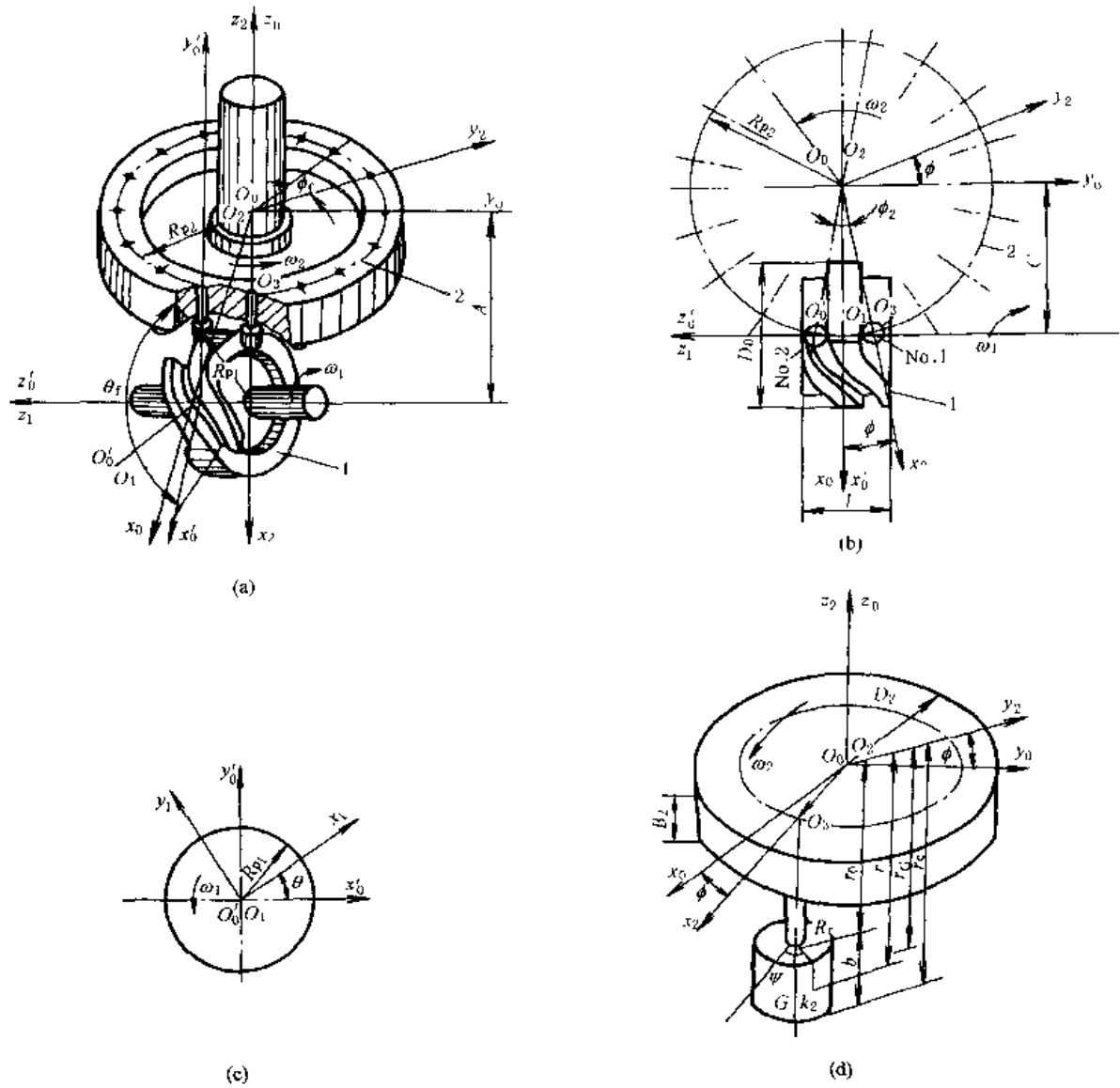


图 19-2-66 圆柱分度凸轮机构

(a) 圆柱分度凸轮机构的坐标系及尺寸；(b) 垂直于转盘轴线的凸轮和转盘俯视图；
 (c) 垂直于凸轮轴线的凸轮节圆柱剖视图；(d) 转盘及圆柱滚子的坐标系及尺寸

表 19-2-55 中所有项目的计算公式均与表 19-2-46 相同，故本表中仅列出实例计算。

表 19-2-55 圆柱分度凸轮机构的主要运动参数及实例计算

项 目	实 例 计 算
凸轮角速度 ω_1/s^{-1}	$\omega_1 = \pi \times 100/30 = 10\pi/3 (s^{-1})$
凸轮分度期转角 $\theta_f/(\circ)$	选定 $\theta_f = 120^\circ$
凸轮停歇期转角 $\theta_d/(\circ)$	$\theta_d = 360^\circ - 120^\circ = 240^\circ$
凸轮和转盘的分度期时间 t_f/s	$t_f = (2\pi/3)/(10\pi/3) = 0.2 (s)$
凸轮和转盘的停歇期时间 t_d/s	$t_d = 2\pi/(10\pi/3) - 0.2 = 0.4 (s)$
凸轮分度廓线旋向及旋向系数 p	选用右旋 $R, p = -1$

续表

项 目	实 例 计 算
凸轮分度廓线头数 $H(H=1\sim 4)$	选用 $H=1$
转盘分度数 I	按设计要求的工位数选定 $I=16$
转盘滚子数 z	$z=HI=16$
转盘分度期运动规律	选用正弦加速度运动规律, 由表 19-2-21, $V_m=2$, $A_m=6.28$, $J_m=39.5$
转盘分度期转角 $\phi_f/(\circ)$	$\phi_f=360^\circ/16=22.5^\circ$
转盘分度期角位移 $\phi_f/(\circ)$ 、角速度 ω_2/s^{-1} 、角速比 ω_2/ω_1 、角加速度 ϵ_2 和跃度 j_2	计算公式见表 19-2-23
转盘与凸轮在分度期的最大角速比 $(\omega_2/\omega_1)_{\max}$ 、最大角加速度 $\epsilon_{2\max}$ 、最大跃度 $j_{2\max}$	$(\omega_2/\omega_1)_{\max}=\frac{22.5^\circ}{120^\circ}\times 2=0.375$, $\epsilon_{2\max}=61.654 (s^{-2})$ $j_{2\max}=1938.95 (s^{-3})$
动停比 k 、运动系数 τ	$k=\frac{0.2}{0.4}=0.5$, $\tau=\frac{0.2}{0.4+0.2}=\frac{1}{3}$

表 19-2-56

圆柱分度凸轮机构的主要几何尺寸及实例计算

/mm

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
中心距 C		给定 $C=200$
基距 A	A 为凸轮轴线 σ_1 到转盘基准端面 $O_2x_2y_2$ 间的垂直距离	选定 $A=180$
许用压力角 $\alpha_p/(\circ)$	一般 $\alpha_p=30^\circ\sim 40^\circ$	取 $\alpha_p=32^\circ$
转盘节圆半径 R_{p2}	$R_{p2}=\frac{2C}{1+\cos(\phi_f/2)}$	$R_{p2}\approx(2\times 200)/(1+\cos 11.25^\circ)$ $=201.94$ 取 $R_{p2}=202$
凸轮节圆半径 R_{p1}	$R_{p1}\geq\frac{\phi_1 v_{\max} R_{p2}}{\theta \tan \alpha_p}$	$R_{p1}\geq\frac{22.5^\circ\times 2\times 202}{120^\circ\tan 32^\circ}\geq 121.22$ 取 $R_{p1}=130$
滚子中心角 $\phi_r/(\circ)$	$\phi_r=360^\circ/Z$	$\phi_r=360^\circ/16=22.5^\circ$
滚子半径 R_r	$R_r=(0.4\sim 0.6)R_{p2}\sin(180^\circ/Z)$	$R_r=(0.4\sim 0.6)\times 202\sin 11.25^\circ$ $=15.76\sim 23.64$ 取 $R_r=15$
滚子宽度 b	$b=(1.0\sim 1.4)R_r$	$b=(1.0\sim 1.4)\times 15=15\sim 21$ 取 $b=20$
滚子与凸轮槽底间的间隙 e	$e=(0.2\sim 0.4)b$, 但至少 e 为 $5\sim 10$	取 $e=10$
凸轮定位环面径向深度 h	$h=b+e$	$h=20+10=30$
凸轮定位环面的外圆直径 D_o	$D_o=2R_{p1}+b$	$D_o=2\times 130+20=280$
凸轮定位环面的内圆直径 D_i	$D_i=D_o-2h$	$D_i=280-2\times 30=220$
凸轮宽度 l	$2R_{p2}\sin(\phi_f/2)<l<2R_{p2}\sin(\phi_f/2)+2R_r$	$404\sin 11.25^\circ<l<404\sin 11.25^\circ+2\times 15$ 即 $78.82<l<108.82$ 取 $l=100$
转盘外圆直径 D_2	$D_2\geq 2(R_{p2}+R_r)$	$D_2\geq 2\times (202+15)=434$ 取 $D_2=440$

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
转盘基准端面到滚子宽度中点的轴向距离 r_G	$r_G = A - R_{pl}$	$r_G = 180 - 130 = 50$
转盘基准端面到滚子上端面的轴向距离 r_0	$r_0 = r_G - (b/2)$	$r_0 = 50 - (20/2) = 40$
转盘基准端面到滚子下端面的轴向距离 r_e	$r_e = r_G + (b/2)$	$r_e = 50 + (20/2) = 60$

4.3.3 圆柱分度凸轮的工作轮廓设计

圆柱分度凸轮的工作轮廓设计方法和步骤与弧面分度凸轮类似,但计算公式不同。表 19-2-57 列出了其步骤和方法。

表 19-2-57 圆柱分度凸轮工作轮廓的设计计算

步 骤	公式和方法								
选取坐标系	与表 19-2-48 类似,选取四套右手直角坐标系,见图 19-2-66								
转盘滚子圆柱面在动坐标系 $O_2x_2y_2z_2$ 中的方程式	$x_2 = R_{r2} + R_r \cos \Psi, y_2 = R_r \sin \Psi, z_2 = -r$ 式中 r, Ψ ——滚子圆柱形工作面的方程参数								
凸轮与滚子的共轭接触方程式	$C \tan \Psi = p \left[\frac{R_{p2}}{(A-r) \cos \phi} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) - \tan \phi \right]$ 式中 ϕ ——滚子的位置角								
凸轮工作轮廓在动坐标系 $O_1x_1y_1z_1$ 中的方程式	$x_1 = (x_2 \cos \phi + py_2 \sin \phi - C) \cos \theta + (z_2 + A) \sin \theta$ $y_1 = (-x_2 \cos \phi - py_2 \sin \phi + C) \sin \theta + (z_2 + A) \cos \theta$ $z_1 = px_2 \sin \phi - y_2 \cos \phi$								
求解凸轮工作轮廓的三维坐标值	凸轮工作轮廓的三维坐标是上述一组非线性方程的联立求解,用 CAD 求其数值解时的具体步骤同表 19-2-48。但滚子位置角 ϕ 为 $\phi = \phi_0 - p\phi_i$ 图 19-2-66 所示情况,各个滚子的起始位置角 ϕ_0 按下表求得:								
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>滚子代号</th> <th>No. 1</th> <th>No. 2</th> <th>No. 3</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ϕ_0</td> <td>$-p\phi_i/2$</td> <td>$p\phi_i/2$</td> <td>$3p\phi_i/2$</td> </tr> </tbody> </table>	滚子代号	No. 1	No. 2	No. 3	ϕ_0	$-p\phi_i/2$	$p\phi_i/2$	$3p\phi_i/2$
滚子代号	No. 1	No. 2	No. 3						
ϕ_0	$-p\phi_i/2$	$p\phi_i/2$	$3p\phi_i/2$						
凸轮工作轮廓的计算机绘图	同表 19-2-48								

4.3.4 圆柱分度凸轮机构主要零件的材料、技术要求及结构设计要点

圆柱分度凸轮机构主要零件的材料、技术要求与弧面分度凸轮机构类同,可参见 4.2.5,其结构设计要点如下。

- ① 应保证转盘轴线与凸轮轴线垂直交错。
- ② 转盘轴线应位于凸轮定位环面的对称平面上,以保证凸轮定位环面与左右两侧滚子接触良好。在结构上应考虑在装配时能调整凸轮的轴向位置。
- ③ 滚子与凸轮定位环面的啮合间隙一般采用 IT6 或 IT7,例如 H7/h6。
- ④ 转盘在结构上应设计成在安装时能进行轴向调整,如各滚子在转盘上的轴向位置一致性要求较高时,应设计成可使每个滚子都能分别作轴向位置调整。

4.3.5 圆柱分度凸轮轮廓曲面展开为平面矩形时的设计计算

当凸轮转速较低、精度要求不高时，可以把圆柱分度凸轮按其节圆半径 R_{p1} 或外圆直径 D_o 展开成平面矩形，并按滚子摆动从动件移动凸轮的方法进行分析和设计。图 19-2-67 为图 19-2-66 所示单头右旋圆柱分度凸轮按 R_{p1} 或 D_o 展开后的相当移动凸轮，凸轮轮廓的计算见表 19-2-58。

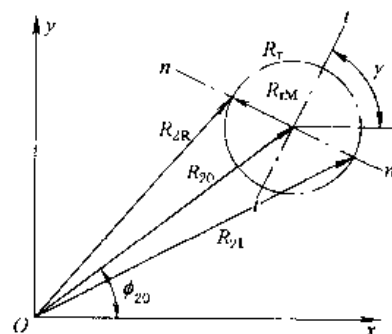
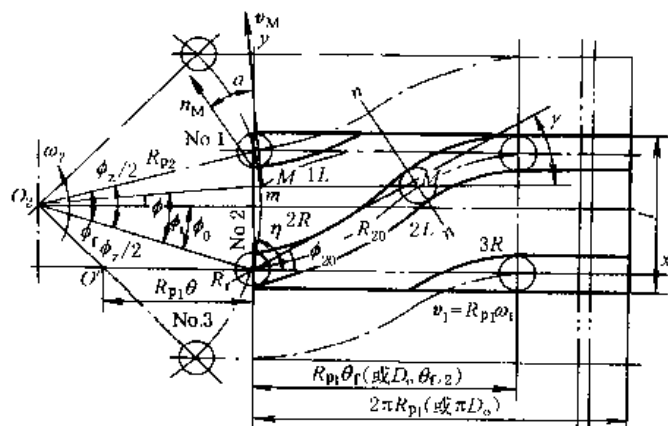


图 19-2-67 圆柱分度凸轮轮廓曲面展开为平面

图 19-2-68 凸轮理论廓线与工作廓线间的关系

表 19-2-58 圆柱分度凸轮轮廓曲面展开为平面矩形时的设计计算

项 目	计 算 公 式 与 说 明			
凸轮分度期的矩形	长度 = $R_{p1}\theta_f$, 宽度 = l 式中 R_{p1} —— 凸轮节圆半径; θ_f —— 凸轮分度期转角; l —— 凸轮宽度			
转盘角位置 ϕ	$\phi = \phi_0 - p\phi_f$ 式中 p —— 旋向系数, 右旋 $p = -1$; ϕ_f —— 转盘分度期角位移; ϕ_0 —— 滚子起始位置角; ϕ_s —— 滚子中心角			
	滚子代号	No. 1	No. 2	No. 3
	ϕ_0	$-p\phi_f/2$	$p\phi_f/2$	$p\phi_f/2$
与 No. 2 滚子啮合的凸轮理论廓线方程式	由矢量多边形, $OO_2M'M$ 得极坐标方程式 $R_{20} = (m^2 + R_{p1}^2\theta^2 + 2mR_{p1}\theta \cos\eta)^{1/2}, \Phi_{20} = \arctan\left(\frac{m \sin\eta}{m \cos\eta + R_{p1}\theta}\right)$ 直角坐标方程式 $x_{20} = R_{20}\cos\Phi_{20}, y_{20} = R_{20}\sin\Phi_{20}$ $m = \sqrt{2R_{p2}^2[1 - \cos(\phi + \phi_f/2)]} \quad \eta = \arctan\left[\frac{\sin\phi + \sin(\phi_f/2)}{\cos\phi - \cos(\phi_f/2)}\right]$ 式中 θ —— 凸轮角位移; ϕ_f —— 转盘分度期转角; R_{p2} —— 转盘节圆半径			
凸轮理论廓线的切线倾角 γ	$\gamma = \arctan\left[\frac{(\omega_2 \cos\phi / \omega_1)}{(R_{p1}/R_{p2}) - (\omega_1 \sin\phi / \omega_1)}\right]$			
压力角 α	$\alpha = \gamma - \phi$			
转盘分度期中点的最大压力角 α_{max}	$\alpha_{max} = \arctan[(R_{p2}/R_{p1})(\omega_2/\omega_1)_{max}]$			

项 目	计 算 公 式 与 说 明
凸轮工作廓线 2L、2R 的方程式(图 19-2-68)	$R_{2L} = [(R_{20}^2 + R_r^2 + 2R_{20}R_r \sin(\gamma - \Phi_{20}))]^{1/2} \quad R_{2R} = [(R_{20}^2 + R_r^2 - 2R_{20}R_r \sin(\gamma - \Phi_{20}))]^{1/2}$ $\Phi_{2L} = \arctan\left(\frac{R_{20}\sin\Phi_{20} - R_r\cos\gamma}{R_{20}\cos\Phi_{20} + R_r\sin\gamma}\right) \quad \Phi_{2R} = \arctan\left(\frac{R_{20}\sin\Phi_{20} + R_r\cos\gamma}{R_{20}\cos\Phi_{20} - R_r\sin\gamma}\right)$ $x_{2L} = R_{2L}\cos\Phi_{2L} \quad y_{2L} = R_{2L}\sin\Phi_{2L} \quad x_{2R} = R_{2R}\cos\Phi_{2R} \quad y_{2R} = R_{2R}\sin\Phi_{2R}$ 式中 R_r —— 滚子半径
与 No.1 和 No.3 滚子啮合的凸轮理论廓线和工作廓线 1L 和 3R 的方程式	将上述公式中 No.2 滚子的起始位置角 ϕ_0 分别用 No.1 和 No.3 的相应值代入即可求得。受凸轮宽度 l 的限制,只需计算在 l 范围内的 y 值
凸轮按外圆直径 D_0 展开时的各值	将上述公式中的 R_{pi} 均以 $D_0/2$ 代替即可求得

4.4 共轭(平行)分度凸轮机构

4.4.1 基本结构和工作原理

共轭分度凸轮机构用于两平行轴间的间歇分度步进传动。主动凸轮 1 由前后(或上、下)两片盘形凸轮组成。这两片凸轮在制造时廓线形状完全相同,安装时,使前后两片成镜像对称错开一定相位角安装,故称为共轭分度凸轮机构,见图 19-2-69 实线与虚线所示。从动转盘 2 的前后两端面上也各装有几个径向均匀分布的滚子(图 19-2-69 中装在后侧端面上的滚子用虚线表示)。当凸轮旋转时,其前后两侧的廓线分别与相应的滚子接触,相继推动转盘分度转位或抵住滚子起限位作用。当凸轮转到其圆弧形廓线与滚子接触时,转盘停止不动。由于机构工作时是由两片凸轮按设计要求同时控制从动转盘的运动,因此凸轮与滚子之间能保持良好的形封闭,不必附加弹簧等其他装置就能获得较好的几何锁合。当然,对凸轮的加工精度和安装要求也较高。

共轭分度凸轮机构主要有两种类型。

(1) 单头型

转盘每次转位,转过一个滚子圆心角,例如图 19-2-69a 所示,头数 $H=1$,滚子数 $Z=8$,则转盘每次分度期转位角 $\phi_f = \frac{2\pi H}{Z} = \frac{\pi}{4}$ 。这种型式的机构,凸轮每转半圈,转盘分度一次。

(2) 多头型

转盘每次转位,转过多个滚子圆心角,图 19-2-69b 所示, $H=2$, $Z=8$, $\phi_f = \pi/2$; 图 19-2-69c 所示, $H=4$, $Z=4$, $\phi_f = 2\pi$ 。多头式的机构,凸轮每转一圈,转盘分度一次。

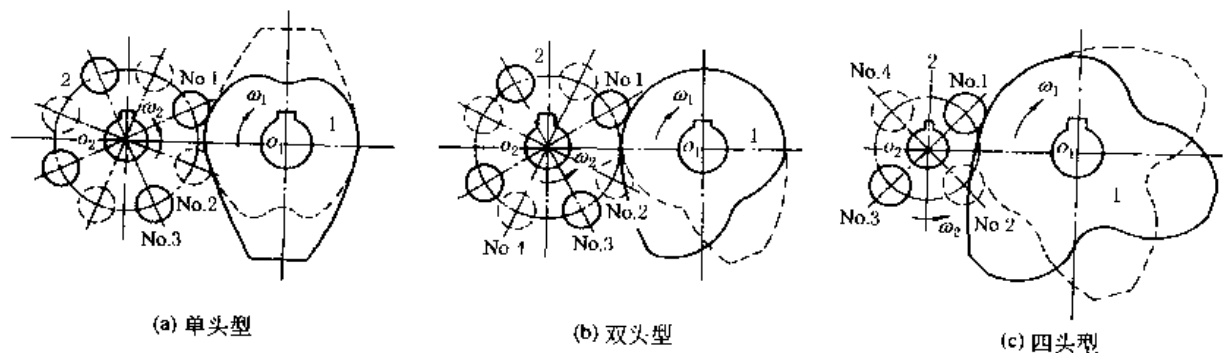


图 19-2-69 共轭分度凸轮机构的主要类型

4.4.2 共轭分度凸轮机构的主要运动参数和几何尺寸

表 19-2-59 和表 19-2-60 列出了共轭盘形分度凸轮机构的主要运动参数和几何尺寸的设计计算方法,并附有实

例计算。

例 印刷机送纸装置中的共轭盘形分度凸轮机构, 已知设计条件: 凸轮转速 $n = 100\text{r}/\text{min}$, 连续旋转, 从动转盘需四工位, 中心距 $C = 100\text{mm}$ 。

表 19-2-59 共轭盘形分度凸轮机构的主要运动参数及实例计算

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
凸轮角速度 ω_1/s^{-1}	$\omega_1 = \pi n/30$	$\omega_1 = 10\pi/3 (\text{s}^{-1})$
转盘分度数 I	I 为转盘每转一周中的停歇次数, 常用值见表 19-2-60	按设计要求的工位数选定 $I = 4$
头数 H	常用值见表 19-2-60	选用 $H = 2$
转盘滚子数 z	$z = HI$, 常用值见表 19-2-60	$z = HI = 2 \times 4 = 8$
凸轮分度期转角 $\theta_f/(\circ)$	常用值见表 19-2-60	选用 $\theta_f = 180^\circ$
凸轮停歇期转角 $\theta_d/(\circ)$	单头 $H = 1$ 时, $\theta_d = 180^\circ - \theta_f$ 多头 $H \geq 2$ 时, $\theta_d = 360^\circ - \theta_f$	$\theta_d = 360^\circ - 180^\circ = 180^\circ$
凸轮角位移 $\theta/(\circ)$	以凸轮分度期开始处作为 $\theta = 0$	
分度期时间 t_f/s	$t_f = \theta_f/\omega_1$	$t_f = \frac{\pi}{(10\pi/3)} = 0.3(\text{s})$
停歇期时间 t_d/s	$t_d = \theta_d/\omega_1$, 此式仅适用凸轮连续旋转时	$t_d = \frac{\pi}{(10\pi/3)} = 0.3(\text{s})$
转盘分度期转位角 $\phi_f/(\circ)$	$\phi_f = 360^\circ/I$	$\phi_f = 360^\circ/4 = 90^\circ$
转盘分度期运动规律	常用的有正弦加速度, 改进正弦加速度, 改进梯形加速度, 改进等速等运动规律	选用改进正弦加速度运动规律
转盘分度期角位移 $\phi_f/(\circ)$	$\phi_f = S\phi_f$, S 为所选运动规律的无因次位移	$T = \theta/\theta_f = \theta/180^\circ$ $0 \leq T \leq 1/8 (0^\circ \leq \theta \leq 22.5^\circ)$ $\phi_f = \frac{90^\circ}{(\pi+4)} (\pi T - \frac{1}{4} \sin 4\pi T)$ $1/8 \leq T \leq 7/8 (22.5^\circ \leq \theta \leq 157.5^\circ)$ $\phi_f = \frac{90^\circ}{(\pi+4)} \left[2 + \pi T - \frac{9}{4} \sin \left(\frac{\pi+4\pi T}{3} \right) \right]$ $7/8 \leq T \leq 1 (157.5^\circ \leq \theta \leq 180^\circ)$ $\phi_f = \frac{90^\circ}{(\pi+4)} (4 + \pi T - \frac{1}{4} \sin 4\pi T)$
转盘分度期角速度 ω_2/s^{-1}	$\omega_2 = \phi_f V/t_f$, V 为所选运动规律的无因次速度	$\omega_2 = \frac{\pi}{0.6} V, T = \theta/180^\circ$ $0 \leq T \leq 1/8$ $\omega_2 = \frac{\pi^2}{0.6(\pi+4)} (1 - \cos 4\pi T)$ $1/8 \leq T \leq 7/8$ $\omega_2 = \frac{\pi^2}{0.6(\pi+4)} \left[1 - 3 \cos \left(\frac{\pi+4\pi T}{3} \right) \right]$ $7/8 \leq T \leq 1$ $\omega_2 = \frac{\pi^2}{0.6(\pi+4)} (1 - \cos 4\pi T)$

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
转盘与凸轮在分度期的最大角速比 $(\omega_2/\omega_1)_{\max}$	$(\omega_2/\omega_1)_{\max} = \phi_f V_{\max}/\theta_f$, V_{\max} 为所选运动规律的无因次速度最大值	$(\frac{\omega_2}{\omega_1})_{\max} = \frac{90}{180} \times 1.76 = 0.88$
动停比 k , 运动系数 τ	$k = t_f/t_d, \tau = t_f/(t_d + t_f)$	$k = 0.3/0.3 = 1, \tau = 0.5$

表 19-2-60

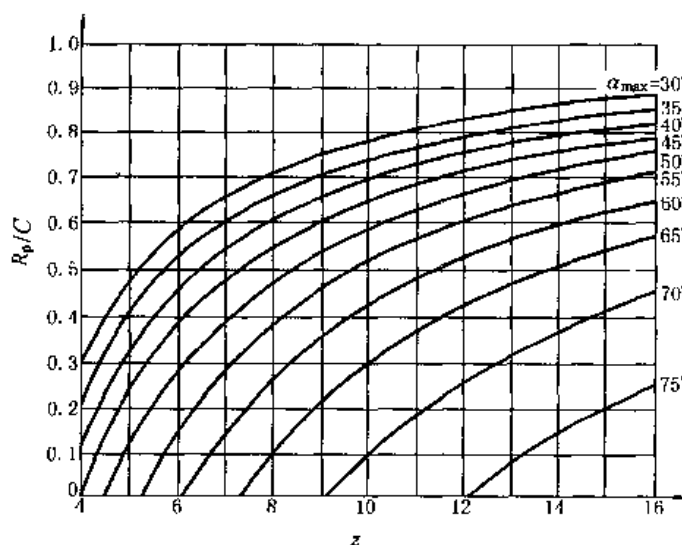
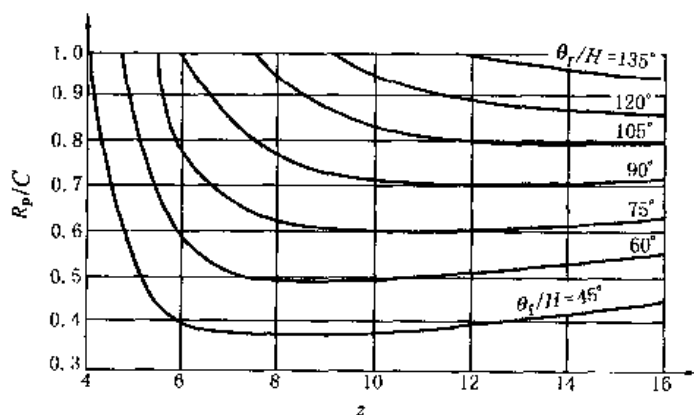
凸轮头数 H	1	2	3	4
转盘分度数 I	6, 8, 10, 12, 16	3, 4, 5, 6, 8	2, 4	1, 2, 3
滚子数 z	6, 8, 10, 12, 16	6, 8, 10, 12, 16	6, 12	4, 8, 12
凸轮分度期转角 $\theta_f/(\circ)$	60, 75, 90, 120, 150	90, 120, 150, 180, 210, 240, 270	180, 180, 210, 240, 270	180, 210, 240, 270

表 19-2-61 共轭盘形分度凸轮机构的主要几何尺寸及实例计算 (图 19-2-73)

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
转盘节圆半径 R_p/mm	1. 由图 19-2-70 按最大压力角 α_{\max} 选用 R_p/C , 一般 $\alpha_{\max} = 45^\circ \sim 60^\circ$	1 按 $\alpha_{\max} = 50^\circ$ 及 $Z = 8$ 由图 19-2-70 得 $R_p/C = 0.46$
	2. 按凸轮理论廓线的形成条件, 由图 19-2-71 验算 R_p/C 的最大允许值	2. 由 $Z = 8$ 及 $\theta_f/H = 180^\circ/2 = 90^\circ$, 按图 19-2-71 得 R_p/C 最大允许值为 0.77, 故知现选用的 $R_p/C = 0.46$ 合格
	3. 由图 19-2-72 检验凸轮理论廓线不发生曲线本身自交现象的 R_p/C 最大允许值	3. 由 $I = 4$ 及 $\theta_f = 180^\circ$, 按图 19-2-72 得 R_p/C 最大允许值为 0.57, 故知现选用的 $R_p/C = 0.46$ 合格
凸轮的基圆半径 R_b/mm	R_b 是凸轮轴心到其理论廓线间的最短向径, $R_b = C - R_p$	$R_b = 100 - 46 = 54(\text{mm})$
转盘的基准起始位置角 $\phi_{10}/(\circ)$	$\phi_{10} = 180^\circ/Z$	$\phi_{10} = 180^\circ/8 = 22.5^\circ$
凸轮的基准起始向径 R_{10}/mm	$R_{10} = (C^2 + R_p^2 - 2CR_p \cos \phi_{10})^{1/2}$	$R_{10} = (100^2 + 46^2 - 2 \times 100 \times 46 \cos 22.5^\circ) = 60.14(\text{mm})$
凸轮的基准起始位置角 $\theta_{10}/(\circ)$	$\theta_{10} = \arcsin(R_p \sin \phi_{10}/R_{10})$	$\theta_{10} = \arcsin(46 \sin 22.5^\circ/60.14) = 17.021^\circ$
滚子中心角 $\phi_z/(\circ)$	$\phi_z = 360^\circ/Z$	$\phi_z = 360^\circ/8 = 45^\circ$
滚子半径 R_r/mm	$R_r \leq (0.4 \sim 0.6) R_p \sin(\phi_z/2)$	$R_r \leq (0.4 \sim 0.6) 46 \sin 22.5^\circ \leq 7 \sim 11$ 取 $R_r = 10\text{mm}$
滚子宽度 b/mm	$b = (1.0 \sim 1.4) R_r$	$b = (1.0 \sim 1.4) \times 10 = 10 \sim 14$ 取 $b = 12\text{mm}$

续表

项 目	计算公式与说明	实 例 计 算
安装相位角 $\theta_p/(\circ)$	θ_p 是前后两片凸轮两条基准起始向径间的夹角 单头 $H=1: \theta_p = 180^\circ - \theta_1 - 2\theta_{10}$ 多头 $H \geq 2: \theta_p = 360^\circ - \theta_1 - 2\theta_{10}$	$\theta_p = 360^\circ - 180^\circ - 2 \times 17.021^\circ$ $= 145.958^\circ$
No. n 滚子中心 F_{n0} 的起始位置角 $\phi_{n0}/(\circ)$	$\phi_{n0} = 360^\circ(1.5 - n)/Z$ 式中 n 为滚子代号, n 为奇数指装在转盘前侧的滚子, n 为偶数指装在后侧的滚子	$\phi_{30} = 360^\circ \times (1.5 - 3)/8 = -67.5^\circ$
No. n 滚子中心与 O_1 间的距离 R_{n0}/mm	$R_{n0} = (R_p^2 + C^2 - 2R_p C \cos \phi_{n0})^{1/2}$	$R_{30} = 46^2 + 100^2 - 2 \times 46 \times 100 \cos(-67.5^\circ)^{1/2}$ $= 92.71(\text{mm})$
$F_{n0}O_1$ 与 O_2O_1 间夹角 θ_{n0}	$\theta_{n0} = \arcsin\left(\frac{R_p \sin \phi_{n0}}{R_{n0}}\right)$	$\theta_{30} = \arcsin\left[\frac{46 \sin(-67.5^\circ)}{92.71}\right]$ $= -27.284^\circ$

图 19-2-70 检验最大压力角 α_{\max} 用的曲线图 19-2-71 能形成凸轮理论廓线的最大 R_p/C 和最小 θ_1

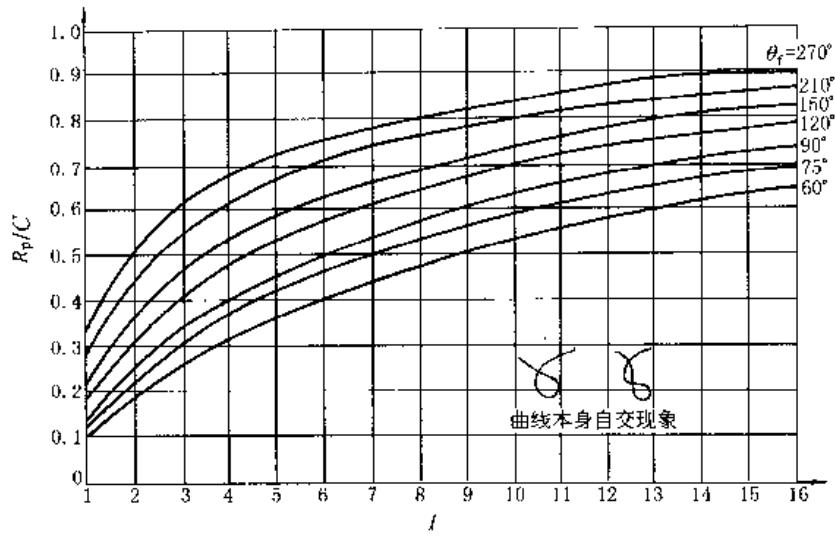


图 19-2-72 凸轮理论廓线不产生自交现象的最大 R_p/C 和最小 θ_1
(适用于改进正弦加速度、改进梯形加速度和 3-4-5 多项式)

4.4.3 用作图法绘制凸轮的理论廓线和工作廓线

为了建立直观的凸轮廓线几何图形，看出各段廓线交汇处所在的区间，以使用计算机精确设计凸轮廓线时的优化计算，设计时应先用作图法绘制凸轮轮廓，作图时的分点以保证画出几个关键位置为宜。表 19-2-62 和图 19-2-73 是根据 4.4.2 节中例及表 19-2-61 和表 19-2-60 所得实例计算结果进行作图的方法和步骤。

表 19-2-62 共轭盘形分度凸轮廓线设计的作图法

步 骤	计算公式、数据和作图方法																								
1. 作出机构的中心距、转盘节圆和凸轮基圆	中心距 $C = 100\text{mm}$ ，转盘节圆半径 $R_p = 46\text{mm}$ ，凸轮基圆半径 $R_b = 54\text{mm}$ ，此二圆相切																								
2. 定出前、后侧凸轮理论廓线的起始点 A_0, B	由 $\angle O_1 O_2 A_0 = \phi_{10} = 22.5^\circ$ 和 $O_2 A_0 = R_p = 46\text{mm}$ ，定出 F_{10}, A_0 与 F_{10} 重合。由 $\angle A_0 O_2 B_0 = \phi_2 = 45^\circ$ 和 R_p 定出 F_{20}, B_0 与 F_{20} 重合																								
3. 定出 No.1 ~ No.8 各滚子的中心 $F_{10}, F_{20}, \dots, F_{80}$	由 $O_2 F_{10}$ 起逆 ω_2 方向依次取 ϕ_i ，在转盘节圆上得 F_{20}, F_{30}, F_{40} ，No.5 ~ No.8 滚子中心未在图上画出																								
4. 作反转圆，定出转盘轴心 O_2 的相应反转位置 $O_{21}, O_{22}, \dots, O_{26}$	以 O_1 为中心， C 为半径作反转圆。图中将 $\theta_1 = 180^\circ$ 分成六等分，每个分角 $\theta_i = 30^\circ$ ，逆 ω_1 方向在反转圆上定出 $O_{21}, O_{22}, \dots, O_{26}$																								
5. 将 No.1 滚子中心按选定的运动规律将分度期转角 ϕ_1 分成相应的角位置 $\phi_{10}, \phi_{11}, \dots, \phi_{16}$ 和分点 $F_{10}, F_{11}, \dots, F_{16}$	按选定的改进正弦加速度运动规律，得七个分点及其角位置如下表： <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th>滚子中心位置</th> <th>F_{10}</th> <th>F_{11}</th> <th>F_{12}</th> <th>F_{13}</th> <th>F_{14}</th> <th>F_{15}</th> <th>F_{16}</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>位置角 / ($^\circ$)</td> <td>ϕ_{10}</td> <td>ϕ_{11}</td> <td>ϕ_{12}</td> <td>ϕ_{13}</td> <td>ϕ_{14}</td> <td>ϕ_{15}</td> <td>ϕ_{16}</td> </tr> <tr> <td></td> <td>22.5</td> <td>26.379</td> <td>42.675</td> <td>67.5</td> <td>92.325</td> <td>108.622</td> <td>112.5</td> </tr> </tbody> </table>	滚子中心位置	F_{10}	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{14}	F_{15}	F_{16}	位置角 / ($^\circ$)	ϕ_{10}	ϕ_{11}	ϕ_{12}	ϕ_{13}	ϕ_{14}	ϕ_{15}	ϕ_{16}		22.5	26.379	42.675	67.5	92.325	108.622	112.5
滚子中心位置	F_{10}	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{14}	F_{15}	F_{16}																		
位置角 / ($^\circ$)	ϕ_{10}	ϕ_{11}	ϕ_{12}	ϕ_{13}	ϕ_{14}	ϕ_{15}	ϕ_{16}																		
	22.5	26.379	42.675	67.5	92.325	108.622	112.5																		

步 骤	计算公式、数据和作图方法
6. 作出前端面凸轮理论廓线	<p>从 $O_{21}O_1$ 起由 ϕ_{11} 和 R_p 定出 A_1 点, 由 $O_{21}A_1$ 起逆 ω_2 出 ϕ_2 和 R_p 依次定出 B_1、D_1 和 E_1。同理从 $O_{22}O_1$ 起由 ϕ_{12} 和 R_p 定出 A_2, 由 $O_{22}A_2$ 起逆 ω_2 由 ϕ_2 和 R_p 依次定出 B_2、D_2 和 E_2, 依此类推, 定出 A_3、B_3、D_3、E_3、\dots、A_6、B_6、D_6、E_6。把 A_0、A_1、\dots、A_5、A_6 和 D_0、D_1、\dots、D_5、D_6 分别连成曲线, 两曲线交于 C 点, 则前端面凸轮理论廓线即为 $A_0A_1A_2GD_3D_4D_5D_6A_0$, 其中 $\widehat{D_6A_0}$ 为以 O_1 为中心, R_{10} 为半径的圆弧</p>
7. 作出后端面凸轮理论廓线	<p>把上述定出的 B_0、B_1、\dots、B_5、B_6 和 E_0、E_1、\dots、E_5、E_6 分别连成曲线, 两曲线交于 H 点, 则后端面凸轮理论廓线即为 $B_0B_1B_2B_3B_4HE_5E_6B_0$, 其中 $\widehat{E_6B_0}$ 为以 O_1 为中心, $R_{20} (= R_{10})$ 为半径的圆弧</p>
8. 作凸轮的工作廓线	<p>在理论廓线上分别以滚子半径 $R_r = 10\text{mm}$ 作圆, 其包络线即凸轮工作廓线, 图中前端面用实线表示, 后端面用虚线表示</p>

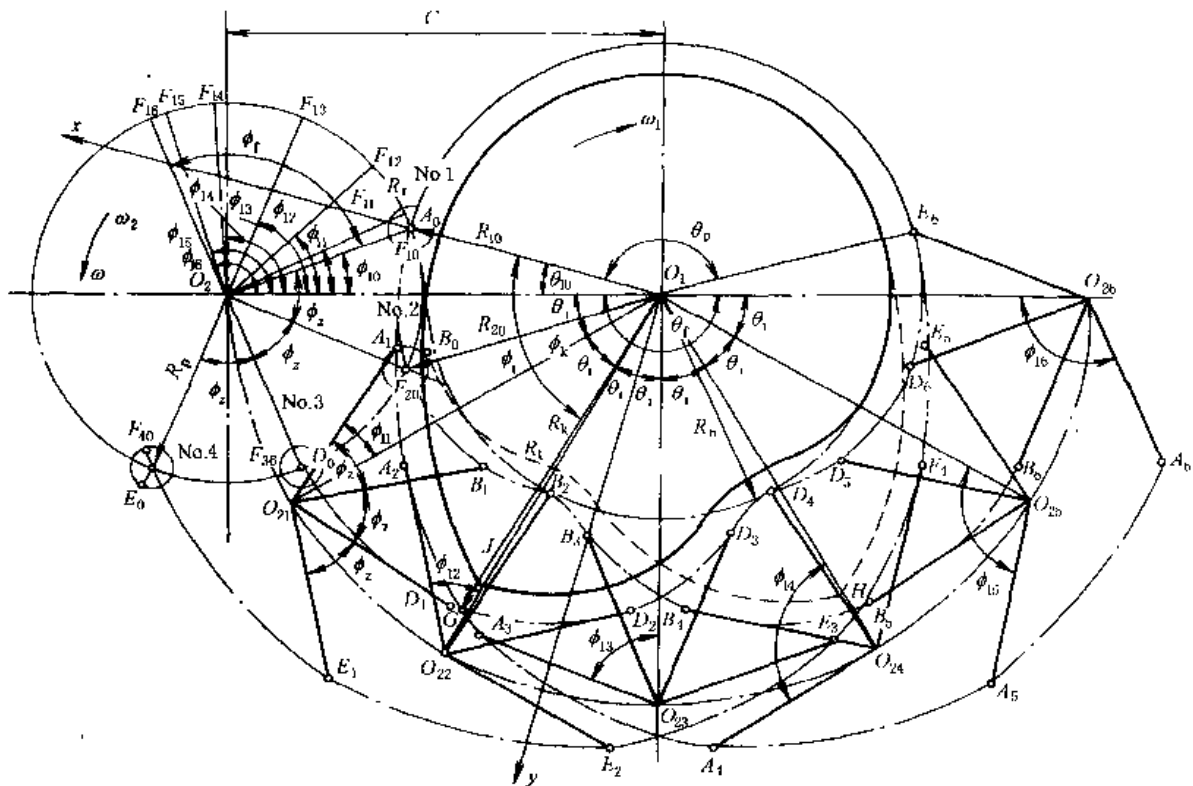


图 19-2-73 用作图法绘制共轭盘形分度凸轮的轮廓

4.4.4 共轭盘形分度凸轮机构凸轮廓线的解析法计算

表 19-2-63 和图 19-2-74、图 19-2-75 列出了解析法计算的步骤和公式, 表 19-2-64 是根据 4.4.2 节例求出的凸轮廓线坐标值, 图 19-2-76 给出了凸轮和转盘滚子在一个循环中的工作情况。

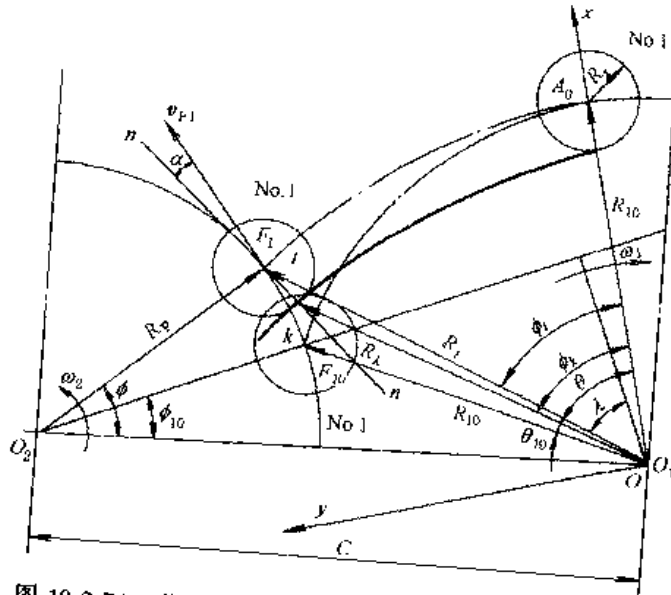


图 19-2-74 共轭盘形分度凸轮的理论廓线和工作廓线

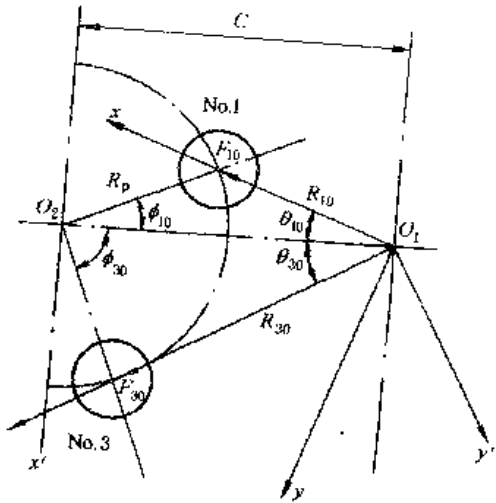


图 19-2-75 No.1 滚子和 No.3 滚子的坐标变换

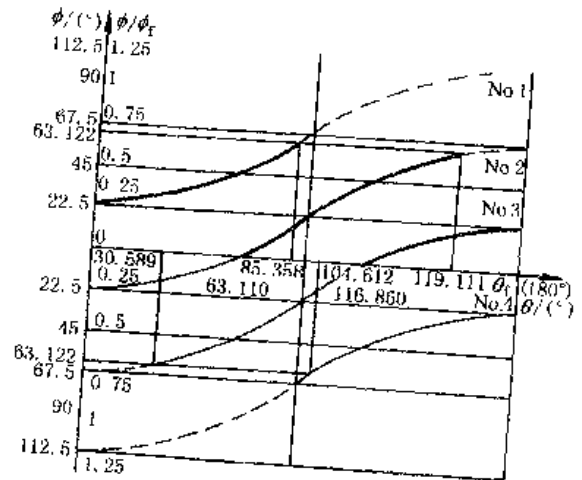


图 19-2-76 凸轮和转盘滚子的工作情况
粗实线—滚子受凸轮推动阶段；细实线—凸轮抵住滚子的限位阶段；虚线—滚子未与凸轮接触

表 19-2-63

共轭盘形分度凸轮廓线设计的解析法

步 骤	计 算 公 式 与 说 明
1. 在凸轮上建立动坐标系	右手直角坐标系 Oxy 的原点 O 与凸轮轴心 O_1 重合, O_1x 与凸轮的基准起始向径 O_1A_0 重合。如 ω_1 为逆时针方向转, 则 Oxy 应取左手直角坐标系, 则下列公式均适用, 而算出的极坐标值均逆 ω_1 转向度量

步 骤	计 算 公 式 与 说 明
2. 求与 No.1 滚子中心相啮合的凸轮理论廓线方程式	<p>图 19-2-74 表示凸轮已从其基准起始位置角 θ_{10} 处顺 ω_1 转过 θ, 转盘上 No.1 滚子已从其基准起始位置角 ϕ_{10} 处顺 ω_2 转过 $\phi - \phi_{10}$, 滚子中心由 F_{10} 转到 F_1, 凸轮理论廓线上 t 点的方程式为:</p> <p>直角坐标:</p> $x_t = R_p \sin(\theta + \phi - \phi_{10} - \lambda) - C \sin(\theta - \phi_{10} - \lambda)$ $y_t = -R_p \cos(\theta + \phi - \phi_{10} - \lambda) + C \cos(\theta - \phi_{10} - \lambda)$ <p>极坐标:</p> $R_t = (x_t^2 + y_t^2)^{1/2}$ $\Phi_t = \arctan(y_t/x_t) \text{ (当 } x_t > 0, y_t > 0 \text{ 时)}$ <p>或</p> $\Phi_t = 180^\circ + \arctan(y_t/x_t) \text{ (当 } x_t < 0 \text{ 时)}$ <p>或</p> $\Phi_t = 360^\circ + \arctan(y_t/x_t) \text{ (当 } x_t > 0, y_t < 0 \text{ 时)}$ <p>式中 θ —— 凸轮转角, 由 O_1x 起逆时针向量度 Φ_t —— 凸轮理论廓线的向径角, 由 O_1x 起逆时针向量度 ϕ —— 转盘上 No.1 滚子的位置角, $\phi = \phi_{10} + \phi_1$, 由 O_2O_1 起逆时针向量度 λ —— 计算用辅助角</p> $\lambda = \arctan\left(\frac{C \cos \phi_{10} - R_p}{C \sin \phi_{10}}\right)$
3. 求与 No.1 滚子相啮合的凸轮工作廓线方程式	<p>凸轮工作廓线上 k 点的方程式为:</p> <p>直角坐标:</p> $x_k = x_t - R_p \cos(\theta + \phi - \phi_{10} - \lambda + \alpha)$ $y_k = y_t - R_p \sin(\theta + \phi - \phi_{10} - \lambda + \alpha)$ <p>极坐标:</p> $R_k = (x_k^2 + y_k^2)^{1/2}$ $\Phi_k = \arctan(y_k/x_k) \text{ (当 } x_k > 0, y_k > 0 \text{ 时)}$ <p>或</p> $\Phi_k = 180^\circ + \arctan(y_k/x_k) \text{ (当 } x_k < 0 \text{ 时)}$ <p>或</p> $\Phi_k = 360^\circ + \arctan(y_k/x_k) \text{ (当 } x_k > 0, y_k < 0 \text{ 时)}$ <p>式中 Φ_k —— 凸轮工作廓线的向径角, 由 O_1x 起逆时针向量度 α —— 压力角的计算值, 按下式计算, 可大于或小于 90°</p> $\alpha = \arctan\left\{\frac{C \cos \phi - R_p[1 + (\omega_2/\omega_1)]}{C \sin \phi}\right\}$
4. 求与 No.3 滚子相啮合的凸轮理论廓线和工作廓线方程式	<p>(1) 在凸轮上建立辅助动坐标系 $O_1x'y'$ (图 19-2-75), O_1x' 与 No.3 滚子中心的起始位置 F_{30} 和 O_1 的连线重合</p> <p>(2) 将上述公式中所有 ϕ_{10} 均用 ϕ_{30} 代替后, 求出 x'_t, y'_t 和 x'_k, y'_k</p> <p>(3) 将 x' 和 y' 用下列坐标变换公式演化为在 O_1xy 坐标系中的 x_t, y_t 和 x_k, y_k</p> $x = x' \cos(\theta_{10} - \theta_{30}) - y' \sin(\theta_{10} - \theta_{30})$ $y = x' \sin(\theta_{10} - \theta_{30}) + y' \cos(\theta_{10} - \theta_{30})$

表 19-2-64

与 No.1、No.3 滚子相啮合的凸轮理论廓线和工作廓线

凸轮转角 $\theta/(^\circ)$	滚子的起始位置角 $\phi_{10}, \phi_{30}/(^\circ)$	滚子的角位移 $\phi_1/(^\circ)$	滚子的角位置 $\phi/(^\circ)$ $\phi = \phi_{10} + \phi_1$ $\phi = \phi_{30} + \phi_1$	凸轮的理论廓线				凸轮的工作廓线			
				直角坐标		极坐标		直角坐标		极坐标	
				x_t/mm	y_t/mm	R_t/mm	$\Phi_t/(^\circ)$	x_k/mm	y_k/mm	R_k/mm	$\Phi_k/(^\circ)$
0	ϕ_{10} :	0	22.5	60.14	0	60.14	0	50.14	0	50.14	0
30	22.5	3.878	26.378	55.03	29.08	62.24	27.852	45.41	26.36	52.50	30.130
60		20.175	42.675	45.25	52.49	73.16	51.794	36.17	53.30	64.41	55.838
83.243 ^①		39.074	61.574	25.89	84.06	87.96	72.883	19.22	76.61	78.98	75.913
85.358 ^②		40.922	63.422	23.16	86.39	89.44	74.995	16.85	78.63	80.42	77.907

凸轮转角 $\theta/(^\circ)$	滚子的起 始位置角 $\phi_{10}, \phi_{30}/(^\circ)$	滚子的角 位移 $\phi/(^\circ)$	滚子的角 位置 $\phi/(^\circ)$ $\phi = \phi_{10} + \phi,$ $\phi = \phi_{30} + \phi,$	凸轮的理論廓线				凸轮的工作廓线			
				直角坐标		极坐标		直角坐标		极坐标	
				x_i/mm	y_i/mm	R_i/mm	$\Phi_i/(^\circ)$	x_k/mm	y_k/mm	R_k/mm	$\Phi_k/(^\circ)$
30.589 ^②	ϕ_{30}	4.078	-63.422	23.16	86.39	89.44	74.995	22.28	76.43	79.61	73.746
32.900 ^①	-67.5	4.912	-62.588	19.50	86.60	88.77	77.308	19.22	76.61	78.98	75.913
60		20.175	-47.325	-17.50	74.66	76.68	103.192	-11.25	66.85	67.79	99.560
180		90	22.5	60.14	0	60.14	180	-50.14	0	50.14	180

①为工作廓线的交点。②为理論廓线的交点。

注： θ 的计算步长 1° ，求两条曲线交点时计算步长为 0.001° 。

4.4.5 共轭(平行)凸轮分度箱

表 19-2-65 为国内工厂系列生产的平行分度凸轮箱的若干数据，供设计、选用时参考。选用时需按分度数 and 动程角与生产厂具体联系确定尺寸。

表 19-2-65

长度/mm; 转矩/N·m

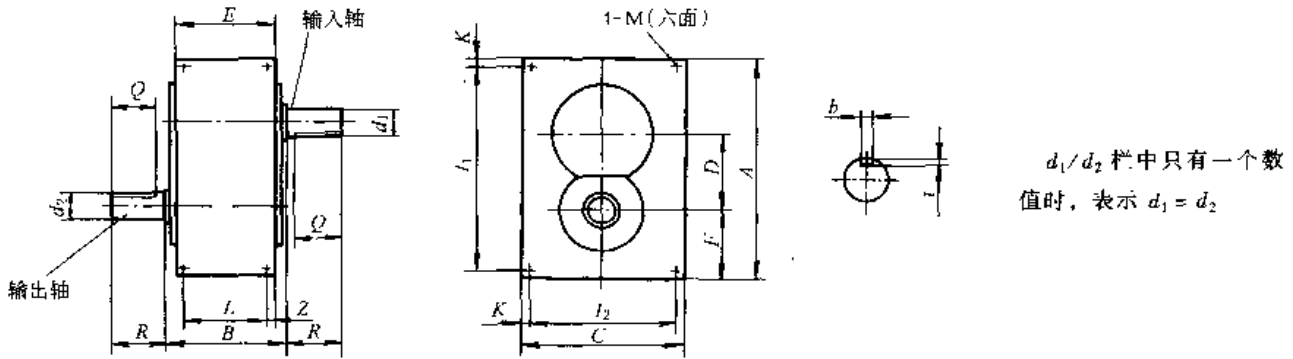
规格 尺寸	长度/mm; 转矩/N·m							
	50	65	80	100	125	160	200	250
A	155	190	230	285	350	450	555	690
B	90	110	120	140	170	200	240	280
C	110	130	160	200	240	310	390	480
D	50	65	80	100	125	160	200	250
E	55	65	80	100	120	155	190	240
F	50	60	70	85	105	135	165	200
P	35	35	45	52	52	70	90	110
Q	38	42	50	60	60	80	110	130
R	40	45	55	65	65	85	115	135
d_1	16	20	25	30	30	45	50	55
d_2	20	25	30	35	35	50	55	60
S_1	16	20	25	30	35	45	60	70
S_2	20	25	30	35	40	50	65	75
a_1	6	6	8	8	8	14	14	16
a_2	6	6	8	8	10	14	18	20
I_1	125	150	180	225	280	350	445	540
K_1	15	20	25	30	35	45	55	75
I_2	94	110	140	170	200	270	340	420
K_2	8	10	10	15	20	20	25	30
J_1	70	70	70	80	100	130	150	180
N_1	10	20	25	30	35	35	45	50
I_1	135	170	206	255	310	390	485	590
Z_1	10	10	12	15	20	30	35	50
L_2	70	90	96	110	130	160	190	230
Z_2	10	10	12	15	20	20	25	25
M	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16	M20
d	7	9	11	11	14	14	18	22

表中规格数值为尺寸 D 值，即机构轴距，机构规格大小以轴距定义
精度等级：高精级 $\leq \pm 15''$ ，精密级 $\leq \pm 30''$ ，普通级 $\leq \pm 50''$

动程角： $90^\circ \sim 330^\circ$ ；分度数：1~4, 6, 8

备注：生产厂家：浙江瑞安市力中传动机械有限公司，传真：(0577) 65560928

PT系列



规格	A	B	C	D	E	F	I_1	I_2	K	L	Z	R	d_1/d_2 (h6)	M	Q	b	t	静转矩 T_s	动转矩 T_d
PT50	155	95	120	50	67	50	125	90	15	40	14	20	16/17	M6	17	6	3.5	14 ~ 56	2 ~ 20
PT63	180	120	140	63	80	47	150	110	15	52	20	35	18	M8	32	6	3.5	23 ~ 63	4 ~ 51
PT80	222	128	160	80	84	58	186	124	18	54	22	50	25	M8	47	8	4	44 ~ 156	9 ~ 96
PT100	265	140	200	100	112	65	225	160	20	74	14	60	30	M10	55	8	4	78 ~ 355	18 ~ 158
PT125	330	170	250	125	128	75	280	200	25	80	21	80	40	M12	70	12	5	202 ~ 766	28 ~ 312
PT160	430	212	320	160	160	105	370	260	30	100	26	100	50	M18	90	14	5.5	444 ~ 1416	67 ~ 660
PT200	540	240	400	200	170	135	460	320	40	110	35	120	60	M20	110	18	7	756 ~ 2488	155 ~ 1170
PT250	656	270	500	250	194	166	556	400	50	116	38	150	75	M24	135	20	7.5	1408 ~ 5540	305 ~ 1740

备注：生产厂家：西安第一钟表机械厂，传真：029—8230248

5 棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构和针轮机构

5.1 棘轮机构

棘轮机构用于将摇杆的周期性摆动转换为棘轮的单向间歇转动，也常作为防逆转装置。

5.1.1 常用型式

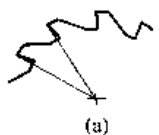
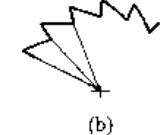
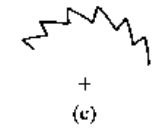
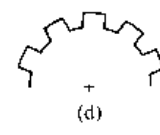
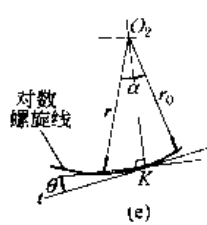
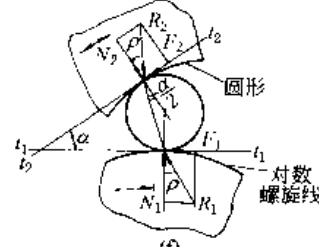
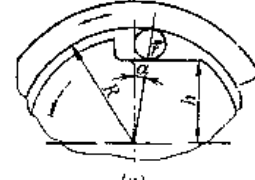
表 19-2-66

棘轮机构的常用型式

类别	齿 啮 式		摩 擦 式	
	外 接	内 接	外 接	内 接
简 图				
特 点	<ol style="list-style-type: none"> 1. 靠啮合传动，运动可靠 2. 棘轮转角只能有级调节 3. 噪声较大 4. 承载能力受棘齿的弯曲与挤压强度的限制 		<ol style="list-style-type: none"> 1. 靠摩擦力传动，运动不准确 2. 棘轮转角可无级调节 3. 噪声较小 4. 承载能力受工作面接触强度限制 5. 为增大摩擦力，可将棘轮截面做成梯形槽 	

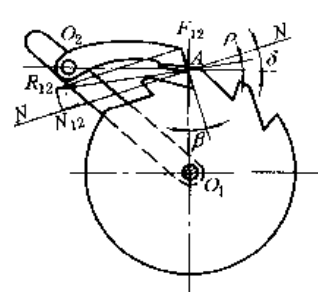
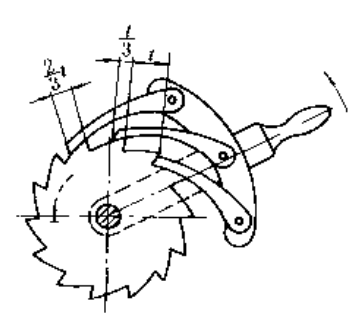
表 19-2-67

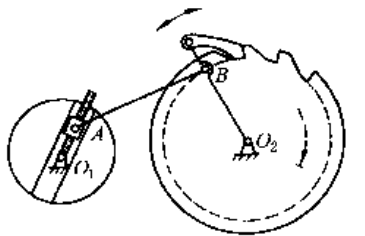
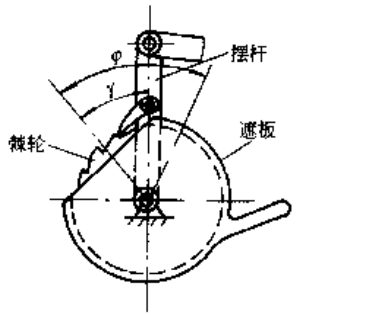
棘齿摩擦面的型式

类型	简图及特点			
齿 啮 式	 <p>(a)</p> <p>不对称梯形齿， 非径向锐角。 最常用，已标准化</p>	 <p>(b)</p> <p>直线形三角形 齿，径向锐角 用于小载荷</p>	 <p>(c)</p> <p>圆弧形三角形齿</p>	 <p>(d)</p> <p>对称形矩形齿， 用于双向驱动的 棘轮</p>
摩 擦 式	 <p>(e)</p> <p>棘轮为圆形，模块为对 数螺旋线型，方程为 $r = r_0 e^{\alpha \tan \theta}$ 当 α 较小时，对数螺 旋线可用圆弧代替 自锁条件：$\theta < \phi$ (ϕ 为 摩擦角)。钢-钢：$\theta \leq 6^\circ$</p>	 <p>(f)</p> <p>圆弧-对数螺旋线 取 $\alpha = 2.5^\circ \sim 8.5^\circ$</p>	 <p>(g)</p> <p>圆弧-直线 $h = (R - r) \cos \alpha$ 自锁条件：$\alpha < 2\rho$ (ρ 为 摩擦角)，一般 $\alpha < 7^\circ$</p>	

5.1.2 设计要点

表 19-2-68

类型	设计要点	
齿 啮 式	<p>轴心位置及齿形工作面位置的确定 (不计工作面间摩擦和齿工作面间摩擦)</p> 	<p>为使棘轮克服同样的阻力矩时棘爪工作面受力最小，应使 $O_2A \perp O_1A$ (A 为棘轮齿顶点) 及工作面沿径向线 O_1A ($\beta = 0$)。</p> <p>为使棘爪在工作载荷下，能自动啮入而不被推出，应使齿廓工作面在齿尖 A 点处的法线 NN 与 O_2A 间的夹角 δ 大于棘爪和棘轮工作面间的摩擦角 ρ，常取 $\rho = 15^\circ \sim 20^\circ$。即当外接时，法线 NN 应通过 O_1O_2 之间。若取 $O_2A \perp O_1A$，则 $\beta = \delta$；若取 $\beta = 0$，则 O_2 的位置应离开棘轮切线向外取，保证 $\delta > \rho$，当内接时，法线 NN 应在 O_1O_2 之外</p>
棘 轮 齿 数 z 的 选 取	棘轮齿数 z	由运动要求选定，在单向传动的制动装置中，由于载荷较大，一般取 $z = 6 \sim 30$ ；在轻载的进给机构中可取 $z \leq 250$
棘 爪 数 j 的 选 取	棘爪数 j	<p>般棘轮机构 $j = 1$；双动式棘轮机构 $j = 2$；</p> <p>当载荷较大，且棘轮尺寸受限，齿数 z 较少，摆杆摆角小于齿距角时，采用多爪棘轮机构，一般 $j \leq 3$，当 $j = 3$ 时，(如有图) 三个爪在齿面上相互错开 $\frac{4}{3}t$，摆杆摆动三次棘轮转过一个齿角</p> 

类型	设计要点	
齿啮式	<p>棘轮转角的调节</p> <p>改变摆杆的摆角。图示为改变曲柄摇杆机构中曲柄 O_1A 的长度来实现</p> 	<p>摆杆摆角 φ 不变时, 利用可调位遮板来改变遮齿的多少, 以调节棘轮转角 γ</p> 
材料	<p>棘轮: 45、40Cr, 45 ~ 50HRC; 轻载时用 HT150</p> <p>棘爪: 45、40Cr, 工作表面淬硬至 52 ~ 56HRC</p>	
摩擦式	<p>外接式</p> <p>如表 19-2-66 图 d, 为保持正常工作, 接触点 K 处的合力 R 作用线应通过 O_1、O_2 之间, 即 $\theta < \rho$ (θ 为扇形模块在接触处的升角, ρ 为摩擦角), 为增大摩擦力, 可将棘轮截面做成梯形槽</p> <p>内接式</p> <p>如表 19-2-67 图 f, 须满足 $\alpha \leq 2\rho$, α 过大易打滑, 过小不易脱开, 且外环及支承弹簧应有足够的刚度, 否则易打滑</p>	

注: 1. 齿啮式棘轮机构的参数选择, 尺寸计算、作图方法和强度计算见本手册第 9 篇。

2. 内接棘轮机构又称超越离合器, 见本手册第 5 篇。

5.2 槽轮机构

5.2.1 工作原理及型式

槽轮机构 (又称马尔他机构) 能把主动轴的单向匀速连续转动转换为从动轴的单向周期性间歇运动。常用于各种转位机构中。

槽轮机构的基本型式分为外接 (图 19-2-77)、内接 (表 19-2-69 图 b) 和球面槽轮机构 (表 19-2-72) 三类。外接槽轮机构的主、从动件转向相反, 槽轮的停歇时间较转位时间长。内接槽轮机构则相反。球面槽轮机构的转位时间恒等于停歇时间。

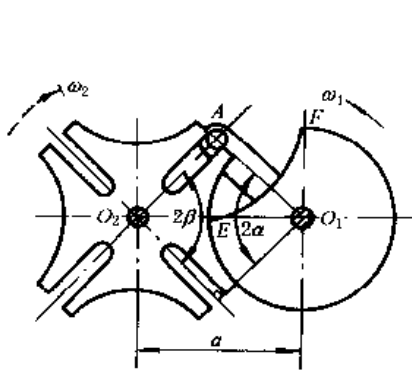
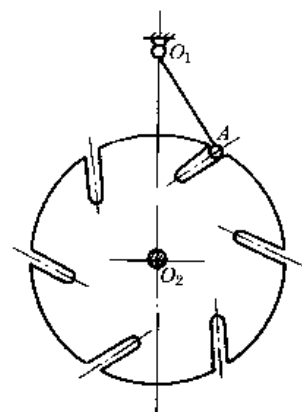
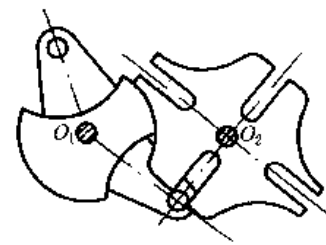


图 19-2-77



(a)



(b)

图 19-2-78

按槽的方位不同, 槽轮机构可分为以下两种。①径向槽的 (图 19-2-77, 表 19-2-69 图 b): 冲击小, 制造简便, 最为常用, 槽轮的动停时间比取决于槽数 z 。②非径向槽的 (图 19-2-78a): 在槽数不变的条件下, 可以用不

同的中心距 O_1O_2 与曲柄半径 r 的组合来获得不同的动停时间比, 但冲击较大。

按曲柄上圆销数的不同, 槽轮机构可分为以下两种。①单圆销的 (图 19-2-77): 曲柄转一圈, 槽轮完成一次间歇运动。②多圆销的 (图 19-2-78b): 曲柄转一圈, 槽轮完成多次间歇运动, 当各圆销不在同一圆周上或不均匀分布在同一圆周上时, 则每次间歇运动的动停时间比是不同的。

槽轮机构的定位方式有三种。①凹凸锁止弧定位 (图 19-2-77, 表 19-2-69 图 b): 结构简单、定位精度低。为提高定位精度应使锁止面间的配合间隙尽量小些, 并可附加其他精确定位装置。②定位槽定位 (图 19-2-78a)。③利用槽轮的径向槽和曲柄滑块机构 O_1BC 的滑块销 C 定位 (图 19-2-79b): 这时圆销 A 装在连杆 ABC 的右端。

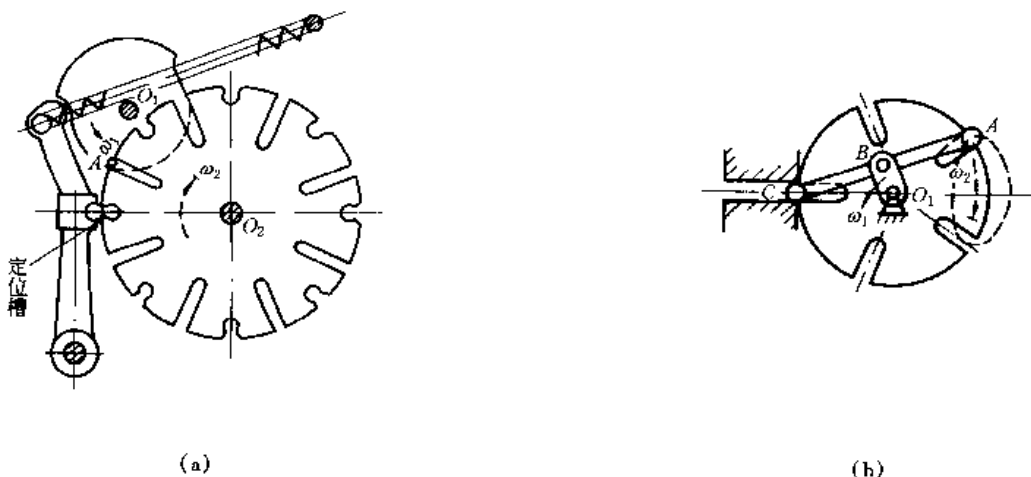


图 19-2-79

为了避免槽轮在启动和停歇瞬间发生冲击, 如图 19-2-77 所示销 A 应在 $O_1A \perp O_2A$ 时进入槽和退出槽, 这时曲柄上锁止凸弧的终点 E 和起点 F 应分别处于中心连线 O_1O_2 上。当销 A 刚脱离径向槽, 槽轮的凹弧就被曲柄上的凸弧锁住, 当销 A 刚进入径向槽, 锁止弧就脱开。

为了改善槽轮机构的动力性能, 提高转位速度, 可采用行星槽轮机构 (图 19-2-80、图 19-2-81), 它是行星轮系与槽轮机构的组合。圆销 A 偏心地装在行星轮上, 主动转臂 1 带着行星轮 3 绕太阳轮 O 作行星运动, 圆销 A 拨动槽轮 2 作间歇运动。行星轮 3 的绝对角速度方向与转臂角速度方向一致者称为正传动比行星槽轮机构 (图 19-2-80), 槽轮的槽数取 $z < 5$, 圆销 A 的运动轨迹为短幅外摆线。反之为负传动比行星槽轮机构 (图 19-2-81), 槽轮的槽数取 $z \geq 5$, 圆销 A 的运动轨迹为短幅内摆线, 其动力性能优于正传动比行星槽轮机构。

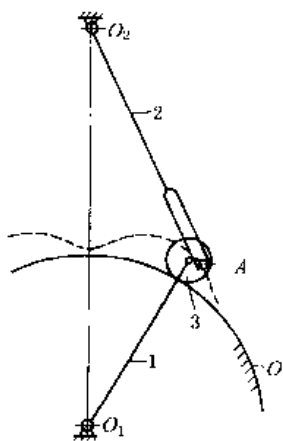


图 19-2-80

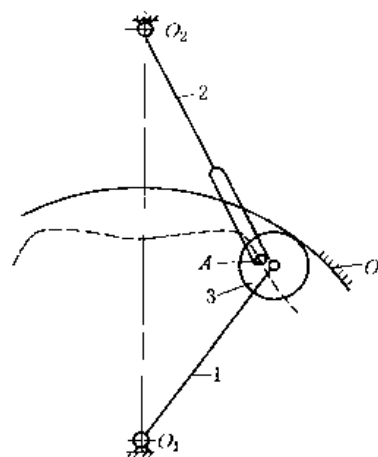


图 19-2-81

行星槽轮机构的特点是: ①槽轮在运动始末时的角加速度为零, 避免了软冲, 能提高转位速度, 且最大角加速度也小于普通槽轮机构; ②在不改变槽数的情况下, 采用修正的办法可只改变行星机构的传动比就能改变动停时间比 k , 从而使槽数 z 和动停时间比 k 这两个重要参数可以独立选择; ③槽深较小。

5.2.2 槽轮机构的几何尺寸和主要运动参数的计算 (均布径向槽)

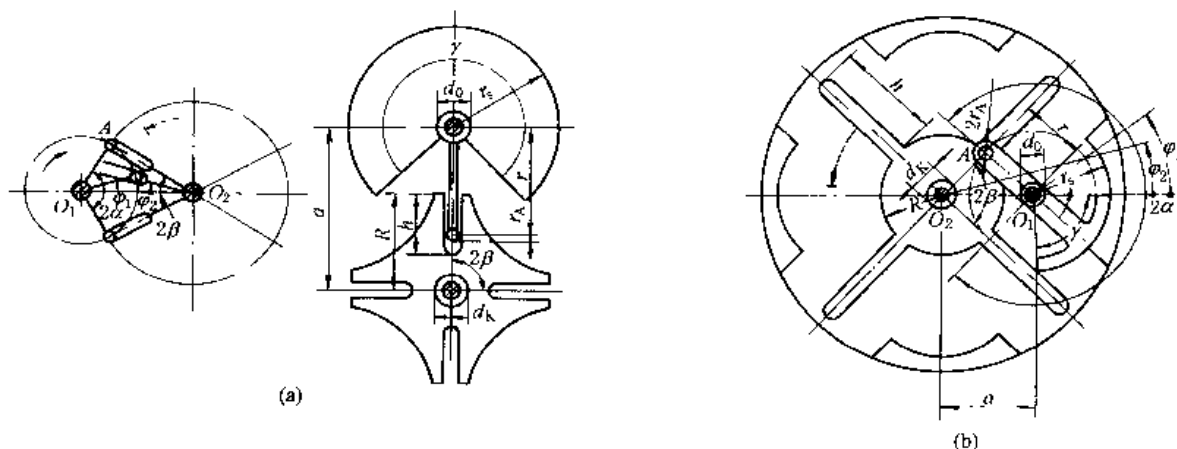
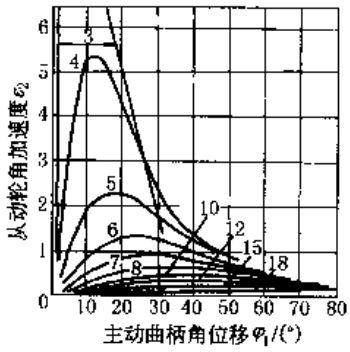
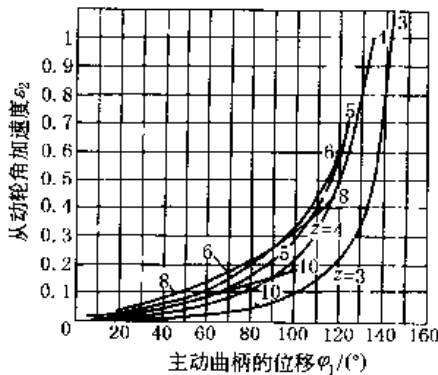


表 19-2-69

项 目	外接槽轮机构	内接槽轮机构
槽数 z	$3 \leq z \leq 18$, z 多时机构尺寸大, z 少时动力性能不好, 按工作要求全面考虑	
槽间角 2β	$2\beta = 360^\circ/z$, $\beta = 180^\circ/z$	
槽轮每次转位时曲柄的转角 2α	$2\alpha = 180^\circ - 2\beta = 180^\circ \left(1 - \frac{2}{z}\right)$	$2\alpha = 180^\circ + 2\beta = 180^\circ \left(1 + \frac{2}{z}\right)$
中心距 a	由结构条件选定	
曲柄相对长度 λ	$\lambda = \frac{r}{a} = \sin\beta$; $r = \lambda a$ 式中 r —— 曲柄长度	
槽轮相对半径 ζ	$\zeta = \frac{R}{a} = \cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2}$, $R = \zeta a$ 式中 R —— 槽轮名义半径	
锁止凸弧张角 γ	$\gamma = 360^\circ - 2\alpha$	
圆销半径 r_A	按结构条件选定, 使 $r_A \geq 0.175 p_{\max} E_d / b \sigma_{HP}^2$, 通常取 $r_A \approx r/6$ 式中 p_{\max} 、 b 和 E_d —— 分别为销与槽面间的正压力、接触宽度和综合弹性模量 σ_{HP} —— 销或槽面材料的许用接触应力	
相对槽深 $\frac{h - r_A}{a}$	$\frac{h - r_A}{a} > \lambda + \zeta - 1$	$\frac{h - r_A}{a} > 1 + \lambda - \zeta$
槽轮轮毂相对直径 $\frac{d_k + 2r_A}{a}$	$\frac{d_k + 2r_A}{a} < 2(1 - \lambda)$	按结构条件选定, 不受几何条件限制
曲柄轴轮毂相对直径 $\frac{d_0}{a}$	$\frac{d_0}{a} < 2(1 - \zeta)$	
锁止凸弧半径 r_s	$r_s < r - r_A$	$r_s > r + r_A$
圆销个数 j	j 个圆销沿同一圆周均布时: $j \leq 2z / (z - 2)$	$j = 1$
槽轮每次转位时间 t_d 与停歇时间 t_j 之比 k	j 个圆销沿同一圆周均布时: $k = \frac{t_d}{t_j} = \frac{z - 2}{2z - (z - 2)}$	$k = \frac{t_d}{t_j} = \frac{z + 2}{z - 2} > 1$

项 目	外接槽轮机构	内接槽轮机构
运动系数 τ	<p>j 个圆销沿同一圆周均布时:</p> $\tau = \frac{t_d}{t_d + t_j} = j \times \frac{z-2}{2z} < 1$	$\tau = \frac{z+2}{2z} < 1$
曲柄角位移 φ_1 与角速度 ω_1	<p>φ_1 由中心线 O_1O_2 度量, $\varphi_1 = \omega_1 t$, $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$ = 常数, 曲柄转速 $n_1 = \frac{(z \pm 2)}{z_1} \times 30r/min$, 式中 t_j ——由工作条件所决定的槽轮停歇时间, s; “-”号用于内接槽轮机构</p>	
槽轮角位移 φ_2	$\varphi_2 = \arctan \frac{r \sin \varphi_1}{a - r \cos \varphi_1} = \arctan \frac{\lambda \sin \varphi_1}{1 - \lambda \cos \varphi_1}$ <p>$0 < \varphi_1 < \alpha$</p>	$\varphi_2 = \arctan \frac{\lambda \sin \varphi_1}{1 + \lambda \cos \varphi_1}$ <p>$0 < \varphi_1 < \alpha$</p>
槽轮角速度 ω_2	$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2} \omega_1$	$\omega_2 = \frac{\lambda (\cos \varphi_1 + \lambda)}{1 + 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2} \omega_1$
槽轮角加速度 ϵ_2	$\epsilon_2 = \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \frac{\lambda (1 - \lambda^2) \sin \varphi_1}{(1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2)^2} \omega_1^2$  <p>注: 图中曲线上的数字表示槽数 z</p>	$\epsilon_2 = \frac{\lambda (1 - \lambda^2) \sin \varphi_1}{(1 + 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2)^2} \omega_1^2$ 
槽轮角加速度为最大值 ϵ_{2max} 时, 曲柄的位置角 $\varphi_{1\epsilon_{2max}}$	$\varphi_{1\epsilon_{2max}} = \arccos \left[-\frac{1+\lambda^2}{4\lambda} + \sqrt{\left(\frac{1+\lambda^2}{4\lambda}\right)^2 + 2} \right]$	$\varphi_{1\epsilon_{2max}} = \pm \alpha$
ω_{2max} 出现时, 曲柄的位置角 $\varphi_{1\omega_{2max}}$	$\varphi_{1\omega_{2max}} = 0^\circ, \quad \omega_{2max} = \frac{\lambda}{1-\lambda} \omega_1$	$\varphi_{1\omega_{2max}} = 0^\circ, \quad \omega_{2max} = \frac{\lambda}{1+\lambda} \omega_1$

槽轮机构主要参数表 (均布径向槽)

槽数 z	槽轮的槽间角		槽轮的相对半径 $\xi = \frac{R}{a} = \cos\beta$	外槽轮机构			内槽轮的相对槽深 $\frac{h - r_a}{a} \geq$	外槽轮机构			内槽轮的相对槽深 $\frac{h - r_i}{a} >$	外槽轮的相对速度 $\frac{\omega_{zmax}}{\omega_1}$	内槽轮的相对速度 $\frac{\omega_{zmax}}{\omega_1}$	外槽轮的出口处类角加速度 (内槽轮的类角加速度) $\left(\frac{e_1}{\omega_1^2}\right)\varphi_1 = \alpha$	外槽轮机构		圆销最多个数 j _{max}			
	锁止凸弧张角 γ			槽轮数 $\frac{d_k + 2r_a}{a} <$	曲柄轴数 $\frac{d_0}{a} <$	槽轮的相对直径 $\frac{h - r_a}{a} \geq$		槽轮的相对直径 $\frac{d_0}{a} <$	槽轮的相对速度 $\frac{\omega_{zmax}}{\omega_1}$	内槽轮的相对速度 $\frac{\omega_{zmax}}{\omega_1}$					外槽轮的出口处类角加速度 (内槽轮的类角加速度) $\left(\frac{e_1}{\omega_1^2}\right)\varphi_1 = \alpha$	最大类角加速度 $\frac{e_{zmax}}{\omega_1^2}$		最大类角速度 φ_{zmax}	外	内
	外接槽轮	内接槽轮																		
				槽轮转位曲柄转角 2α		槽轮的相对直径 $\frac{h - r_a}{a} \geq$		槽轮的相对直径 $\frac{d_0}{a} <$		槽轮的相对速度 $\frac{\omega_{zmax}}{\omega_1}$					槽轮的出口处类角加速度 (内槽轮的类角加速度) $\left(\frac{e_1}{\omega_1^2}\right)\varphi_1 = \alpha$			槽轮的相对速度 $\frac{\omega_{zmax}}{\omega_1}$		槽轮的出口处类角加速度 (内槽轮的类角加速度) $\left(\frac{e_1}{\omega_1^2}\right)\varphi_1 = \alpha$
3	120°	300°	60°	0.86603	0.50000	0.36603	0.26795	1.00000	1.36603	6.46410	0.46410	1.73205	31.39250	4°45'29"	5					
4	90°	270°	90°	0.70711	0.70711	0.41421	0.58579	0.58579	1.00000	2.41421	0.41421	1.00000	5.40697	11°27'49"	3					
5	72°	252°	108°	0.58779	0.80902	0.39680	0.82443	0.38197	0.77877	1.42592	0.37020	0.72654	2.29883	17°34'17"						
6	60°	240°	120°	0.50000	0.86603	0.36603	1.00000	0.26795	0.63398	1.00000	0.33333	0.57735	1.34964	22°54'11"						
7	51°25'42"	231°25'42"	128°34'18"	0.43388	0.90097	0.33485	1.13224	0.19806	0.53292	0.76642	0.30259	0.48158	0.92840	27°33'17"		1				
8	45°	225°	135°	0.38268	0.92388	0.30656	1.23463	0.15241	0.45880	0.61991	0.27677	0.41421	0.69976	31°38'32"						
9	40°	220°	140°	0.34202	0.93969	0.28171	1.31596	0.12062	0.40233	0.51980	0.25486	0.36397	0.55908	35°15'44"		2				
10	36°	216°	144°	0.30902	0.95106	0.26007	1.38197	0.09789	0.35796	0.44721	0.23607	0.32492	0.46484	38°29'28"						
12	30°	210°	150°	0.25882	0.96593	0.22475	1.48236	0.06815	0.29289	0.34920	0.20561	0.26795	0.34766	40°0'16"						
15	24°	204°	156°	0.20791	0.97815	0.18606	1.58418	0.04371	0.22976	0.26249	0.17215	0.21256	0.25312	50°30'28"						
18	20°	200°	160°	0.17365	0.98481	0.15846	1.65270	0.03039	0.18884	0.21014	0.14796	0.17633	0.19981	55°30'54"						

注: γ 值系指 $j = 1$ 者。

表 19-2-71

槽轮机构的 k、 τ 值

z	3			4			5			6			7			8			9			10			12			15			18		
	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ	j	k	τ			
外	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3			
	1/5	1/2	1	1/3	1	1	1/2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1			
接	1/6	1/3	2/3	1/4	1/2	3/4	1/3	1	1	1/2	1	1	1/2	1	1	1/2	1	1	1/2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1			
	1/6	1/3	2/3	1/4	1/2	3/4	1/3	1	1	1/2	1	1	1/2	1	1	1/2	1	1	1/2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1			
内	5			3			7/3			2			9/5			5/3			11/7			4/3			7/5			5/4					
	5			3			7/3			2			9/5			5/3			11/7			4/3			7/5			5/4					
接	5/6			3/4			7/10			2/3			9/14			5/8			11/18			3/5			7/12			5/9					
	5/6			3/4			7/10			2/3			9/14			5/8			11/18			3/5			7/12			5/9					

球面槽轮机构的几何尺寸及运动特性

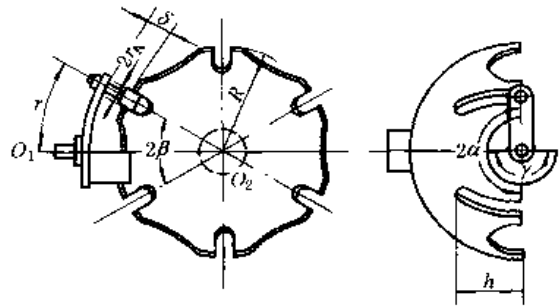


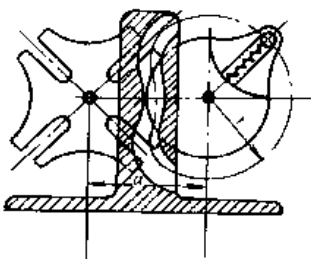
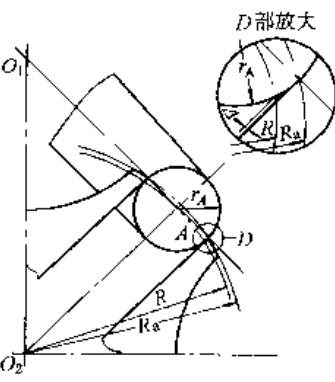
表 19-2-72

参 数	数 值				
槽数 z	3	4	5	6	8
槽间角 2β	120°	90°	72°	60°	45°
槽轮每次转位时曲柄转角 2α	180°				
球面槽轮半径 R	由结构需要确定				
二轴线位置	垂直相交, 曲柄轴线通过球面槽轮的球心				
曲柄半径 (沿圆弧方向弧长) r	$r = (R + \delta)\beta$ 式中 δ —— 间隙, 由结构需要确定				
槽深 (沿轴线方向) h	$h > R\sin\beta + r_A$				
圆销半径 r_A	按接触强度确定, 圆销中心线通过球面槽轮的球心				
锁止弧张角 γ	180°				
圆销数 j	$j \leq 2$, 通常取 $j = 1$; 当 $j = 2$ 时, 槽轮连续转动				
槽轮每次转位时间与停歇时间之比 k	1				
槽轮最大类角速度 $\frac{\omega_{2max}}{\omega_1}$	1.732	1.000	0.727	0.577	0.414
槽轮最大类角加速度 $\frac{\epsilon_{2max}}{\omega_1^2}$	2.172	0.880	0.579	0.456	0.354

5.2.3 槽轮机构的动力性能

表 19-2-73

槽数 z 对动力性能的影响		槽轮机构的动力性能可用其角加速度 ϵ 来衡量。由表 19-2-70 的数据可知, 槽数 z 越少, 角加速度 ϵ 越大, 动力性能越差。 z 相同时, 外接槽轮的 ϵ_{2max} 大于内接槽轮的 ϵ_{2max}
减小 ϵ 的措施	采用变化的 ω_1	<p>采用椭圆齿轮与槽轮机构组合, 使曲柄在槽轮出现较大 ϵ_2 区间具有最低的 ω_1 值, 从而减小 ϵ_{2max} 值</p>

减小 ϵ 的措施	采用变化的 λ	<p>采用组合机构使槽轮机构的 $\lambda \left(\lambda = \frac{r}{a} \right)$ 为变化值, 图 19-2-80、图 19-2-81 所示的行星槽轮机构和右图所示的凸轮-槽轮组合机构中的 r 是变化的; 图 19-2-79 所示的连杆-槽轮组合机构, 利用连杆曲线的特殊形状, 相当于采用变化的 λ 值</p>																																					
减小冲击的措施		<p>由于槽轮的角加速度变化较大, 且在转位过程的前半阶段与后半阶段的角加速度方向不同, 因此当槽与圆销间存在间隙时, 会产生冲击, 为了减小冲击应采用以下措施: ①减小或消除销与槽之间的间隙; ②消除销开始进入槽时的间隙, 应使槽轮的实际外圆半径 R_s 略大于槽轮名义外圆半径 R, 取 $R_s = \sqrt{R^2 + r_s^2}$, 见图, 以消除圆销开始进入轮槽时销与槽两侧顶端的间隙 Δ; ③使槽轮具有适当的转动惯量 J_2, 使 $J_2 \epsilon_2 < M_x$, M_x 为槽轮的负载力矩</p>																																					
动力计算		<p>① 槽轮驱动力矩 M_2 的计算</p> $M_2 = M_x + M_i = M_x + J_{dn} \epsilon_2$ <p>式中 M_x ——克服摩擦阻力和生产阻力所需的承载力矩 M_i ——机构的惯性力矩 J_{dn} ——折算到槽轮轴上的等能转动惯量</p> <p>② 圆销所受最大作用力 F_{max} 的计算 (不能直接应用于球面槽轮机构):</p> $F_{max} = \frac{M_x}{a} (c + dA)$ <p>式中 $A = \frac{J_{dn} \omega_1^2}{M_x}$ a ——中心距 c、d 值按槽数 z 由下表选取:</p>	<table border="1" data-bbox="391 1534 1420 1713"> <thead> <tr> <th>z</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> <th>7</th> <th>8</th> <th>9</th> <th>10</th> <th>12</th> <th>15</th> <th>18</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>c</td> <td>7.464</td> <td>3.414</td> <td>2.426</td> <td>2.000</td> <td>1.766</td> <td>1.620</td> <td>1.520</td> <td>1.447</td> <td>1.349</td> <td>1.262</td> <td>1.210</td> </tr> <tr> <td>d</td> <td>206.55</td> <td>16.290</td> <td>4.929</td> <td>2.337</td> <td>1.456</td> <td>1.009</td> <td>0.7584</td> <td>0.6020</td> <td>0.4219</td> <td>0.2895</td> <td>0.2206</td> </tr> </tbody> </table>	z	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	18	c	7.464	3.414	2.426	2.000	1.766	1.620	1.520	1.447	1.349	1.262	1.210	d	206.55	16.290	4.929	2.337	1.456	1.009	0.7584	0.6020	0.4219	0.2895	0.2206
z	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	18																												
c	7.464	3.414	2.426	2.000	1.766	1.620	1.520	1.447	1.349	1.262	1.210																												
d	206.55	16.290	4.929	2.337	1.456	1.009	0.7584	0.6020	0.4219	0.2895	0.2206																												

5.3 不完全齿轮机构

不完全渐开线齿轮机构能将主动轮的等速连续转动转换为从动轮的间歇转动。其动停时间比不受机构结构的限制, 制造方便, 但是从动轮在每次间歇运动的始、末有剧烈冲击, 故一般只用于低速、轻载及机构冲击不影响正常工作的场合。若设置缓冲结构可改善机构的动力性能。

5.3.1 基本型式与啮合特性

不完全齿轮机构分外啮合与内啮合两类 (图 19-2-82、图 19-2-83)。机构由三部分组成: 主动轮 1 与从动轮 2; 一对锁止弧 3, 主动轮上的凸弧和从动轮上的凹弧可以直接切出或装配而成, 也可单独制成一对锁止轮; 缓冲结

构，用以缓和或消除间歇运动始、末时的剧烈冲击，改善机构的动力性能。本节只讨论没有缓冲结构的运动分析与尺寸设计。

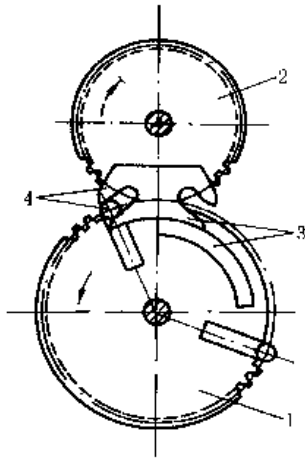


图 19-2-82 外啮合式不完全齿轮机构
1—主动轮；2—从动轮；3—锁止弧；4—缓冲结构

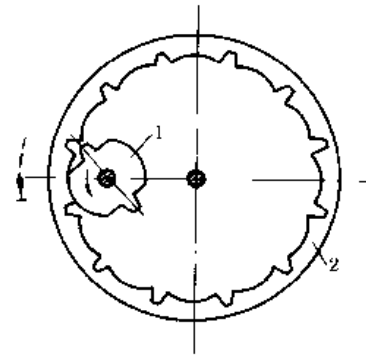


图 19-2-83 内啮合式不完全齿轮机构
1—主动轮；2—从动轮

不完全齿轮的啮合特性：每一次间歇运动，可以由一对齿啮合来完成，也可以由若干对齿来完成。不完全齿轮机构首、末二对齿的啮合过程与完全齿轮机构不同，而中间各对齿的啮合过程与完全齿轮相同。

首对齿：从动轮所处的静止位置，应使主动轮旋转时其首齿 S 能顺利地通过二轮顶圆右侧交点 G ，与从动轮具有锁止弧的齿 K 啮合（图 19-2-84a、b）。始啮点 E 由从动轮的静止位置决定，它可能位于从动轮齿顶圆弧 $\widehat{GB_1}$ 上（图 b）或啮合线段 B_1P 上（图 a）。首齿开始推动从动轮、锁止弧恰好脱开。轮齿在 $\widehat{GB_1}$ 段啮合时，从动轮变速转动； E 点离 B_1 点越远，则开始啮合时冲击越大；轮齿在 B_1B_2 段啮合时，从动轮匀速转动。如所选参数满足连续传动条件，则第一对齿到 B_2 点终止啮合时，第二对齿已进入啮合。

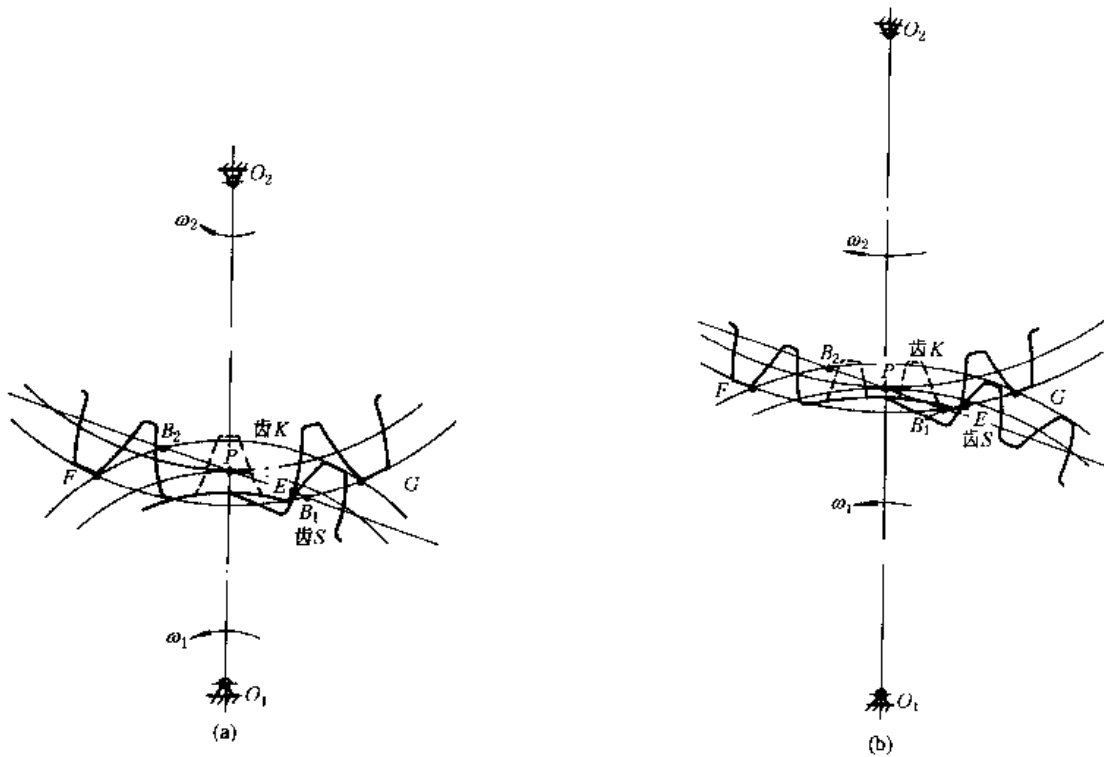


图 19-2-84

末对齿：末对齿啮合至 B_2 点时，因无后续齿所以并不立即脱啮，而以主动齿顶尖角与从动末齿根部啮合，经圆弧段 $\widehat{B_2F}$ ，最终于二顶圆左侧交点 F 处分离。在 $\widehat{B_2F}$ 段啮合过程中，从动轮角速度逐渐降低。在 F 点终止啮合时，锁止弧恰好锁住，从动轮突然停止。

中间各对齿开始啮合于 B_1 点，终止啮合于 B_2 点。

仅由一对齿啮合来完成一次间歇运动时，啮合轨迹的前半段 EB_1P （或 EP ）与首对齿的前半段相同；后半段 PB_2F 与末对齿的后半段相同。

同时看到，由于啮合轨迹较长，每次间歇运动中，从动轮所转过的角度较大，其中包含的周节数为 z_2 。

$$z_2 = z_1 - 1 + K \tag{19-2-38}$$

式中 z_1 ——一次间歇运动中，主动轮转过的齿数；

K ——锁止弧覆盖部分所包含的周节数加上 0.5，一般 K 取整数。当 $z_1 = 1$ 时，从动轮每次转过 K 个周节。

5.3.2 设计参数的计算

(1) K 值与首、末齿齿顶高系数 h_{am}^* 、 h_{am}^* 的确定

从动轮的静止位置由二齿顶圆的交点 F 确定，当模数 m 、压力角 α 和布满齿后的假想齿数 z'_1 、 z'_2 确定后，可通过改变齿顶高来改变 F 点的位置。为了简化设计步骤，通常取 K 为整数，从动轮在静止位置时锁止弧对称于连心线 O_1O_2 ，从动轮齿顶高系数为标准值 $h_{a2}^* = 1$ ，而仅改变主动轮首、末二齿的齿顶高系数 h_{a1}^* 、 h_{am}^* 。

为保证从动轮每次转位前都具有相同的静止位置，应使从动轮转过 $(2\beta_2 - \delta_2)$ 的角度内，恰好包含 K 个周节（图 19-2-85）。

即
$$K = \frac{2\beta_2 - \delta_2}{360^\circ / z'_2} = \text{整数} \tag{19-2-39}$$

式中 β_2 为从动轮具有标准齿顶高，主动轮为修正齿顶高 $h_{a1} = h_{am}$ 时，二顶圆交点 G 、 F 所对从动轮中心角之半

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \arccos \frac{O_2F^2 + O_1O_2^2 - O_1F^2}{2O_2F \times O_1O_2} \\ &= \arccos \frac{z'_2(z'_2 + z'_1) + 2h_{a2}^*(z'_2 + h_{a2}^*) - 2h_{am}^*(z'_1 + h_{am}^*)}{(z'_1 + z'_2)(z'_2 + 2h_{a2}^*)} \end{aligned} \tag{19-2-40}$$

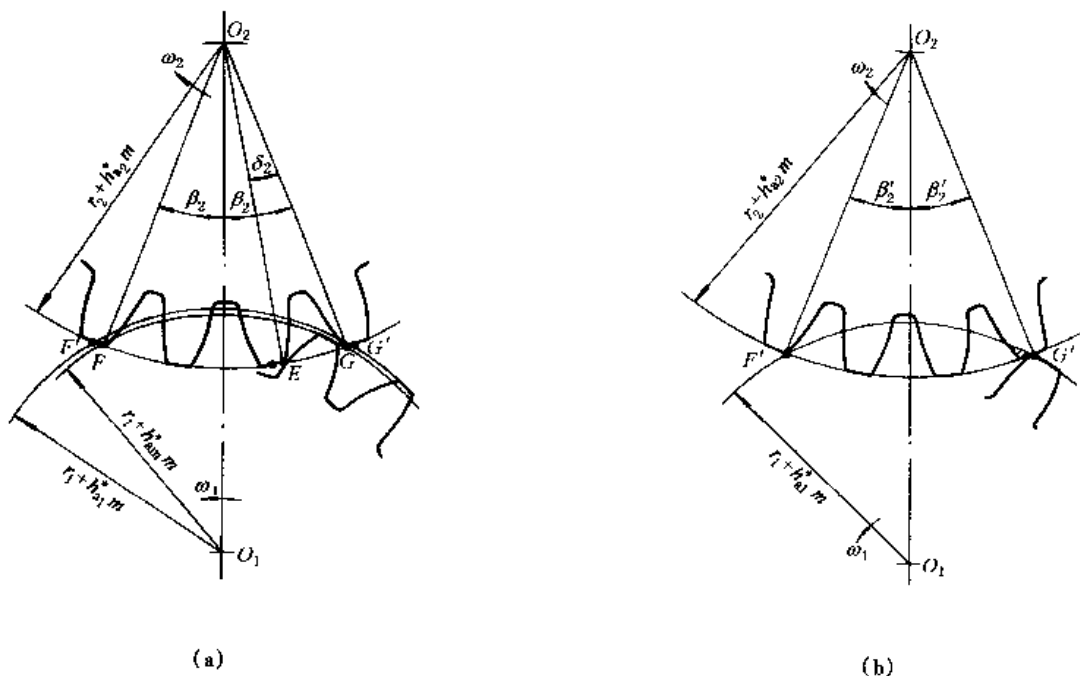


图 19-2-85

δ_2 为 $h_{a2}^* = 1$ 时从动轮齿顶圆齿槽所对中心角

$$\delta_2 = \frac{180^\circ}{z'_2} + 2(\text{inv}\alpha_{a2} - \text{inv}\alpha) \tag{19-2-41}$$

α_{a2} 为从动轮的齿顶压力角, 其中 $(\text{inv}\alpha_{a2} - \text{inv}\alpha)$ 值应化成度数后代入

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{Z'_2 \cos\alpha}{Z'_2 + 2h_{a2}^*}\right) \tag{19-2-42}$$

将式 (19-2-41) ~ 式 (19-2-43) 代入式 (19-2-39) 后, 仍有两个未知数 K 、 h_{am}^* , 不能直接解得。可先假定 $h_{am}^* = h'_{a2} = 1$ 求出近似值 β'_2 和 K' (图 19-2-85b)。这时 K' 可能不是整数。

令 $K = K' \pm \text{小数} = \text{整数}$, 并解出 h_{am}^* 。当 $K' + \text{小数} = \text{整数}$ 时, $h_{am}^* > 1$; 当 $K' - \text{小数} = \text{整数}$ 时, $h_{am}^* < 1$ 。式中“ \pm ”应根据传动要求和考虑到加工的方便来确定。

K 值与假想齿数 z'_1 、 z'_2 , 分度圆压力角 α , 齿顶高系数 h_{am}^* 、 h_{a2}^* 有关, 而与模数无关。表 19-2-74 列出 $\alpha = 20^\circ$, $h_{a2}^* = 1$ 时, 不产生齿顶干涉的主动轮末齿的齿顶高系数 h_{am}^* 与 z'_1 、 z'_2 、 K 的数值。

z'_1 、 z'_2 处于中间值时, 不能从表中用插值法求 h_{am}^* , 应按式 (19-2-39) ~ 式 (19-2-41) 计算, 才能保证从动轮有确定的静止位置。

在理论上, 可使 $h_{a2}^* = h_{am}^*$, 但实际上考虑加工精度的影响, 为了保证进入啮合时不发生齿顶干涉, 取

$$h_{a2}^* \leq h_{am}^* \tag{19-2-43}$$

(2) 连续传动性能

由于首齿齿顶高被修正, 为避免产生二次冲击, 须校核首齿与第二对齿之间的重合度 ϵ_a 。

$$\epsilon_a = \frac{z'_1}{2\pi} (\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha) + \frac{z'_2}{2\pi} (\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) > 1 \tag{19-2-44}$$

式中 α_{a1} ——主动轮首齿的齿顶压力角,

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{z'_1 \cos\alpha}{z'_1 + 2h_{a1}^*}\right) \tag{19-2-45}$$

表 19-2-74 K 与 h_{am}^* 值

z'_2	$K = 1$			$K = 2$								$K = 2$
	0.278	0.114	0.013	1.147	1.050	0.979	0.874	0.803	0.753	0.714		
15	0.278	0.114	0.013	1.147	1.050	0.979	0.874	0.803	0.753	0.714	$K = 2$	
20	0.085	1.085	0.892	0.759	0.661	0.587	0.481	0.410	0.359	0.320		
25	1.161	0.857	0.661	0.525	0.428	0.353	0.248	0.177	0.126	0.970	$K = 3$	
30	1.019	0.708	0.511	0.376	0.277	0.203	0.979	0.859	0.773	0.707		
35	0.910	0.599	0.401	0.265	0.167	0.968	0.791	0.670	0.582	0.517		
40	0.837	0.523	0.323	0.188	0.964	0.838	0.659	0.538	0.450	0.382	$K = 4$	
50	0.722	0.407	0.208	0.932	0.766	0.641	0.461	0.340	0.979	0.878		
60	0.651	0.334	0.135	0.806	0.640	0.514	0.334	0.925	0.790	0.688		
70	0.612	0.293	0.946	0.720	0.553	0.426	0.971	0.785	0.650	0.548		
80	0.552	0.235	0.884	0.657	0.489	0.362	0.860	0.674	0.539	0.436		
z'_1	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	z'_1	

(3) 锁止弧设计

1) 从动轮锁止凹弧的设计 (图 19-2-86)

锁止弧占有 K 个齿, 为了保证始啮点 E 不致因磨损而变动, 建议锁止凹弧两侧留有 0.5 模数的齿顶厚, 其所对的中心角 λ_2 为

$$\lambda_2 = \frac{0.5m}{\frac{m}{2}(z'_2 + 2h_{a2}^*)} = \frac{1}{z'_2 + 2} \quad (19-2-46)$$

当凹弧圆心在 O_1 时, 凹弧半径 R_a 为

$$R_a = \frac{m}{2} \sqrt{(z'_2 + 2h_{a2}^*)^2 + (z'_1 + z'_2)^2 - 2(z'_2 + 2h_{a2}^*)(z'_1 + z'_2) \cos(\beta_2 - \delta_2 - \lambda_2)} \quad (\text{mm}) \quad (19-2-47)$$

2) 主动轮锁止凸弧设计

主动轮首齿位于始啮点 E 时, 主动轮上锁止凸弧的终点 S 应恰好落在连心线 O_1O_2 上 (图 19-2-87); 当主动轮末齿到达 F 点啮合时, 主动轮上锁止凸弧的起点 T 也应恰好落在连心线 O_1O_2 上 (图 19-2-86)。凸弧的半径 $R_d = R_a$, 凸弧的圆心在 O_1 。

① 锁止凸弧终点 S 的确定: 即确定通过 S 点的向径 O_1S 与首齿中线 O_1M_s 之间的夹角 Q_s 。

第一种情况: 始啮点 E 落在从动轮齿顶圆弧 $\widehat{B_1G}$ 段上 (不包括 B_1 点, 图 19-2-87), 即 $(\beta_2 - \delta_2) > (\alpha_{a2} - \alpha)$ 时,

$$Q_s = \beta_1 + \Psi_1 \quad (19-2-48)$$

式中 β_1 —— 主动轮过 E 点的向径 O_1E 与 O_1S 之间的夹角,

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \arcsin \frac{O_2E \sin(\beta_2 - \delta_2)}{O_1E} \\ &= \arcsin \frac{(z'_2 + 2h_{a2}^*) \sin(\beta_2 - \delta_2)}{\sqrt{(z'_2 + 2h_{a2}^*)^2 + (z'_1 + z'_2)^2 - 2(z'_2 + 2h_{a2}^*)(z'_1 + z'_2) \cos(\beta_2 - \delta_2)}} \end{aligned} \quad (19-2-49)$$

Ψ_1 —— 向径 O_1E 与首齿中线 M_s 之间的夹角,

$$\Psi_1 = \frac{90^\circ}{z'_1} - \text{inv} \alpha_{E1} + \text{inv} \alpha \quad (19-2-50)$$

α_{E1} —— 主动轮过 E 点的压力角,

$$\alpha_{E1} = \arccos \frac{z'_1 \cos \alpha}{\sqrt{(z'_2 + 2h_{a2}^*)^2 + (z'_1 + z'_2)^2 - 2(z'_2 + 2h_{a2}^*)(z'_1 + z'_2) \cos(\beta_2 - \delta_2)}} \quad (19-2-51)$$

第二种情况: 始啮点 E 与 B_1 点重合, 或落在 B_1P 段上 (图 19-2-88); 即 $(\beta_2 - \delta_2) \leq (\alpha_{a2} - \alpha)$ 时,

$$Q_s = \beta_0 + \frac{90^\circ}{z'_1}$$

当啮合点由 E 移到节点 P , 主、从动轮渐开线齿廓在分度圆上对应的二点 M 、 N 都移到节点 P 。因此从动轮转过角 $\gamma_2 = (K - 0.5) \frac{180^\circ}{z'_2}$, 主动轮转过角 $\beta_0 = \frac{z'_2}{z'_1} \gamma_2$

$$\therefore Q_s = (K - 0.5) \frac{180^\circ}{z'_2} \times \frac{z'_2}{z'_1} + \frac{90^\circ}{z'_1} = \frac{K}{z'_1} \times 180^\circ \quad (19-2-52)$$

② 锁止凸弧起点 T 的确定: 即确定通过 T 点的向径 O_1T 与末齿中线 O_1M_m 之间的夹角 Q_T , 图 19-2-86。

$$Q_T = \beta - \lambda_1 \quad (19-2-53)$$

式中 β —— 在终啮点 F 啮合时, 主动轮上向径 O_1T 与 O_1F 间的夹角,

$$\beta = \arcsin \frac{O_2F \sin \beta_2}{O_1F} = \arcsin \frac{(z'_2 + 2h_{a2}^*) \sin \beta_2}{z'_1 + 2h_{am}^*} \quad (19-2-54)$$

λ_1 —— 主动轮上顶圆齿厚所对中心角之半,

$$\lambda_1 = \frac{90^\circ}{z'_1} - \text{inv} \alpha_{am1} + \text{inv} \alpha \quad (19-2-55)$$

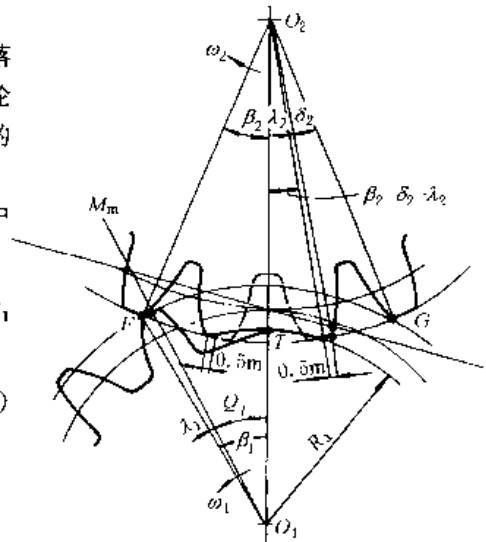


图 19-2-86

α_{am1} —— 主动轮末齿顶圆压力角，

$$\alpha_{am1} = \arccos \frac{z'_1 \cos \alpha}{z'_1 + 2h_{am}^*} \quad (19-2-56)$$

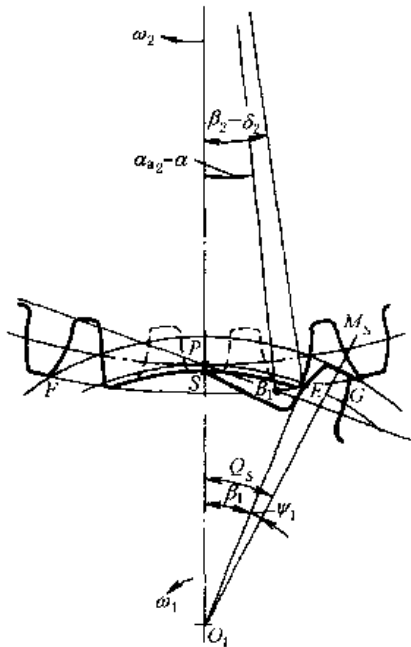


图 19-2-87

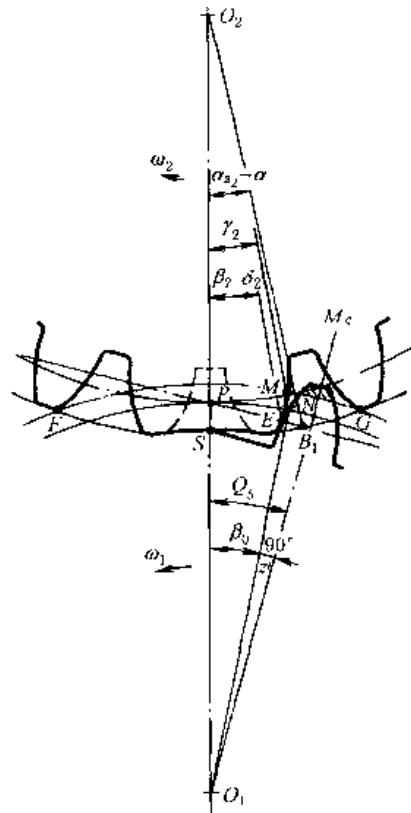


图 19-2-88

(4) 运动时间 t_d 和静止时间 t_j

间歇运动机构从动轮的运动时间 t_d 和静止时间 t_j 是设计的重要参数之一。当主动轮等速旋转时，从动轮在一次间歇运动中的运动时间 t_d 可以看成 $z_1 = 1$ 时传动所需的时间与 $(z_1 - 1)$ 对中间齿传动所需时间之和。

$$t_d = \left(\frac{Q_s + Q_r}{360^\circ} + \frac{z_1 - 1}{z'_1} \right) \times \frac{60}{n_1} \quad (s) \quad (19-2-57)$$

式中 n_1 —— 主动轮转速，r/min。

$$t_j = \frac{60}{n_1 N} - t_d \quad (s) \quad (19-2-58)$$

式中 N —— 主动轮每转一转，完成间歇运动的次数。

5.3.3 不完全齿轮机构的设计计算公式及工作图

(1) 不完全齿轮机构的计算公式

表 19-2-75

名称	符号	计算公式
假想主、从动轮上布满齿时的齿数	z'_1, z'_2	按工作条件决定

续表

名 称	符 号	计 算 公 式
模数	m	按强度条件决定, 并按 GB 1357—1987 取标值
压力角	α	$\alpha = 20^\circ$
主、从动轮的标 准齿顶高系数	h_{a1}^*, h_{a2}^*	$h_{a1}^* = h_{a2}^* = 1$
中心距	a	$a = \frac{m}{2} (z'_1 + z'_2) \quad (\text{mm})$
主动轮每转一周, 从动轮完成间歇运 动的次数	N	按工作要求决定
在一次间歇运动 中, 从动轮转过角 度内所包含的周节 数	z_2	按设计要求决定
$h_{a1}^* = h_{a2}^* = 1$ 的一 对齿轮, 齿顶圆交 点 G' 、 F' 所对的从 动轮中心角之半 (图 19-2-85)	β'_2	$\beta'_2 = \arccos \frac{z'_2(z'_1 + z'_2) + 2(z'_2 - z'_1)}{(z'_1 + z'_2)(z'_2 + 2)}$
$h_{a2}^* = 1$ 时, 从动 轮的齿顶压力角	α_{a2}	$\alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{z'_2}{z'_2 + 2} \cos \alpha \right)$
$h_{a2}^* = 1$ 时, 从动 轮顶圆齿槽所对的 中心角	δ_2	$\delta_2 = \frac{180^\circ}{z'_2} + 2 (\text{inv} \alpha_{a2} - \text{inv} \alpha)$
在一次间歇运动 中, 主动轮仅有一 个齿时, 从动轮转 过角度内所包含的 周节数, 一般取整 数	K	$K = \frac{2\beta'_2 - \delta_2}{\frac{360^\circ}{z'_2}} \pm \text{小数部分} = \text{整数}$ 或出表 19-2-74 按 z'_1 、 z'_2 查得

名 称	符 号	计 算 公 式
主动轮在相邻二锁止弧之间的齿数	z_1	$z_1 = z_2 + 1 - K$
$h_{a2}^* = 1, h_{am}^* = h_{a1}^*$ 为修正齿顶高系数时, 二轮顶圆交点(F、G)所对从动轮中心角之半	β_2	$\beta_2 = \frac{1}{2} \left(K \frac{360^\circ}{z'_2} + \delta_2 \right)$
主动轮末齿修正齿顶高系数	h_{am}^*	查表 19-2-74, 或由下式解出 $\cos \beta_2 = \frac{z'_2 (z'_2 + z'_1) + 2h_{a2}^* (z'_2 + h_{a2}^*) - 2h_{am}^* (z'_1 + h_{am}^*)}{(z'_1 + z'_2) (z'_2 + 2h_{a2}^*)}$
主动轮首齿修正齿顶高系数	h_{a1}^*	$h_{a1}^* \leq h_{am}^*$
主动轮首齿的齿顶压力角	α_{a1}	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{z'_1 \cos \alpha}{z'_1 + 2h_{a1}^*}$
首齿与第二对齿之间的重合度	ϵ_a	$\epsilon_a = \frac{z'_1}{2\pi} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + \frac{z'_2}{2\pi} (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha) > 1$
从动轮上具有 0.5 模数的顶圆齿厚所对的中心角	λ_2	$\lambda_2 = \frac{1}{z'_2 + 2h_{a2}^*}$
一对锁止凹弧与凸弧的半径, 中心在主动轮轴心 O_1	R_a, R_d	$R_a = R_d = \frac{m}{2} \times \left(\sqrt{(z'_2 + 2h_{a2}^*)^2 + (z'_1 + z'_2)^2} - 2(z'_2 + 2h_{a2}^*)(z'_1 + z'_2) \cos(\beta_2 - \delta_2 - \lambda_2) \right)$
主动轮上过始啮点 E 的向径 O_1E 与 O_1S 间的夹角	β_1	$\beta_1 = \arcsin \frac{(z'_2 + 2h_{a2}^*) \sin(\beta_2 - \delta_2)}{\sqrt{(z'_2 + 2h_{a2}^*)^2 + (z'_1 + z'_2)^2} - 2(z'_2 + 2h_{a2}^*)(z'_1 + z'_2) \cos(\beta_2 - \delta_2)}$
主动轮齿廓在始啮点 E 处的压力角	α_{E1}	$\alpha_{E1} = \arccos \frac{z'_1 \cos \alpha}{\sqrt{(z'_2 + 2h_{a2}^*)^2 + (z'_1 + z'_2)^2} - 2(z'_2 + 2h_{a2}^*)(z'_1 + z'_2) \cos(\beta_2 - \delta_2)}$
主动轮上过始啮点的向径 O_1E 与首齿中线间的夹角	Ψ_1	$\Psi_1 = \frac{90^\circ}{z'_1} - \text{inv} \alpha_{E1} + \text{inv} \alpha$
过主动轮锁止凸弧终点 S 的向径 O_1S 与首齿中线之间的夹角	Q_s	第一种情况: $(\beta_2 - \delta_2) > (\alpha_{a2} - \alpha)$ 时, $Q_s = \beta_1 + \Psi_1$ 第二种情况: $(\beta_2 - \delta_2) \leq (\alpha_{a2} - \alpha)$ 时, $Q_s = \frac{K}{z'_1} \times 180^\circ$

续表

名称	符号	计算公式
在终啮点 F 啮合时, 主动轮上向径 O_1F 与 O_1T 之间的夹角	β	$\beta = \arcsin \frac{(z'_2 + 2h_{a2}^*) \sin \beta_2}{z'_1 + 2h_{a1}^*}$
主动轮末齿的齿顶压力角	α_{ent}	$\alpha_{\text{ent}} = \arccos \frac{z'_1 \cos \alpha}{z'_1 + 2h_{a1}^*}$
主动轮上顶圆齿厚所对中心角之半	λ_1	$\lambda_1 = \frac{90^\circ}{z'_1} - \text{inv} \alpha_{\text{ent}} + \text{inv} \alpha$
过主动轮锁止凸弧起点 T 的向径 O_1T 与末齿中线之间的夹角	Q_T	$Q_T = \beta - \lambda_1$
主动轮等速旋转时, 从动轮在一次间歇运动中的运动时间 t_d , 静止时间 t_j	t_d t_j	$t_d = \left(\frac{Q_s + Q_T}{360^\circ} + \frac{z_1 - 1}{z'_1} \right) \frac{60}{n_1} \quad (\text{s}); \quad t_j = \frac{60}{n_1 N} - t_d \quad (\text{s})$ <p>一次间歇运动时间 $t = t_d + t_j = 60/n_1 N$ (s)</p> <p>式中 n_1 —— 主动轮转速, r/min</p>

(2) 工作图例

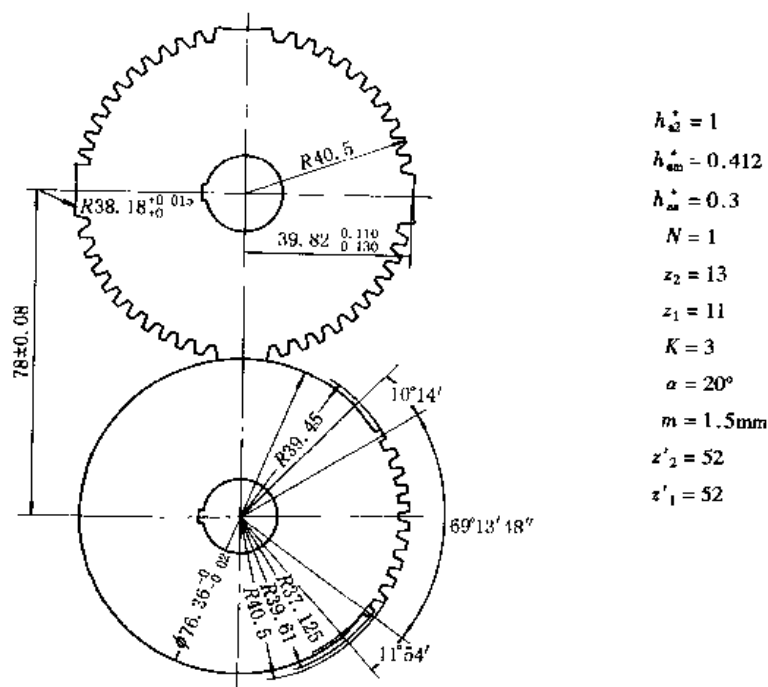


图 19-2-89

表 19-2-77

针轮机构的几何尺寸和运动参数

项 目	外啮合针轮机构	内啮合针轮机构	
		$\mu < 1$	$\mu > 1$
针轮节圆半径 r_1/mm	$r_1 = C / (1 + \mu)$	$r_1 = C / (1 - \mu)$	$r_1 = C / (\mu - 1)$
星轮节圆半径 r_2/mm	$r_2 = C\mu / (1 + \mu)$	$r_2 = C\mu / (1 - \mu)$	$r_2 = C\mu / (\mu - 1)$
节圆半径比 μ	$\mu = r_2 / r_1$		
中心距 C/mm	$C = r_1 + r_2$	$C = r_1 - r_2$	$C = r_2 - r_1$
主动针轮的动程角 $\theta_f/(\circ)$	每个工作循环中,与从动星轮转位期相对应的主动针轮转角		
主动针轮的停程角 $\theta_d/(\circ)$	每个工作循环中,与从动星轮停歇期相对应的主动针轮转角, $\theta_d = 360^\circ - \theta_f$		
从动星轮的转位角 $\phi_f/(\circ)$	每个工作循环中,从动星轮转过的角度		
从动星轮每转一周中的停歇次数 N	N 为从动轮上的锁止弧数, $N = 360^\circ / \phi_f$		
转角比 σ	$\sigma = \frac{\theta_f}{\phi_f} = \mu \left(1 - \frac{N}{2}\right) + N \left(\frac{4+3\mu}{\pi}\right) \arcsin \frac{\mu}{2(1+\mu)}$	$\sigma = \mu \left(1 - \frac{N}{2}\right) + N \left(\frac{4-3\mu}{\pi}\right) \arcsin \frac{\mu}{2(1-\mu)}$	$\sigma = \mu \left(1 + \frac{N}{2}\right) + N \left(\frac{4-3\mu}{\pi}\right) \arcsin \frac{\mu}{2(\mu-1)}$
动停比 k	从动星轮每次转位时间 t_f 与停歇时间 t_d 之比, $k = \theta_f / \theta_d$		
运动系数 τ	从动星轮每个工作循环中,转位时间所占的比率, $\tau = \theta_f / (\theta_f + \theta_d)$		
针轮的起始啮合位置角 $\theta_0/(\circ)$	主动针轮的第一个针齿进入从动星轮轮槽时,针齿中心 B 与轴线连线 O_1O_2 间的夹角 $\angle BO_1O_2 = \theta_0$		
	$\theta_0 = 2\arcsin \frac{\mu}{2(1+\mu)}$	$\theta_0 = 2\arcsin \frac{\mu}{2(1-\mu)}$	$\theta_0 = 2\arcsin \frac{\mu}{2(\mu-1)}$
针轮的起始啮合位置弦长 S/mm	主动针轮的第一个针齿进入从动星轮轮槽时,针齿中心 B 与节点 A 间的弦线距离 $BA = S$		
	$S = C\mu(1+\mu)^2$	$S = C\mu/(1-\mu)^2$	
星轮的起始啮合位置角 $\phi_0/(\circ)$, $\phi_0 = \angle BO_2O_1$	$\phi_0 = 45^\circ - \frac{3}{2} \arcsin \frac{\mu}{2(1+\mu)}$	$\phi_0 = 45^\circ + \frac{3}{2} \arcsin \frac{\mu}{2(1-\mu)}$	$\phi_0 = \frac{3}{2} \arcsin \frac{\mu}{2(\mu-1)} - 45^\circ$
星轮的起始啮合半径 ρ_0/mm , $\rho_0 = BO_2$	$\rho_0 = \frac{2C\mu}{1+\mu} \cos\left(45^\circ + \frac{\theta_0}{4}\right)$	$\rho_0 = \frac{2C\mu}{1-\mu} \cos\left(45^\circ - \frac{\theta_0}{4}\right)$	$\rho_0 = \frac{2C\mu}{\mu-1} \cos\left(45^\circ + \frac{\theta_0}{4}\right)$
星轮的槽底啮合位置角 $\beta_0/(\circ)$	主动针轮的第一个针齿进入从动星轮轮槽时,轮槽底端圆弧中心 D 和 O_2 连线与 O_1O_2 间的夹角 $\angle DO_2O_1 = \beta_0$		
	$\beta_0 = 90^\circ - \left(\frac{2+3\mu}{\mu}\right) \arcsin \frac{\mu}{2(1+\mu)}$	$\beta_0 = 90^\circ - \left(\frac{2-3\mu}{\mu}\right) \arcsin \frac{\mu}{2(1-\mu)}$	$\beta_0 = \left(\frac{3\mu-2}{\mu}\right) \arcsin \frac{\mu}{2(\mu-1)} - 90^\circ$
星轮的类角速度 ω_2/ω_1	$\omega_2/\omega_1 = \frac{2(\mu \pm 1)\cos\theta \mp 2}{(\mu \pm 1)^2 + 1 \mp 2(\mu \pm 1)\cos\theta} - \frac{1}{\mu}$ 下方符号用于内啮合针轮 $\theta = 0^\circ$ 时, ω_2/ω_1 有最大值		

项 目	外啮合针轮机构	内啮合针轮机构	
		$\mu < 1$	$\mu > 1$
星轮的类角加速度 ϵ_2/ω_1^2	$\epsilon_2/\omega_1^2 = \frac{-2\mu(\mu \pm 1)(\mu \pm 2)\sin\theta}{[(\mu \pm 1)^2 + 1 \mp 2(\mu \pm 1)\cos\theta]^2} \cos\theta_m$	下方符号用于内啮合, $\theta = \theta_0$ 时为星轮起始啮合时的类加速度 $\theta = \theta_m$ 时有最大值 $(\epsilon_2/\omega_1^2)_m$	
星轮的最大类角加速度 $(\epsilon_2/\omega_1^2)_m$ 发生处针轮的位置角 $\theta_m/(\circ)$	$= -\frac{\mu^2 + 2(1 \pm \mu)}{4(1 \pm \mu)} + \sqrt{\left[\frac{\mu^2 + 2(1 \pm \mu)}{4(1 \pm \mu)}\right]^2 + 2}$		
针轮上锁止弧所对圆心角 γ	$\gamma = 2 \left[\left(1 - \frac{\mu}{n}\right) \pi - \theta_0 + \mu\beta_0 \right]$		
针销入啮与出啮时星轮上齿槽中线坐标 x, y 及内外包络线坐标 x_K, y_K	$x = C \cos\theta \mp r_1 \cos\left(1 \pm \frac{r_2}{r_1}\right) \theta$ $y = C \sin\theta \mp r_1 \sin\left(1 \pm \frac{r_2}{r_1}\right) \theta$ $x_K = x \pm r_T \frac{(dy/d\theta)}{\sqrt{(dx/d\theta)^2 + (dy/d\theta)^2}}$ $y_K = y \mp r_T \frac{(dx/d\theta)}{\sqrt{(dx/d\theta)^2 + (dy/d\theta)^2}}$	下方符号用于内啮合, 上方符号用于外包络线 r_T —— 针销半径	

6 斜面机构与螺旋机构

6.1 斜面机构的特性指标与计算公式

斜面机构是只含有平面移动副的平面机构。它将一个移动转变成另一个移动。其特点是：速比大、省力、能自锁、效率低。一般有斜面微动机构（实现微小移动）和斜面夹紧机构（产生较大的夹紧力）。

斜面机构的特性指标与计算公式见表 19-2-78。三构件斜面机构特性线见图 19-2-91。

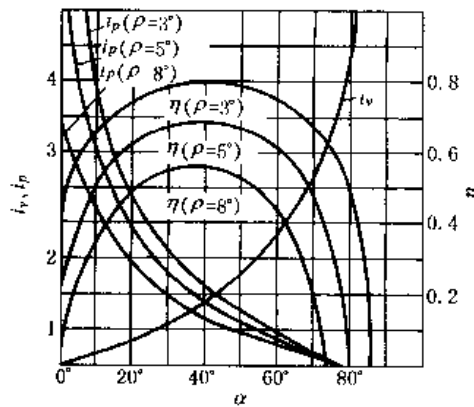


图 19-2-91

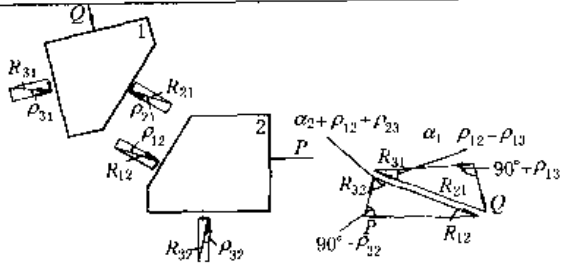
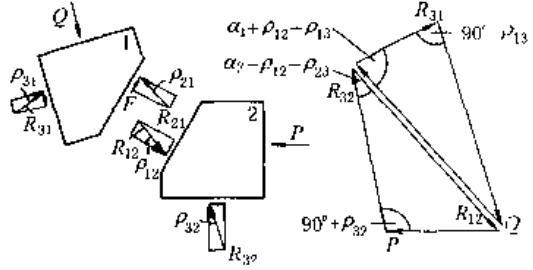
表 19-2-78

斜面机构的特性指标与计算公式

序 号	机构特性指标	两构件斜面机构
1	简 图	

序号	机构特性指标	两构件斜面机构	
		正行程	反行程
2	运动方向	输入力 P , 输出力 Q , 构件 2 上升	输入力 Q , 输出力 P , 构件 2 下滑
3	速度比 $i_v = \frac{\text{从动件速度}}{\text{主动件速度}}$		
4	增力比 $i_p = \frac{\text{输出力}}{\text{输入力}}$	$i_p = \frac{Q}{P} = \frac{1}{\tan(\alpha + \rho)}$	$i_p = \frac{P}{Q} = \tan(\alpha - \rho)$
5	效率 $\eta = \frac{\text{输出功率}}{\text{输入功率}}$ $\eta \leq 0$ 时, 机构自锁	$\eta_z = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho)}$	$\eta_f = \frac{\tan(\alpha - \rho)}{\tan \alpha}$
6	正行程最大效率 η_{\max}	$\eta_{\max} = \frac{\tan\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right)}{\tan\left(45^\circ + \frac{\rho}{2}\right)}$	
7	正行程最大效率时的升角	$\alpha_{\eta_{\max}} = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$	
8	正行程不自锁条件 $\eta_z > 0$	$\alpha < 90^\circ - \rho$	
9	反行程自锁条件 $\eta_f \leq 0$		$\alpha \leq \rho$
10	反行程自锁时, 正行程最大效率	$< 50\%$	

序号	三构件斜面机构	
1		<p>符号</p> <p>外力 P, Q</p> <p>正压力 N</p> <p>摩擦力 $F = \mu N$</p> <p>全反力 $\vec{R} = \vec{F} + \vec{N}$</p> <p>升角 α_1, α_2</p> <p>位移 S_1, S_2</p> <p>速度 v_1, v_2</p> <p>加速度 a_1, a_2</p> <p>摩擦角 $\rho = \arctan \mu$</p> <p>正行程效率 η_z</p> <p>反行程效率 η_f</p>
2	正行程 输入力 P , 输出力 Q , 构件 1 上升	反行程 输入力 Q , 输出力 P , 构件 1 下滑
3	$v_1 = v_2 + v_{12}$ $i_v = \frac{v_1}{v_2} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{a_1}{a_2}$	$v_2 = v_1 + v_{21}$ $i_v = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{a_2}{a_1}$

序号		三构件斜面机构	
4	 $i_p = \frac{Q}{P} = \frac{\sin(\alpha_1 - \rho_{12} - \rho_{13}) \cos \rho_{32}}{\sin(\alpha_2 + \rho_{12} + \rho_{23}) \cos \rho_{13}}$ <p>当 ρ 相等时, $i_p = \frac{Q}{P} = \frac{\sin(\alpha_1 - 2\rho)}{\sin(\alpha_2 + 2\rho)}$</p>	 $i_p = \frac{P}{Q} = \frac{\sin(\alpha_2 - \rho_{12} - \rho_{23}) \cos \rho_{13}}{\sin(\alpha_1 + \rho_{12} + \rho_{13}) \cos \rho_{32}}$ <p>当 ρ 相等时, $i_p = \frac{P}{Q} = \frac{\sin(\alpha_2 - 2\rho)}{\sin(\alpha_1 + 2\rho)}$</p>	
5	$\eta_z = \frac{\sin(\alpha_1 - \rho_{12} - \rho_{13}) \cos \rho_{23} \sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \rho_{12} + \rho_{23}) \cos \rho_{13} \sin \alpha_1}$ <p>当 ρ 相等时, $\eta_z = \frac{1 - \cot \alpha_1 \tan 2\rho}{1 + \cot \alpha_2 \tan 2\rho}$</p> <p>当 $\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$, $\eta_z = \frac{\tan \alpha_2}{\tan(\alpha_2 + 2\rho)}$</p>	$\eta_t = \frac{\sin(\alpha_2 - \rho_{12} - \rho_{23}) \cos \rho_{13} \sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \rho_{12} + \rho_{13}) \cos \rho_{23} \sin \alpha_2}$ <p>当 ρ 相等时, $\eta_t = \frac{1 - \cot \alpha_2 \tan 2\rho}{1 + \cot \alpha_1 \tan 2\rho}$</p> <p>当 $\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$, $\eta_t = \frac{\tan(\alpha_2 - 2\rho)}{\tan \alpha_2}$</p>	
6	$\eta_{\max} = \frac{\tan(45^\circ - \rho)}{\tan(45^\circ + \rho)} \quad (\rho \text{ 相等})$		
7	$\alpha_2 \eta_{\max} = 45^\circ - \rho \quad (\rho \text{ 相等})$		
8	$\alpha_2 < 90^\circ - \rho_{12} - \rho_{23}$		
9	$\alpha_2 \leq \rho_{12} + \rho_{23}$		
10	$< 50\%$		

6.2 螺旋机构

螺旋机构是斜面机构的变形, 具有与斜面机构相同的特点, 可将转动变成移动。按用途分为三类: 传动螺旋、传力螺旋和调整螺旋。

6.2.1 螺旋机构的特性指标

表 19-2-79

螺旋机构的特性指标


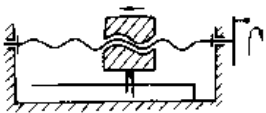
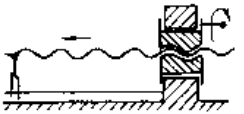
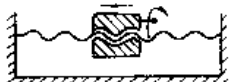

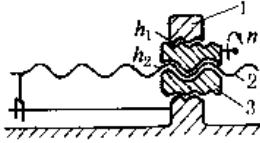
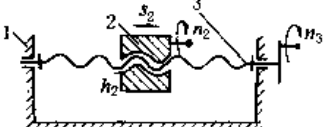
名称	公式	说明
速度比	$i_s = \text{移动速度 } v / \text{旋转角速度 } \omega = \text{直线位移 } s / \text{角位移 } \varphi = \text{导程 } h / 360^\circ = r \tan \alpha$	r —— 螺纹中径 α —— 螺旋升角 ρ' —— 当量摩擦角
增力比	正行程	$i_p = \text{轴向载荷 } Q / \text{驱动力矩 } M = \frac{1}{r \tan(\alpha + \rho')}$
	反行程	$i_p = \text{阻力矩 } M / \text{驱动力 } Q = r \tan(\alpha - \rho')$
效率	正行程	克服轴向载荷 Q , 沿螺旋面上升 $\eta_z = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')}$
	反行程	在轴向载荷作用下, 沿螺旋面下降 $\eta_t = \frac{\tan(\alpha - \rho')}{\tan \alpha}$

$\rho' = \arctan \mu' = \arctan \frac{\mu}{\cos \beta}$
 β —— 螺纹牙型半角
 μ' —— 当量摩擦因数
 矩形螺纹 $\mu' = \mu$
 三角形螺纹 $\mu' = \frac{\mu}{\cos 30^\circ} = 1.155\mu$
 梯形螺纹 $\mu' = \frac{\mu}{\cos 15^\circ} = 1.035\mu$
 锯齿形螺纹 $\mu' = \frac{\mu}{\cos 3^\circ} = 1.001\mu$

6.2.2 螺旋机构传动型式

表 19-2-80

螺旋机构传动型式

序号	型式	简图	特点
1	螺杆旋转, 并沿轴线移动, 螺母固定		与二构件斜面机构类似。可获得较高的精度, 但结构尺寸大
2	螺杆旋转, 螺母沿轴线移动		与三构件斜面机构类似。有限制螺杆轴向窜动和螺母转动的结构 结构尺寸较小, 但精度较低, 结构较复杂
3	螺母旋转, 螺杆移动		与三构件斜面机构类似。有限制螺母轴向窜动和螺杆转动的结构 精度较低, 结构尺寸大, 结构复杂
4	螺杆固定, 螺母旋转并沿螺杆轴向移动		与二构件斜面机构类似。精度最低
5 差动螺旋	(1) 二螺旋左右安排, 是第 1、2 二种型式的组合		$s_2 = (h_1 - h_2)n$ $= (h_1 - h_2)\varphi/2\pi$ <p>式中 s_2 —— 构件 2 相对构件 1 的轴向位移, 正值表示向左移, 负值表示向右移</p> <p>h_1、h_2 —— 构件 1、2 的导程, 右旋以正值代入, 左旋以负值代入</p> <p>n —— 构件 3 的转数, 顺时针方向以正值代入, 逆时针方向以负值代入</p> <p>φ —— 转角</p> <p>为获得微量移动, 可采用二个导程相差很小, 且旋向相同的螺旋组成</p>
	(2) 二螺旋内外安排, 是第 1、3 二种型式的组合		$s_2 = (n_2 - n_3)h_2$ $= (\varphi_2 - \varphi_3)h_2/2\pi$ <p>式中 s_2、n_2、n_3、h_2 的正负号同上, 由于螺杆与螺母的转数与转向的不同, 螺母可获得各种不同的 (大小和方向) 移动速度</p>
	(3) 螺杆、螺母二者同时输入运动的差动螺旋		$s_2 = (n_2 - n_3)h_2$ $= (\varphi_2 - \varphi_3)h_2/2\pi$ <p>式中 s_2、n_2、n_3、h_2 的正负号同上, 由于螺杆与螺母的转数与转向的不同, 螺母可获得各种不同的 (大小和方向) 移动速度</p>

6.3 参数选择

斜面机构与螺旋机构的设计主要是选取升角 α 与摩擦角 ρ 。特性指标 i_v 、 i_p 、 η 均与参数 α 、 ρ 有关，且对 α 、 ρ 的要求相互矛盾，所以应根据机构的要求具体处理。升角 α 可参考表 19-2-81 选取。

表 19-2-81 升角 α 参考值

使用场合	要求	α 值
手动夹压机构	如手动千斤顶，用人力操作，要求省力，即 i_p 高；操作中要停歇，所以反行程要自锁，而正行程效率无特殊要求，则可按反行程自锁条件，升角取较小值	$4^\circ \sim 6^\circ$
液动、气动夹压机构	气动夹压机构：对省力和反行程自锁无特殊要求，可按最大效率升角取较大值	$15^\circ \sim 45^\circ$
	螺旋压力机： α 过大而加工困难	$18^\circ \sim 25^\circ$
微动进给机构	微动（即 i_v 低）且灵敏；反行程自锁	取很小的 α 和 ρ'
螺纹联接	主要是自锁	$1.5^\circ \sim 5^\circ$

7 往复油（汽）缸机构的运动设计^[4]

往复油（汽）缸有缸体轴线固定式和缸体绕定点摆动式两种。缸体轴线固定式机构（曲柄滑块机构）的运动设计见本章 1.4 节。本节只介绍摆动式油（汽）缸机构（曲柄摇块机构）的运动设计。摆动式油（汽）缸机构根据铰链位置可分为对中式和偏置式两类。偏置式能提高机构的传力效果，但因油缸对活塞杆有横向作用力，使活塞和活塞杆的密封条件恶化，影响使用寿命。

7.1 参数计算

表 19-2-82 摆动油缸的计算公式

类型	对中式	偏置式		
机构简图	<p>(a)</p>	<p>(b)</p>	<p>(c)</p>	<p>(d)</p>
	<p>r——摇杆长度；d——机架长度；e——油缸偏置距；L_1——初始位置时铰链点 B_1 到油缸铰链点 C 的距离；L_2——终止位置时铰链点 B_2 到油缸铰链点 C 的距离；L_1——任意位置时铰链点 B_1 到油缸铰链点 C 的距离；φ_i——从动摇杆任意位置角；i——符号角码，表示任意位置</p>			

续表

类 型		对 中 式	偏 置 式	
位置参数 (见图 a、c)	从动摇杆 初始和终止位置角 φ_1 和 φ_2	$\cos \varphi_1 = \frac{1 + \sigma^2 - \rho_1^2}{2\sigma}$	$\cos \varphi_2 = \frac{1 + \sigma^2 - \lambda^2 \rho_1^2}{2\sigma}$	$\lambda = L_2/L_1$ $\rho_1 = L_1/d$ $\rho_2 = L_2/d = \lambda \rho_1$ $\sigma = r/d$
	工作摆角 φ_{12}	$\varphi_{12} = \varphi_2 - \varphi_1$		
	油缸行程 S_{12}	$S_{12} = L_2 - L_1$	$S_{12} = \sqrt{L_2^2 - e^2} - \sqrt{L_1^2 - e^2}$	
	传动角 γ	给定 ρ_1 和 σ	$\cos \gamma_i = \frac{\rho_1^2 + \sigma^2 - 1}{2\rho_1 \sigma}$	$\sin \gamma_i = \frac{\sqrt{4\rho_1^2 \sigma^2 - (\rho_1^2 + \sigma^2 - 1)^2}}{2\rho_1 \sigma}$
		给定 φ_1 和 σ	$\cos \gamma_i = \frac{\sigma - \cos \varphi_1}{\sqrt{1 + \sigma^2 - 2\sigma \cos \varphi_1}}$	$\sin \gamma_i = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma - \cos \varphi_1}{\sin \varphi_1}\right)^2 + 1}}$
	偏置角 β	0		$\sin \beta_i = e/L_1$
活塞杆伸出系数 λ'	$\lambda' = \lambda$		$\lambda' = \sqrt{\frac{\lambda^2 - (e/L_1)^2}{1 - (e/L_2)^2}}$	
运动参数和动力参数 (见图 b、d)	摇杆角速度 ω_1	$\omega_1 = v_2^{\text{①}}/r \sin \gamma_i$	$\omega_1 = v_2 \cos \beta_i / r \sin \gamma_i$	
	油缸角速度 ω_2	$\omega_2 = v_2/L_1 \tan \gamma_i$	$\omega_2 = v_2 (\cot \gamma_i \cos \beta_i - \sin \beta_i) / L_1$	
	所需油缸推力 P_2	$P_2 = M_1/r \sin \gamma_i$	$P_2 = M_1 \cos \beta_i / r \sin \gamma_i$	
	油缸对活塞杆的横向力 P_{32}	0	$P_{32} = M_1 \sin \beta_i / r \sin \gamma_i$	
	所传递的阻力矩 M_1	$M_1 = P_2 r \sin \gamma_i$	$M_1 = P_2 r \sin \gamma_i / \cos \beta_i$	
	所传递的阻力矩 M_1 相对值	$M_1/P_2 r = \sin \gamma_i$	$M_1/P_2 r = \sin \gamma_i / \cos \beta_i$	

① 表示 v_2 为活塞的平均相对运动速度的大小。

7.2 参数选择

活塞杆伸出系数 λ' ，应根据活塞杆伸出时稳定性的要求确定（见本手册第 17 篇），对表 19-2-82 所列的联接形式，一般可取 $\lambda' \approx 1.5 \sim 1.7$ 。

基本参数 σ 和 φ_1 、 φ_2 和 σ 和 ρ_1 、 ρ_2 ，可根据对摆动油缸机构的工作位置和传力要求，按图 19-2-92 选择。摆动油缸机构的传力效果与 $\sin \gamma$ 成正比； γ 愈大机构愈省力；反之，即使负载不大，也需很大的油缸推力。若传动角 γ 过小（小于最小极限值），机构将自锁。传动角 γ 是机构位置的函数（图 19-2-92）。

例 1 已知 $\rho = 2.40$ ， $\sigma = 2.00$ 由图 19-2-92 求得 $\sin \gamma \approx 0.41$

$\gamma \approx 24^\circ 8' 49''$ $\varphi \approx 100^\circ 57' 10''$

例 2 已知 $\varphi_1 = 80^\circ$ ， $\sigma = 1.50$ 由图 19-2-92 求得 $\sin \gamma_1 \approx 0.60$

$\gamma_1 \approx 36^\circ 35' 37''$ $\rho_1 \approx 1.652$

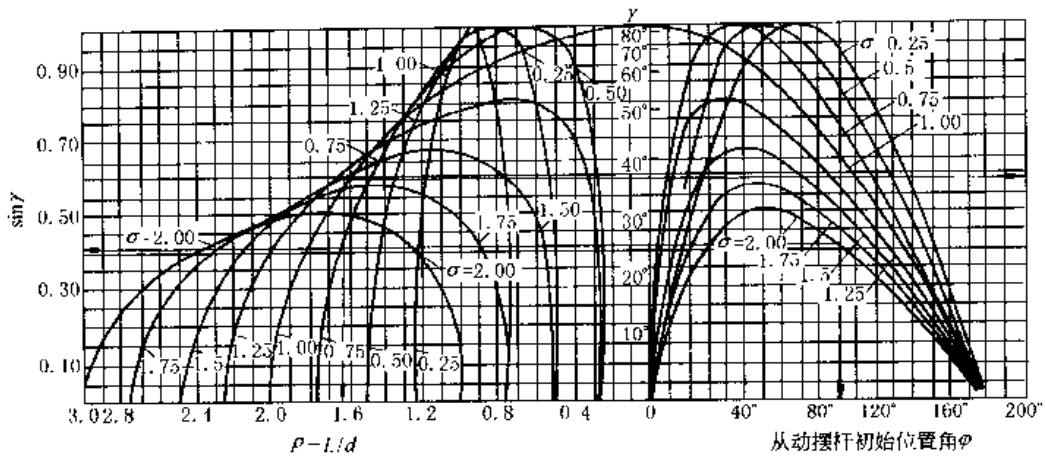


图 19-2-92 摆动油缸机构基本参数选择

7.3 运动设计

表 19-2-83

几何法

序号	已知条件	简图	作图步骤
例 1	摇杆摆角 φ_{12} 、许用传动角 γ_p 和 λ 值	<p>(a) 实现从动摇杆两位置时的参数关系</p> <p>(b) 实现从动摇杆两位置的图解</p>	<p>1. 如图 a 所示, 当机构在上、下两个极端位置时, 若 $\gamma_2 < \gamma_1$, 则必须使 $\gamma_2 \geq \gamma_p$, ρ_1 必须符合如下关系</p> $\rho_1 \leq \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_{12})}{\lambda \sin \gamma_p}$ <p>2 如图 b 作图。选取机架 $AC = d$, 在 A、C 点作射线 AF、AF'、CF 和 CF', 使它们与机架 AC 的夹角小于 $90^\circ - \gamma_p$, 得交点 F、F', 分别以 F、F' 为圆心, CF 和 CF' 为半径作圆 K 和 K', 由于 $\angle AFC = \angle AF'C = 2\gamma_p$, 故在 K 圆的圆弧 \widehat{ABC} 上任一点 B (或 K' 圆的圆弧 \widehat{AC} 上任一点 B'), 其所对角 $\angle ABC = \gamma_p$。为使最小传动角不小于 γ_p, 铰链点 B 应该在 K、K' 圆所围的范围以内。许用传动角 γ_p 取得愈小, B 点几何位置的可能范围就愈大</p> <p>3. 若选定 ρ_1、φ_{12}, 则以 C 为圆心, $l_1 = \rho_1 d$ 和 $l_2 = \lambda l_1$ 为半径作圆, 并从 A 点作摇杆摆角 φ_{12}, 与两圆弧相交于 B_1、B_2 点, 同时, 使 $AB_1 = AB_2$, 则 AB_2 就是所求的摇杆长度 r, 并得到起始角 φ_1, 若选定 ρ_1 和 σ, 则从 A 点以 $r' = \sigma d$ 为半径作圆交得 B'_1 点和 B'_2 点, 可得到 φ'_{12} 和 φ'_1</p>

续表

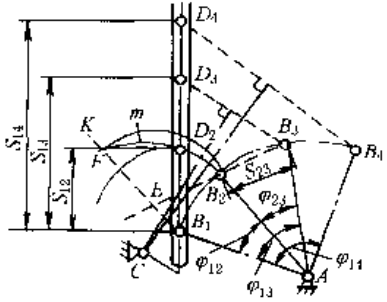
序号	已知条件	简图	作图步骤
例 2	摇杆三个转角 φ_{12} 、 φ_{13} 、 φ_{14} ，相应的活塞行程 S_{12} 、 S_{13} 、 S_{14}	 <p style="text-align: center;">实现从动摇杆三转角时的图解</p>	<ol style="list-style-type: none"> 任取摇杆轴心 A，摇杆长度 AB 选取的依据是当其夹角为 φ_{23} ($= \varphi_{13} - \varphi_{12}$) 时，所对的弦长 B_2B_3 恰等于 S_{23} ($= S_{13} - S_{12}$) 之长 由 B_1 点任作直线 B_1K，与 B_2B_3 的延长线相交于 E 点，取 $EB_2 = EF$ 得 F 点，由于 B_1K 是任取的直线，所以用上法由 B_1 点作不同的直线可得到许多个 F 点，把这些点连接起来即为曲线 m 以 B_1 为圆心，以 S_{12} 长为半径画圆与曲线 m 相交于 D_2 点。连接 B_1D_2，即得摇杆处于 AB_1 位置时油缸轴线的位置 在 B_1D_2 延长线上截取活塞行程 S_{13} 和 S_{14}，得 D_3、D_4 两点。作 B_1D_3 与 B_1D_4 的中垂线，两者相交于 C 点，则机构 ABC 即为所求的机构

表 19-2-84

分析法

已知条件	摇杆的摆角 φ_{12} 及初始角 φ_1	摇杆摆角 φ_{12} ，油缸初始长度 L_1 活塞行程 $S_{12} = L_2 - L_1$
确定参数	摇杆和油缸相对长度 σ 和 ρ	摇杆长度 r 及初始位置角 φ_1
计算	<p>根据表 19-2-82 中机构的初始、终止位置关系式可得</p> $\sigma = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (a)$ <p>式中 $A = C = \lambda^2 - 1$</p> $B = -2(\lambda^2 \cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) \quad (b)$ <p>而 $\rho = \sqrt{1 + \sigma^2 - 2\sigma \cos \varphi_1} \quad (c)$</p>	<p>令 $d = 1$，由表 19-2-82 中图 a 可得</p> $\left. \begin{aligned} (L_1 + S_{12})^2 &= 1 + r^2 - 2r \cos(\varphi_1 + \varphi_{12}) \\ \cos \varphi_1 &= \frac{1 + r^2 - L_1^2}{2r} \end{aligned} \right\} \quad (d)$ <p>将上式消去 φ_1，化简后得</p> $ar^4 - br^2 + c = 0 \quad (e)$ <p>式中 $a = 2(1 - \cos \varphi_{12})$</p> $b = 2[(2L_1^2 + 2L_1 S_{12} + S_{12}^2)(\cos \varphi_{12} - 1) + 2\cos \varphi_{12}(\cos \varphi_{12} - 1)]$ $c = (L_1 + S_{12})^4 - 2(L_1 + S_{12})^2 + [(L_1 + S_{12})^2 - 1](2 - 2L_1^2)\cos \varphi_{12} + L_1^4 - 2L_1^2 + 2$ <p>由式 (d) 和式 (e) 可分别解出 r 和 φ_1</p>
举例	<p>某汽车吊要求举升油缸将起重臂从 $\varphi_1 = 0$ 举升到 $\varphi_2 = 60^\circ$，试确定 σ 和 ρ 值</p> <p>解 取活塞杆伸出系数 $\lambda = 1.6$，代入式 (b) 得 $A = C = 1.56$、$B = -4.12$，再代入式 (a) 和 (c) 可得两组数值</p> $\begin{cases} \sigma_1 = 2.183 \\ \rho_1 = 1.183 \end{cases} \quad \begin{cases} \sigma_2 = 0.458 \\ \rho_2 = 0.549 \end{cases}$ <p>根据汽车底盘结构取机架长度 $d = 1400\text{mm}$，则可得</p> $\begin{cases} r_1 = 3056\text{mm} \\ L_1 = 1656\text{mm} \end{cases} \quad \begin{cases} r_2 = 641\text{mm} \\ L_2 = 768\text{mm} \end{cases}$	<p>某摆动导板送料辊的摆动油缸机构，要求导板的摆角 $\varphi_{12} = 60^\circ$，$S_{12} = 0.5\text{m}$，$L_1 = d = 1\text{m}$，试决定 r 和 φ_1 值</p> <p>解 将已知数据代入式 (d) 及式 (e) 可求得两组解</p> $\begin{cases} r = 0.6376\text{m} \\ \varphi_1 = 71^\circ 24' \end{cases} \quad \begin{cases} r = 1.96\text{m} \\ \varphi_1 = 11^\circ 24' \end{cases}$ <p>载荷不大时，两组数据都可采用</p>

第3章 组合机构的分析与设计

许多机械设备中，特别是自动机械，由于需要执行多种多样的运动，而且各种动作之间又有一定的配合要求，如采用单一的基本机构往往无法完成工作要求。所以多数是使用多种类型机构的组合。

1 基本机构的主要组合型式

(1) 基本机构的串联式组合

图 19-3-1 为由凸轮机构 125 和四杆铰链机构 2'345 串联组成的凸轮-连杆组合机构。主动构件为凸轮 1、凸轮机构的滚子摆动从动件 2 与四杆机构的输入件 2' 固连，输入运动 ω_1 ，经过二套基本机构的串联组合，由杆 4 输出运动 ω_4 。

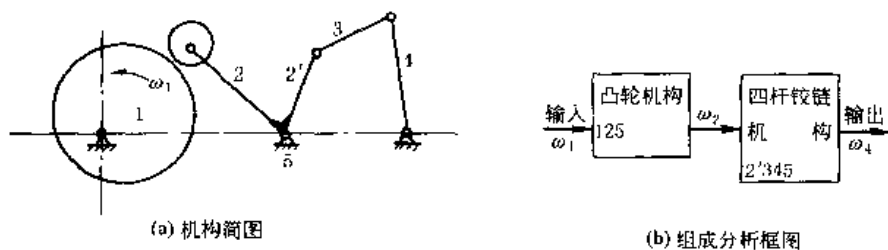


图 19-3-1 串联式机构组合

(2) 基本机构的并联式组合

图 19-3-2 为一并联式凸轮-连杆组合机构。凸轮 1 和 1' 装在同一轴 O 上，输入运动 ω_1 后，经过二套并联的凸轮机构 126 和 1'36，分别输出 x 方向的运动 s_2 和 y 方向的运动 s_3 ， s_2 和 s_3 使二自由度五杆机构 23456 的构件 4 和 5 的铰接点 M 走出工作所需要的轨迹 mm 。

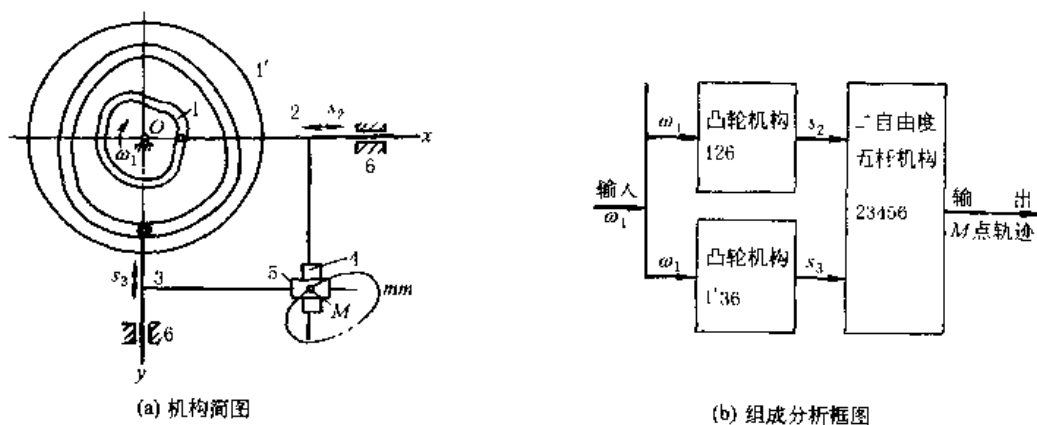


图 19-3-2 并联式机构组合

(3) 基本机构的复联式组合

图 19-3-3 所示为一反馈型的复联式齿轮-连杆组合机构，它是由一个二自由度的五杆铰链机构 12345 和一单自由度行星轮系 z_3z_4 所组成。行星轮 z_3 与连杆 3 固连，其中心与杆 4 在 D 点铰接。中心轮 z_5 与机架 5 固连不动，其中心与杆 4 在 E 点铰接。输入运动为 ω_1 ，经过这两套基本机构的反馈型复联组合，使杆 2 和 3 的铰接点 C 输出工作所需要的运动轨迹 mm 。

图 19-3-4 所示为一装载型的复联式齿轮-连杆组合机构，即电风扇上的自动摇头机构。它是由一蜗杆蜗轮机

构 $z_5 z_2$ 装载在一双摇杆机构 1234 上所组成, 电动机装在杆 1 上, 驱动蜗杆 z_5 和风扇, 蜗轮 z_2 与连杆 2 固连, 其中心与杆 1 在 B 点铰接。当电动机 M 带动风扇以角速度 ω_{51} 转动时, 通过蜗杆蜗轮机构使摇杆 1 以角速度 ω_1 来回摆动, 即使风扇头摇摆。

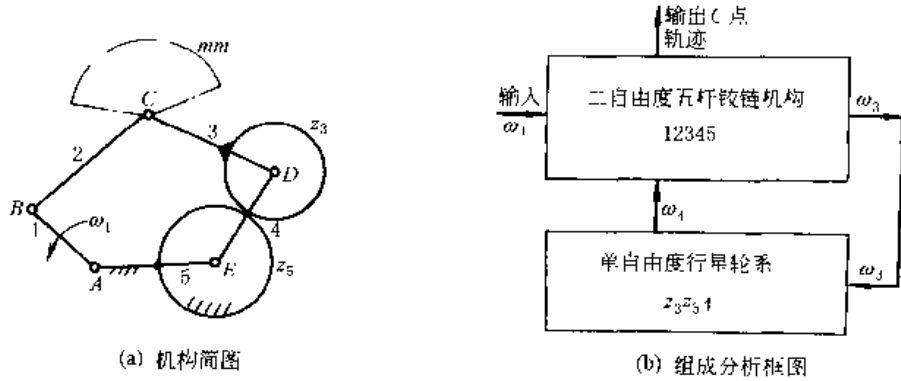


图 19-3-3 反馈型复联式齿轮-连杆组合机构

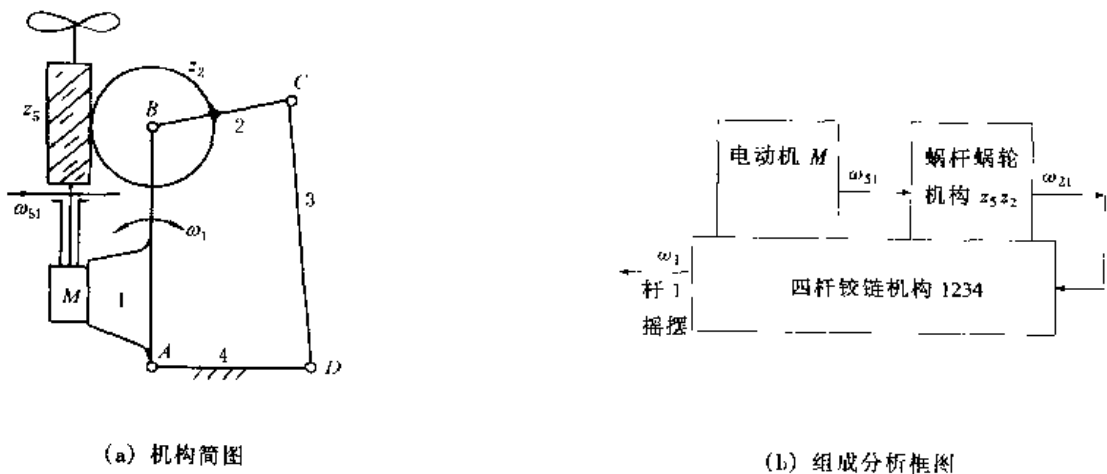


图 19-3-4 装载型复联式齿轮-连杆组合机构

2 凸轮-连杆组合机构

凸轮-连杆组合机构是由连杆机构和凸轮机构按一定工作要求组合而成, 它综合了这两种机构各自的优点。这种组合机构中, 多数是以连杆机构为基础, 而凸轮起调节和补偿作用, 以执行单纯连杆机构无法实现或难以设计的运动要求。但有时也以凸轮机构为主体, 通过连杆机构的运动变换使输出的从动件能满足各种工作要求。

2.1 固定凸轮-连杆组合机构

(1) 实现给定轨迹的固定凸轮-连杆组合机构

图 19-3-5 为由连杆机构 12345 和固定凸轮 5 所组成的组合机构。主动件 1 以 ω_1 转动时, 连杆 2 上 D 点执行给定轨迹 mm 。这种组合机构的运动相当于杆长 BC 可变的四杆铰链机构 $OABC$, 因而克服一般四杆铰链机构的连杆曲线无法精确实现给定轨迹的要求。其设计步骤和方法如下。

- ① 建立坐标系 Oxy 。一般取原点 O 为输入轴轴心, x 轴为连心线 OC 方向。
- ② 将给定的轨迹 mm 分成若干分点, 定出一系列的向径 r_D 和 ϕ_D 。
- ③ 选定杆长 l_1 、 l_2 和 l_5 , 以及执行点 D 在连杆 2 上的位置 l_2 和 ϵ 角。

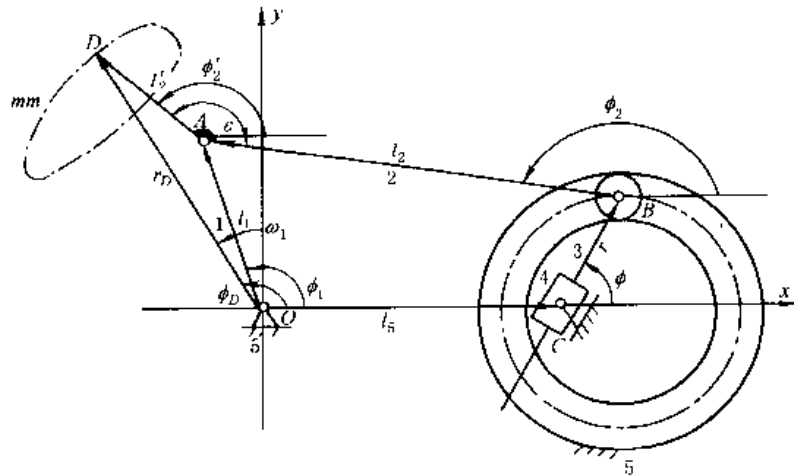


图 19-3-5 固定凸轮-连杆组合机构

④ 确定 A 点的一系列分度位置，以 O 为中心、 l_1 为半径作曲柄圆，以一系列 D 为中心、 l_2 为半径作圆弧，它与曲柄圆的交点即得一系列的 A 点。

⑤ 确定 B 点的一系列位置。连 AD，在此基础上按角 ϵ 和杆长 l_2 定出一系列的 B 点相应位置。

⑥ 画出凸轮 5 的廓线把一系列的 B 点连成曲线即凸轮的理论廓线。在理论廓线上作一系列的滚子圆，其内、外包络线即固定凸轮 5 的曲线槽。

⑦ 凸轮理论廓线的极坐标方程式（以 C 为极坐标中心， ϕ 角由 x 轴起逆时针量度）。凸轮的理论廓线方程式为：

$$\left. \begin{aligned} r &= [(r_D \cos \phi_D - l_2 \cos \phi_2 - l'_2 \cos \phi'_2 - l_5)^2 + (r_D \sin \phi_D - l_2 \sin \phi_2 - l'_2 \sin \phi'_2)^2]^{1/2} \\ \phi &= \arctan \left(\frac{r_D \sin \phi_D - l_2 \sin \phi_2 - l'_2 \sin \phi'_2}{r_D \cos \phi_D - l_2 \cos \phi_2 - l'_2 \cos \phi'_2 - l_5} \right) \end{aligned} \right\} \quad (19-3-1)$$

其中

$$\phi'_2 = \phi_D \pm \arccos \left(\frac{r_D^2 + l_2'^2 - l_1^2}{2r_D l_2'} \right) \quad (19-3-2)$$

$$\phi_2 = \pi + \phi'_2 - \epsilon \quad (19-3-3)$$

$$\phi_1 = \phi_D - \left[\pm \arccos \left(\frac{r_D^2 + l_1^2 - l_2'^2}{2r_D l_1} \right) \right] \quad (19-3-4)$$

式中 \pm 号按机构的位置连续性取定。

(2) 实现给定运动规律的固定凸轮-连杆组合机构

图 19-3-6 为一由连杆机构和固定凸轮组成的组合机构。主动件 1 以等角速度 ω_1 连续旋转，通过连杆 2 和 3 带动滑块 4 往复移动。这种组合机构相当于从动曲柄 CE 长度可变的六杆机构 ABCDE（E 为凸轮理论轮廓曲线的曲率中心）。具有较长停歇期，可用尺寸较小的凸轮来实现较大输出行程的优点。其设计步骤和方法如下。

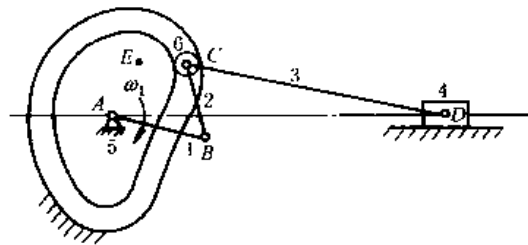


图 19-3-6 固定凸轮-连杆组合机构

① 给定设计条件。主动曲柄长度 $l_1 = 20\text{mm}$ ，角速度 $\omega_1 = 10\text{s}^{-1}$ ，输出滑块的起始位置 $H_0 = 88\text{mm}$ ，行程 $H = 36\text{mm}$ ，运动规律如下：

曲柄转角 ϕ_1	$0^\circ \sim 150^\circ$	$150^\circ \sim 270^\circ$	$270^\circ \sim 360^\circ$
滑块位移 s_D	等速向左 36mm	停歇	等速向右 36mm

② 画出输出滑块的位移曲线见图 19-3-7a。

③ 以 A 为中心, l_1 为半径作曲柄圆, 顺 ω_1 取 12 等分, 得 B_0, B_1, \dots, B_{12} 。同时将行程 H 按图 19-3-7a 所示运动规律求得滑块相应的分点 D_0, D_1, \dots, D_{12} , 见图 19-3-7b。

④ 选定连杆 BC 和 CD 的长度 l_2 和 l_3 , 由相应的 B 和 D 分点中求得变长 BD 的最大和最小距离:

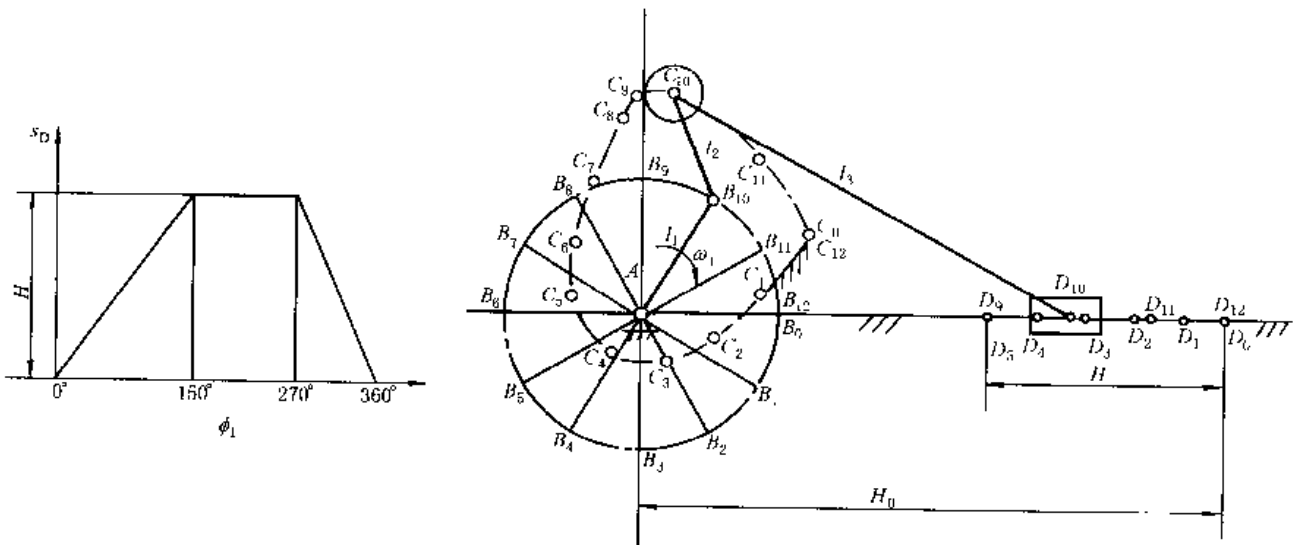
$$(l_{BD})_{\max} = 72\text{mm}, \quad (l_{BD})_{\min} = 56\text{mm}$$

一般可按下列条件求 l_2 和 l_3 :

$$l_2 + l_3 \geq (l_{BD})_{\max}, \quad l_3 - l_2 \leq (l_{BD})_{\min}$$

图 19-3-7b 中取: $l_3 = 68\text{mm}$, $l_2 = 16\text{mm}$ 。

⑤ 凸轮廓线设计, 以 B_0 为中心、 l_2 为半径作圆弧, 再以 D_0 为中心、 l_3 为半径作圆弧, 两圆弧的交点为 C_0 , 它就是主动曲柄转角 $\phi_1 = 0$ 时凸轮理论廓线上的点。同理, 分别作出 12 个 C 点, 各个 C 点连接起来即固定凸轮的理论廓线。在理论廓线上作一系列滚子圆, 其内外包络线即凸轮的工作廓线 (图中未画出)。



(a) 输出滑块的运动规律

(b) 组合机构的设计

图 19-3-7 糖果包装机中应用的固定凸轮-连杆组合机构

2.2 转动凸轮-连杆组合机构

这种组合机构是以一个二自由度的五杆机构为基础, 利用和主动件一起转动的凸轮来控制五杆机构二个输入运动间的关系, 从而使输出的运动实现给定的工作要求。这种组合机构主要有下列二种型式。

(1) 用凸轮来控制从动曲柄 (或摇杆) 的运动

图 19-3-8a 为一由五杆机构 12345 和凸轮机构 145 所组成的相当于机架铰链点 D 的位置可变动的四杆铰链机构 $ABCD$, 其设计步骤和方法如下。这种组合机构的另外一种常见型式是将凸轮机构中的移动从动件 4 改为摆动从动件。

① 建立坐标系 Oxy 。一般原点 O 与输入轴 A 重合, x 与从动件 4 的移动导路方向平行或重合。

② 选定曲柄 AB 和连杆 BC 、 CD 的长度 l_1 、 l_2 和 l_3 :

$$l_1 = \frac{1}{2}(l_{AC} - l_{AC'}), \quad l_2 = \frac{1}{2}(l_{AC} + l_{AC'}), \quad l_3 > h_{\max}$$

l_{AC} 和 $l_{AC'}$ 是 A 到 mm 曲线的最近和最远距离。 h_{\max} 是 mm 曲线与构件 4 导路线之间的最远距离。

③ 作曲柄圆, 并顺 ω_1 方向等分, 图 19-3-8b 中 B 点取 12 等分。以各个 B 点为中心、 l_2 为半径, 与 mm 曲线

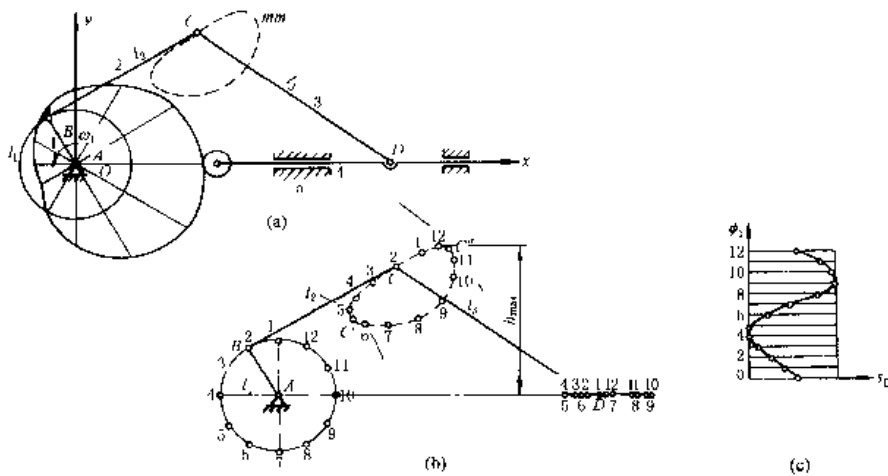


图 19-3-8 转动凸轮-五杆组合机构

的交点即得 12 个相应的 C 点，再以各个 C 点为中心、 l_3 为半径，与杆 4 导路线的交点即得 12 个相应的分点 D 。

④ 作出从动件 4 的位移曲线 $s_D - \phi_1$ ，根据构件 1 各个等分角 ϕ_1 时的 D 点位置，画出其位移曲线（图 19-3-8c），注意 $\phi_1 = 0^\circ$ 时，不一定就是从动件 4 的左极限或右极限位置。

⑤ 画出凸轮廓线。根据此位移曲线，用移动从动件盘形凸轮廓线的绘制方法作出凸轮的理论廓线和工作廓线。

⑥ mm 曲线的参数方程式。

$$\begin{cases} x_C = l_1 \cos \phi_1 + l_2 \cos \phi_2 \\ y_C = l_1 \sin \phi_1 + l_2 \sin \phi_2 \end{cases} \quad (19-3-5)$$

设计时选定 mm 曲线上各个 C 点的坐标 (x_C, y_C) ，选定 l_1 和 l_2 ，按上式求出相应的 ϕ_1 和 ϕ_2 。

⑦ 求 D 点的位置 $(AD = h_4)$ 以及从动件 4 的位移规律 $s_D = f(\phi_1)$ 。

$$\tan \phi_2 = (M \pm \sqrt{M^2 + N^2 - P^2}) / (N + P) \quad (19-3-6)$$

其中

$$M = 2l_1 l_2 \sin \phi_1 \quad (19-3-7)$$

$$N = 2l_1 l_2 \cos \phi_1 - 2l_2 h_4 \quad (19-3-8)$$

$$P = l_3^2 - l_1^2 - l_2^2 - h_4^2 + 2l_1 h_4 \cos \phi_1 \quad (19-3-9)$$

将选定的 l_1 、 l_2 和 l_3 以及由式 (19-3-5) 求得的 ϕ_1 和 ϕ_2 代入上列四式，便可求得和 ϕ_1 相对应的一系列 h_4 ，从而得出从动件 4 的位移规律 $s_D = f(\phi_1)$ 。

⑧ 按 $s_D = f(\phi_1)$ 用解析法求解移动从动件盘形凸轮的理论廓线和工作廓线方程式（参见表 19-2-31）。

(2) 用凸轮来控制连杆的运动

图 19-3-9a 所示为一五杆机构 12345 和凸轮 1 组成的组合机构。这种组合机构相当于连杆 AC 长度可变的四杆铰链机构 $OACD$ ，只要改变凸轮的轮廓曲线形状就可控制 AC 长度的变化规律，设计时，可将其转化为运动相当的连杆机构用封闭矢量法求解，如图 19-3-9b 所示。这种组合机构的设计步骤和方法如下。

① 建立定坐标系 Oxy 。一般取原点与输入轴重合， Ox 为连心线 OD 方向。

② 选定连杆机构中各杆的尺度。 $l_1 = OA$ ， $l_3 = BC$ ， $l'_3 = CP$ ， $l_4 = DC$ ， $l_5 = OD$ ， $\angle PCB = \epsilon$ ，这些都是不变的尺度。变量 $r = AB$ 。

③ 将给定的 mm 曲线用矢量表示为：向径 $r_P = OP$ ，位置角 ϕ_P 。

④ 求出杆 ABC 、杆 CP 和杆 DC 的位置角 ϕ_3 、 ϕ'_3 和 ϕ_4 。

由机构位置的封闭矢量方程式可解出

$$\phi_4 = \phi_P - \left[\pm \arccos \left(\frac{F^2 + l_4^2 - l_3'^2}{2Fl_4} \right) \right] \quad (19-3-10)$$

$$\phi_3' = \phi_F \pm \arccos \frac{(F^2 + l_3'^2 - l_4^2)}{2Fl_3'} \quad (19-3-11)$$

$$\phi_3 = \pi + \phi_3' - \epsilon$$

$$F = (r_p^2 + l_5^2 - 2r_p l_5 \cos \phi_p)^{1/2} \quad (19-3-12)$$

其中

$$\phi_p = \arctan \left(\frac{r_p \sin \phi_p}{l_5 + r_p \cos \phi_p} \right)$$

⑤ 求出可变长度 r

$$r = G \cos(\phi_c - \phi_3) - l_1 \cos(\phi_1 - \phi_3) - l_3 \quad (19-3-13)$$

其中

$$G = (l_4^2 + l_5^2 - 2l_4 l_5 \cos \phi_4)^{1/2}$$

$$\phi_c = \arctan \left(\frac{l_4 \sin \phi_4}{l_4 \cos \phi_4 - l_5} \right)$$

⑥ 求出主动件 1 的相应转角 ϕ_1

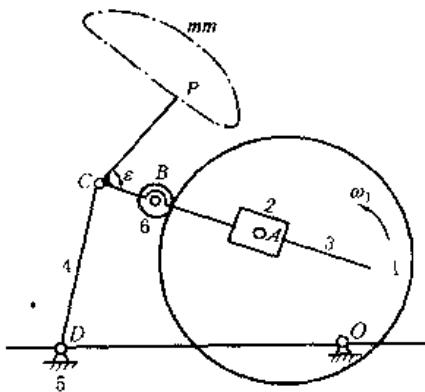
$$\phi_1 = \phi_3 + \arcsin \left[\frac{G \sin(\phi_c - \phi_3)}{l_1} \right] \quad (19-3-14)$$

⑦ 求凸轮理论廓线在动坐标 uAv 上的方程式。动坐标 uAv 和构件 1 固连，原点在 A 。凸轮理论廓线在坐标系 uAv 上的极坐标方程式：

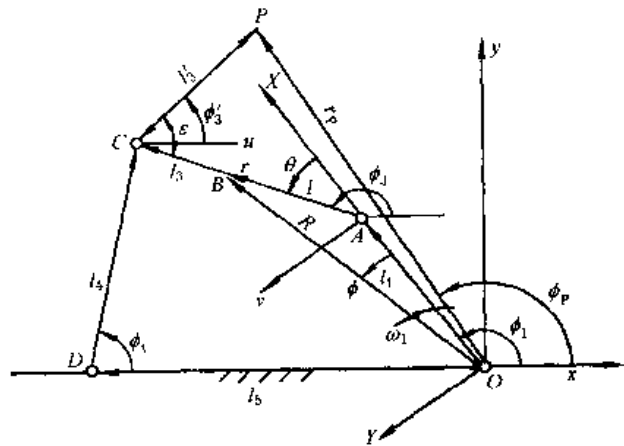
$$\left. \begin{aligned} r &= G \cos(\phi_c - \phi_3) - l_1 \cos(\phi_1 - \phi_3) - l_2 \\ \theta &= \phi_3 - \phi_1 \end{aligned} \right\} \quad (19-3-15)$$

直角坐标方程式：

$$\left. \begin{aligned} u &= r \cos \theta \\ v &= r \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (19-3-16)$$



(a) 机构简图



(b) 机构的封闭矢量图

图 19-3-9 凸轮-五杆组合机构

2.3 联动凸轮-连杆组合机构

这种组合机构是以联动凸轮机构为主体，连杆机构作为实现复杂工作要求的执行部分。

图 19-3-10 所示联动凸轮-连杆组合机构中，主动件是两个固连在一起的盘形槽凸轮 1 和 1'，当凸轮 1 和 1' 转动时，根据这两个凸轮的不同轮廓形状和相互间的位置配合关系，可使 E 点准确地实现工作所需要的预定轨迹。这种组合机构的设计步骤和方法如下。

① 按工作要求拟定出 E 点描绘给定轨迹 R 的路线，并确定分点。在选择路线时注意必须轨迹连续，首末衔接，为了轨迹连续，允许 E 点走的路线有重复。图 19-3-11a 中将轨迹 R 分成 30 点。

② 将凸轮 1 和 1' 的转角 ϕ_1 和 ϕ_1' 按一圈 30 等分, 分别作出 E 点在 x 和 y 方向的位移 s_x 和 s_y , 并连成位移曲线 $s_x-\phi_1$ 和 $s_y-\phi_1'$ 。(图 b 和图 c)。

③ 选定凸轮 1 和 1' 的起始位置并作出其一圈中的各等分角。图 19-3-11d 中, 取凸轮 1 的起始位置 ϕ_{10} 为 Ox 方向, 取凸轮 1' 的起始位置 ϕ_{10}' 为 Oy 方向。逆凸轮 ω_1 方向各取一圈 30 个等分角线。

④ 作出凸轮的理论廓线和工作廓线。按凸轮轮廓设计的反转法原理, 根据位移曲线 $s_x-\phi_1$ 和 $s_y-\phi_1'$ 分别作出移动从动件盘形凸轮 1 和 1' 的理论廓线 (图 19-3-11d)。然后在理论廓线上作一系列滚子圆, 其内外包络线即凸轮的工作廓线 (图中未画出)。

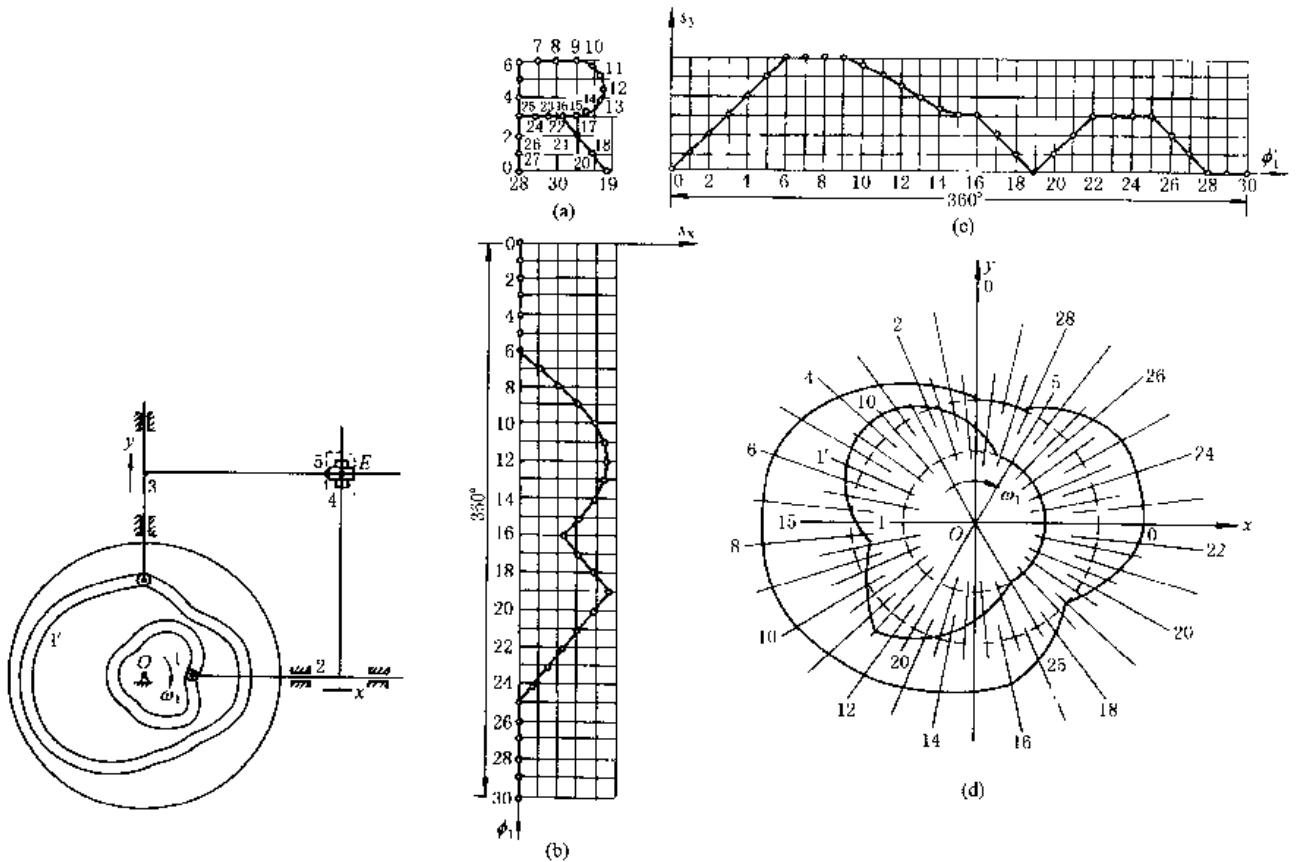


图 19-3-10 联动凸轮-连杆组合机构

图 19-3-11 描绘曲线 R 的联动凸轮-连杆组合机构的设计

3 齿轮-连杆组合机构

凸轮-连杆组合机构虽能完成多种运动要求, 但其承载能力和加工要求均有限制, 因此在某些情况下, 使用齿轮-连杆组合机构也可以达到所要的运动要求, 只是设计较为困难。这种组合机构中的齿轮机构, 多数采用周转轮系。

3.1 行星轮系与 II 级杆组的组合机构

这种组合机构是由一个最简单的单排内啮合或外啮合行星轮系与一个 II 级杆组串联组成, 一般以行星轮系的转臂为主动件, 利用行星轮与杆组铰接点所走的轨迹, 使输出构件实现带停歇期的往复移动或摆动。

(1) 单排外啮合行星轮系与双滑块杆组的组合机构

这种组合机构如图 19-3-12 所示, C 点的轨迹为外摆线或变幅外摆线, 它根据两齿轮的节圆半径 r_1 、 r_2 以及

BC 长度 r_3 的不同, 而有不同的轨迹。图 19-3-13 为 $K = r_1/r_2 = 2$ 时 C 点所画出的轨迹, 当 $\lambda = r_3/r_2 = 1$ 时, 则 C_1 点的轨迹为图中实线所示的外摆线; 当 $\lambda = 1/3$ 时, 则 C_2 点的轨迹为虚线所示的短幅外摆线。由图中可见, 此短幅外摆线上有两段为近似的直线, 如滑块 3 上 C 点行经此两段近似直线时, 则输出杆 4 将产生近似的停歇。这种组合机构的设计步骤和方法如下。

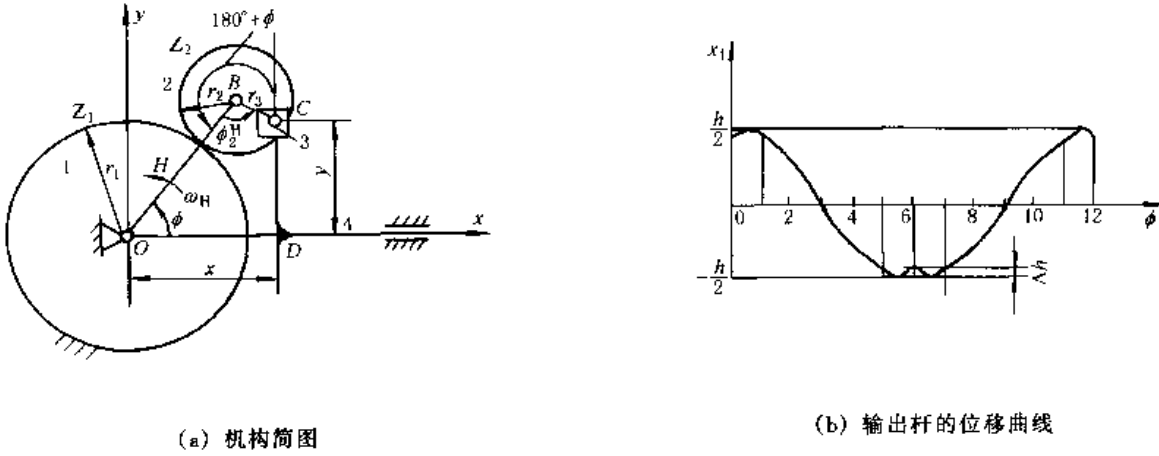
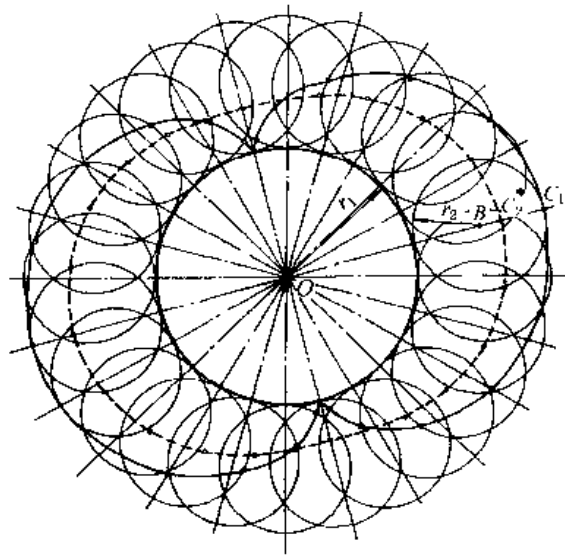


图 19-3-12 单排外啮合行星轮系-连杆组合机构



$K=2$ 实线: $\lambda=1$ 虚线: $\lambda=1/3$

图 19-3-13 外摆线和变幅外摆线

① 行星轮系 $12H$ 中各构件间的角速比和转角关系。

$$i_{2H} = \omega_2/\omega_H = 1 + K \tag{19-3-17}$$

轮 2 的转角: $\phi_2 = (1 + K)\phi \tag{19-3-18}$

轮 2 相对 H 的转角: $\phi_2^H = \phi_2 - \phi = K\phi \tag{19-3-19}$

式中 ϕ ——主动转臂 H 的转角；

K ——齿数比, $K = z_1/z_2$ 。

② 行星齿轮 2 上 C 点的轨迹方程式。

$$\left. \begin{aligned} x_C &= (r_1 + r_2)\cos\phi - r_3\cos(1+K)\phi \\ y_C &= (r_1 + r_2)\sin\phi - r_3\sin(1+K)\phi \end{aligned} \right\} \quad (19-3-20)$$

式中 r_1 、 r_2 ——齿轮 1 与 2 的节圆半径；

r_3 —— BC 的长度。

③ 输出杆 4 的位置和行程 h 。

$$\left. \begin{aligned} x_4 &= H\cos\phi - r_3\cos(1+K)\phi \\ y_4 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (19-3-21)$$

式中 H ——转臂的长度, 当 $\phi = 0$ 时, $x_4 = H - r_3$; $\phi = \pi$ 时, $x_4 = -(H - r_3)$ 。

行程

$$h = (H - r_3) + (H - r_3) = 2(H - r_3) \quad (19-3-22)$$

图 19-3-12b 为转臂 H 转一周中输出杆 4 的位移曲线 $x_4 = f(\phi)$, 此机构取 $K = 2$ 。

④ 输出杆 4 的速度 v_4 和加速度 a_4 。

$$v_4 = \dot{x}_4 = -\omega_H [H\sin\phi - (1+K)r_3\sin(1+K)\phi] \quad (19-3-23)$$

$$a_4 = \ddot{x}_4 = -\varepsilon_H [H\sin\phi - (1+K)r_3\sin(1+K)\phi] - (\omega_H)^2 [H\cos\phi - (1+K)r_3\cos(1+K)\phi] \quad (19-3-24)$$

式中 ω_H ——转臂 H 的角速度；

ε_H ——转臂 H 的角加速度, 当 ω_H 为常数时, $\varepsilon_H = 0$ 。

⑤ 如工作要求输出杆 4 在其行程两端具有近似停歇区, 并给定转臂 H 的相应转角, 计算转臂长度 H 与 r_3 的比值 σ 和 r_3 与 r_2 的比值 λ 。本例中取 $K = 2$, 并给定输出杆 4 在行程两端近似停歇时转臂 H 的相应转角各为 60° 。设计时, 假定输出杆在行程两端停歇时的位置为对称分布, 即按 $\phi = 0^\circ$ 和 $\phi = 30^\circ$ 时的 x_4 值相等的条件求解 (同理, 按 $\phi = 150^\circ$ 和 $\phi = 180^\circ$ 时 x_4 值相等的条件), 可得:

$$H - r_3 = H\cos 30^\circ$$

$$\sigma = \frac{H}{r_3} = 7.4627$$

$$\lambda = \frac{r_3}{r_2} = \frac{1+K}{\sigma} = \frac{1+2}{7.4627} = 0.402$$

⑥ 行程 h 及其微动值 Δh 。输出杆 4 在极限位置时转臂 H 相应的位置角 ϕ 可按按下法求得: 令式 (19-3-23) 中 $x_4 = 0$, 并将 σ 值代入可得 $\phi = 0^\circ$ 及 $\phi = 20.96^\circ$, 然后以 $\phi = 20.96^\circ$ 及 $x_4 = 0.5h$ 代入式 (19-3-21) 求得 $h = 1.74549H$, $\Delta h = 0.5h - (H - r_3) = -0.00673H = -0.00386h$, 这表示微动值 Δh 仅占行程 h 的 0.4% 左右, 所以实际上由于运动副中间隙等因素存在, 在输出杆 4 的行程两端, 相应于主动件 H 的转角 60° 范围内, 将出现有一段时间的停歇期。

(2) 单排内啮合行星轮系与 II 级杆组的组合 (实现近似停歇运动)

表 19-3-1 中图 a 为这种组合机构 $K = r_1/r_2 = 3$, $\lambda = r_3/r_2 = 1$ 时 C 点的轨迹 mm ; 当 $\lambda = 1/2$ 时, 则 C 点的轨迹为具有近似直线段的带圆角三角形如图 b; 当 $\lambda = 1.5$ 时, 则 C 点的轨迹为长幅内摆线 (图未示出)。若选取适当的连杆长度 l_3 , 使以 D 为中心、 l_3 为半径的圆弧通过内摆线 mm 上的 C 、 C' 和 C'' 点, 则输出滑块 4 将出现近似停歇段, 且有相应于主动转臂转角为 $\pm\phi$ 的停歇时间。如果将图 a 的滑块 4 改为摇杆 5 (如虚线所示), 则输出摇杆 5 在摆动到其右极限位置时将具有停歇期。改变 K 和 λ 可以得到不同形状的变幅内摆线, 图 c 所示为 $K = 4$, $\lambda = 1/3$ 时, C 点的轨迹为具有近似直线段的带圆角正方形; 如取 $K = 2.5$, $\lambda = 2/3$, 此时 C 点的轨迹为具有近似直线段的带圆角五角星形 (如图 d)。图 b、c 为 C 点处再铰接一个双滑块杆组 34, 则当 C 点途经近似直线段时, 输出杆 4 将出现停歇期。这种组合机构的设计步骤和方法见表 19-3-1。

表 19-3-1 单排内啮合式行星轮系-连杆组合机构的计算

机 构 简 图

<p>(a) $K = \frac{r_1}{r_2} = 3, \lambda = \frac{r_3}{r_2} = 1$</p>	<p>(b) $K = \frac{r_1}{r_2} = 3, \lambda = \frac{r_3}{r_2} = \frac{1}{2}$</p>	<p>(c) $K = \frac{r_1}{r_2} = 4, \lambda = \frac{r_3}{r_2} = 1/3$</p>	<p>(d) $K = \frac{r_1}{r_2} = 2.5, \lambda = \frac{r_3}{r_2} = \frac{2}{3}$</p>
<p>已知条件</p>	<p>$K = r_1/r_2 = z_1/z_2, \omega_H$ $l_1 = l_{OH} = (K-1)r_2, l_2 = l_{BC} = r_3 = \lambda r_2, l_3$ 由结构取定</p>	<p>构件 4 的行程</p>	<p>$h = x_0 - x_{\min}$</p>
<p>构件的角速度与转角关系</p>	<p>$i_{2H} = \omega_2/\omega_H = 1 - K, \phi_2 = (1 - K)\phi$ 相对转角: $\phi_2^H = \phi_2 - \phi = -K\phi$ 式中 ϕ —— 主动臂 H 的转角</p>	<p>构件 4 的位移</p>	<p>$S = x - x_{\min} + l_3(\cos\gamma - 1), \sin\gamma = y/l_3$ 图 b, d: $\gamma = 0, l_3 = \infty$</p>
<p>C 点坐标</p>	<p>$x = l_1 \cos\phi - l_2 \cos(K-1)\phi$ $= r_2[(K-1)\cos\phi - \lambda \cos(K-1)\phi]$ $y = l_1 \sin\phi + l_2 \sin(K-1)\phi$ $= r_2[(K-1)\sin\phi + \lambda \sin(K-1)\phi]$</p>	<p>x, y 对 ϕ 的导数</p>	<p>$\frac{dx}{d\phi} = (K-1)r_2[-\sin\phi + \lambda \sin(K-1)\phi]$ $\frac{dy}{d\phi} = (K-1)r_2[\cos\phi + \lambda \cos(K-1)\phi]$</p>
<p>当 $\phi = 0$ 时, $x = x_0$</p>	<p>$x_0 = l_1 - l_2 = r_2(K-1-\lambda)$</p>	<p>构件 4 的速度</p>	<p>$V_4 = ds/dt = \omega_H \left(\frac{dx}{d\phi} - \frac{y}{l_3} \cos\gamma \times \frac{dy}{d\phi} \right)$</p>
<p>当 $\phi = 180^\circ$ 时 $x = x_{\min}$</p>	<p>$x_{\min} = -(l_1 + l_2) = -r_2(K-1+\lambda)$</p>	<p>和构件 4 停歇期相对应的转臂 H 的转角 ϕ</p>	<p>$\phi = \pm \frac{\pi}{K}$</p>

注: 1. 当在 $\phi = 0$ 的起始位置, 铰链 C 在 OB 的延长线上时, λ 以负值代入。

2. 单排行星轮系尚可与其他双杆组合成五杆内轮连杆机构, 获得具有连续输出运动 往复摆动及具有停歇、中间停歇和部分逆移的往复移动, 可参阅文献[1.2.23]。

3.2 四杆机构与周转轮系的组合机构

(1) 主动曲柄上固连有齿轮

图 19-3-14 为四杆铰链机构与周转轮系复联组成的组合机构，主动件为曲柄 1，其上固连有齿轮 z_1 ，其节圆半径为 r_1 (r_1 有时也可大于曲柄长度 l_1)。齿轮 5 空套在铰链 B 上，输出轮 6 空套在轴 C 上，当主动曲柄以等角速度 ω_1 连续旋转时，根据四杆机构各杆尺度和齿轮齿数的不同配置，输出齿轮 6 可能得到下列三种不同类型的运动规律：① 无停歇点的单向不匀速转动 (图 19-3-15a)；② 有瞬时停歇 (m 点) 的单向不匀速转动 (图 19-3-15b)；③ 有两个瞬时停歇点 (m 和 n) 的不匀速转动 (图 19-3-15c)。

根据结构需要，齿轮 5 也可以做成双联的形式，如图 19-3-16 中 5 和 5'，而图 b 中输出齿轮 6 为内齿轮。四杆铰链机构与周转轮系复联组合机构的设计步骤和方法如下。

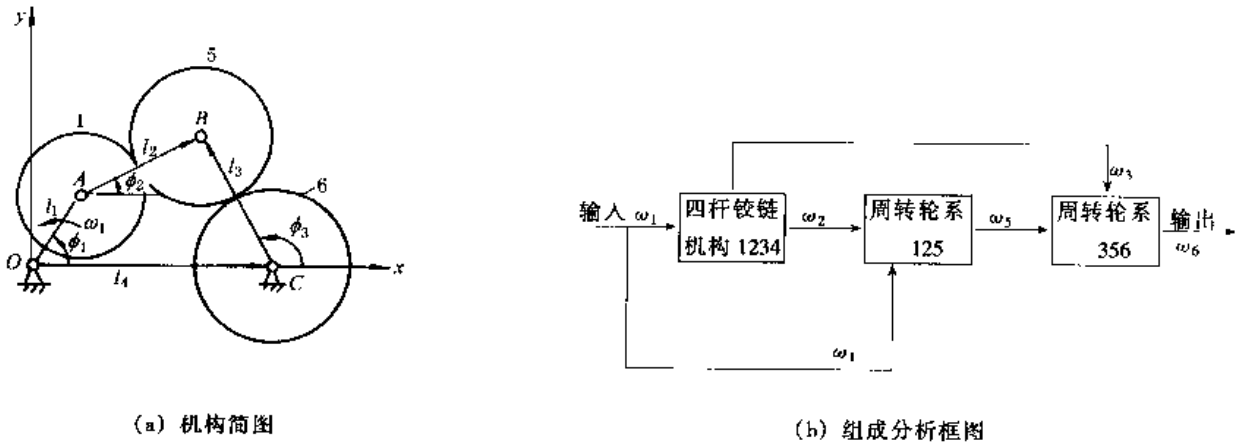


图 19-3-14 四杆铰链机构与周转轮系复联组合机构

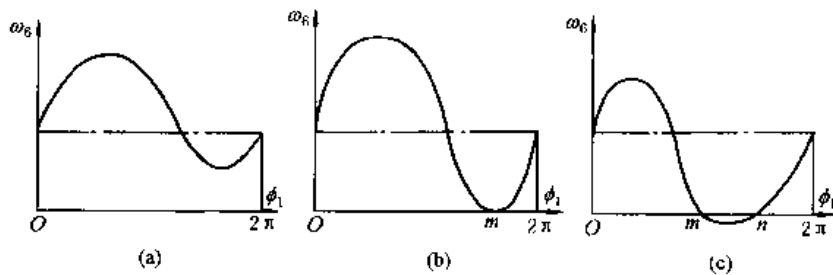


图 19-3-15 四杆铰链-周转轮系组合机构的运动规律

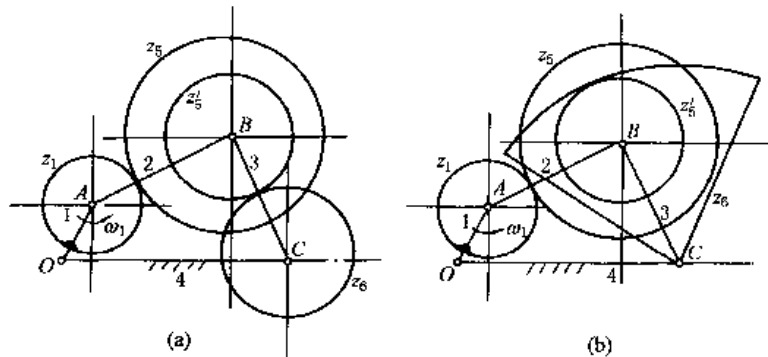


图 19-3-16 四杆铰链-周转轮系组合机构

1) 杆 2 的角位置 ϕ_2 、角速度 ω_2 和角加速度 ϵ_2 。

$$\phi_2 = 2 \arctan \frac{F \pm \sqrt{E^2 + F^2 - G^2}}{E - G} \tag{19-3-25}$$

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{l_1 \sin(\phi_1 - \phi_3)}{l_2 \sin(\phi_2 - \phi_3)} \quad (19-3-26)$$

$$\epsilon_2 = \frac{l_3 \omega_3^2 - l_1 \epsilon_1 \sin(\phi_1 - \phi_3) - l_1 \omega_1^2 \cos(\phi_1 - \phi_3) - l_2 \omega_2^2 \cos(\phi_2 - \phi_3)}{l_2 \sin(\phi_2 - \phi_3)} \quad (19-3-27)$$

$$E = l_4 - l_1 \cos \phi_1$$

$$F = -l_1 \sin \phi_1$$

$$G = -\left(\frac{E^2 + F^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_2} \right)$$

2) 杆 3 的角位置 ϕ_3 、角速度 ω_3 和角加速度 ϵ_3 。

$$\phi_3 = 2 \arctan \frac{F \pm \sqrt{E^2 + F^2 - H^2}}{E - H} \quad (19-3-28)$$

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{l_1 \sin(\phi_1 - \phi_2)}{l_3 \sin(\phi_3 - \phi_2)} \quad (19-3-29)$$

$$\epsilon_3 = \frac{l_2 \omega_2^2 + l_1 \epsilon_1 \sin(\phi_1 - \phi_2) + l_1 \omega_1^2 \cos(\phi_1 - \phi_2) - l_3 \omega_3^2 \cos(\phi_3 - \phi_2)}{l_3 \sin(\phi_3 - \phi_2)} \quad (19-3-30)$$

其中

$$H = E^2 + F^2 + l_2^2 - l_3^2 / 2l_3$$

3) 齿轮 6 的角位置 ϕ_6 、角速度 ω_6 和角加速度 ϵ_6 (图 19-3-14 所示型式的组合机构)

$$\phi_6 = \phi_{30} + \frac{r_1}{r_6} (\phi_1 - \phi_{10}) - \frac{l_2}{r_6} (\phi_2 - \phi_{20}) + \frac{l_3}{r_6} (\phi_3 - \phi_{30}) \quad (19-3-31)$$

$$\omega_6 = \omega_1 \Delta \frac{r_1}{r_6} \quad (19-3-32)$$

$$\epsilon_6 = \frac{l_3}{r_6} \epsilon_3 - \frac{l_2}{r_6} \epsilon_2 \quad (19-3-33)$$

$$\Delta = 1 + \frac{l_1 \sin(\phi_3 - \phi_1)}{r_1 \sin(\phi_3 - \phi_2)} + \frac{l_1 \sin(\phi_2 - \phi_1)}{r_1 \sin(\phi_2 - \phi_3)} \quad (19-3-34)$$

式中 ϕ_{10} 、 ϕ_{20} 、 ϕ_{30} ——杆 1、2、3 的起始位置。

4) 图 19-3-16 所示型式组合机构的输出角速度 ω_6 。

$$\omega_6 = \omega_1 \Delta' \frac{r_1 r'_5}{r_5 r_6} \quad (19-3-35)$$

$$\Delta' = \pm 1 \pm \frac{l_1 \sin(\phi_3 - \phi_1)}{r_1 \sin(\phi_3 - \phi_2)} + \frac{r_5 l_1 \sin(\phi_2 - \phi_1)}{r'_5 r_1 \sin(\phi_2 - \phi_3)} \quad (19-3-36)$$

图 19-3-16a 所示的外啮合用正号, 图 b 所示的内啮合用负号。

5) 齿轮 6 输出的运动规律为无停歇点的单向不匀速转动时的条件是: 在主动件 1 的转角 ϕ_1 从 $0 \rightarrow 2\pi$ 中的任一位置时均应满足 Δ (或 Δ') > 0 。

6) 齿轮 6 输出的运动规律为有一个瞬时停歇点的单向不匀速转动的条件, 是在主动件 1 的某一转角位置 ϕ_1 时出现 Δ (或 Δ') $= 0$ 。

7) 齿轮 6 输出的运动规律为在 m 和 n 时出现两个瞬时停歇点的条件是在主动件 1 的某二个转角位置时 (对应 m 和 n), 出现 Δ (或 Δ') $= 0$, 且在 mn 区间内满足 Δ (或 Δ') < 0 。

8) 机构中各尺度参数对运动的影响。根据分析, 在这种组合机构中, 如果连杆机构的各杆长度不变, 只改变齿轮的齿数, 则输出齿轮的运动规律变动不大。但杆 2 和 3 的长度与齿轮的节圆半径间有一定几何关系, 即图 19-3-14 所示型式: $l_2 = r_1 + r_5$, $l_3 = r_5 + r_6$; 图 19-3-16a 所示型式: $l_2 = r_1 + r_5$, $l_3 = r'_5 + r_6$; 图 19-3-16b 所示型式: $l_2 = r_1 + r_5$, $l_3 = r_6 - r'_5$ 。故这种组合机构的主要设计变量为主动曲柄的长度 l_1 和机架的长度 l_4 。一般设计时可先定 l_1 , 然后再求 l_4 。

$l_4 = l_{4\min}$ 时, 轮 6 出现一个瞬时停歇点; $l_4 > l_{4\min}$ 时, 轮 6 有可能出现二个瞬时停歇点; $l_4 < l_{4\min}$ 时, 轮 6 只是变速无停歇。

9) 能出现瞬时停歇点的条件是 $l_4 = l_{4\min}$ 。

$$l_{4\min} = \{ [(r_1 + 2r_5 + r_6) \cos \lambda - (r_1^2 \cos^2 \lambda - r_1^2 + l_1^2)^{1/2}]^2 + r_6^2 \sin^2 \lambda \}^{1/2} \quad (19-3-37)$$

式中的 λ 需满足下列方程式:

$$K \cos^4 \lambda - L \cos^2 \lambda - M = 0 \tag{19-3-38}$$

$$K = [(r_6^2 - r_1^2)^2 - 2(r_6^2 + r_1^2)(r_1 + 2r_5 + r_6)^2 + (r_1 + 2r_5 + r_6)^4] r_1^2 \tag{19-3-39}$$

$$L = [(r_6^2 - r_1^2)^2 - 2(r_6^2 + r_1^2)(r_1 + 2r_5 + r_6)^2 + (r_1 + 2r_5 + r_6)^4] (r_1^2 - l_1^2) \tag{19-3-40}$$

$$M = (r_1 + 2r_5 + r_6)^2 (r_1^2 - l_1^2)^2 \tag{19-3-41}$$

10) 出现瞬时停歇点时的相应主动件角位置 ϕ_1

$$\phi_1 = \arcsin\left(\frac{r_1}{l_1} \sin \lambda\right) + \arctan\left(\frac{r_6}{l_4} \sin \lambda\right) + 180^\circ \tag{19-3-42}$$

(2) 连杆上固连有齿轮

图 19-3-17 所示为四杆铰链机构与周转轮系组成的组合机构，主动件为曲柄 1，连杆 2 上固连有齿轮 2，输出件为齿轮 5。这种组合机构有二种形式：① 回归式（输出轮 5 与主动件 1 共轴线）；② 非回归式（输出轮 5 与杆 3 共轴线）。根据四杆机构各杆的尺度和齿轮齿数的不同配合，当主动曲柄以等角速度 ω_1 连续旋转时，输出轮 5 可获得如图 19-3-15 所示的不同运动规律。这种组合机构的设计步骤和方法如下。

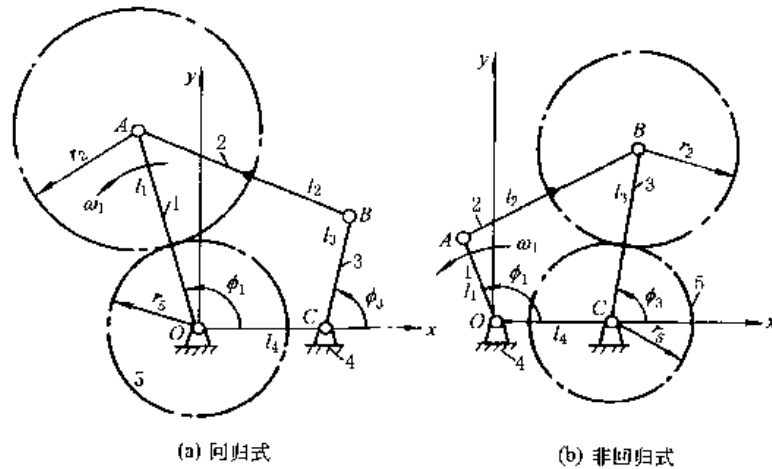


图 19-3-17 四杆铰链-周转轮系组合机构

1) 由周转轮系的角速比公式及其对时间的积分和微分可求得输出齿轮 5 的角位置 ϕ_5 、角速度 ω_5 和角加速度 ϵ_5 。

回归式 (图 19-3-17a):
$$\phi_5 = \phi_{50} + (1 + i)(\phi_1 - \phi_0) - i(\phi_2 - \phi_{20}) \tag{19-3-43}$$

$$\omega_5 = (1 + i)\omega_1 - i\omega_2 \tag{19-3-44}$$

$$\epsilon_5 = (1 + i)\epsilon_1 - i\epsilon_2 \tag{19-3-45}$$

非回归式 (图 19-3-17b):

$$\phi_5 = \phi_{50} + (1 + i)(\phi_3 - \phi_{30}) - i(\phi_2 - \phi_{20}) \tag{19-3-46}$$

$$\omega_5 = (1 + i)\omega_3 - i\omega_2 \tag{19-3-47}$$

$$\epsilon_5 = (1 + i)\epsilon_3 - i\epsilon_2 \tag{19-3-48}$$

式中 i ——齿数比, $i = \pm \frac{z_2}{z_5}$; 外啮合 i 为正, 内啮合 i 为负;

$\phi_{10}, \phi_{20}, \phi_{30}, \phi_{50}$ ——杆 1, 2, 3 和轮 5 的起始位置角;

$\phi_2, \phi_3, \omega_2, \omega_3, \epsilon_2, \epsilon_3$ ——杆 2 和 3 的位置角、角速度和角加速度, 由四杆铰链机构 $OABC$ 求得, 可按式 (19-3-25) ~ 式 (19-3-30) 计算。

2) 输出齿轮 5 具有瞬时停歇特性时的条件, 根据机构各构件间的运动关系, 以及瞬时停歇时, $\omega_5 = 0, \epsilon_5 = 0$ 的条件, 可由下列非线性方程组联立求解:

回归式:

$$\begin{aligned}
 l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 - 2l_1l_4\cos\phi_{10} + 2l_3l_4\cos\phi_{30} - 2l_1l_3\cos(\phi_{10} - \phi_{30}) &= 0 & (a) \\
 \frac{l_1}{l_4}\sin(\phi_{10} - \phi_{30}) + (1 + i)\sin\phi_{30} &= 0 & (b) \\
 [l_1l_3\sin(\phi_{10} - \phi_{30}) + l_1l_4\sin\phi_{10}]\sin\phi_{10} - [l_1l_3\sin(\phi_{10} - \phi_{30}) + l_3l_4\sin\phi_{30}]\sin\phi_{30} &= \cos(\phi_{10} - \phi_{30}) & (c)
 \end{aligned}
 \tag{19-3-49}$$

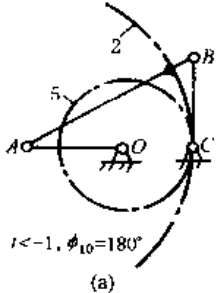
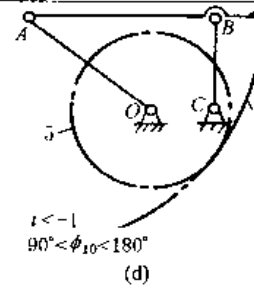
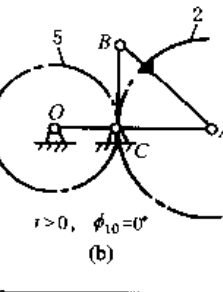
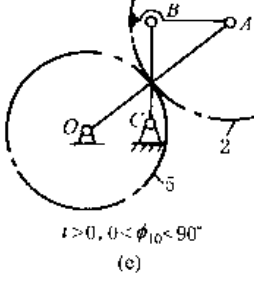
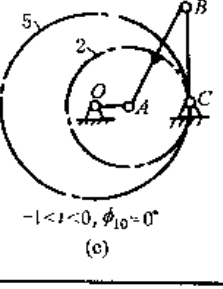
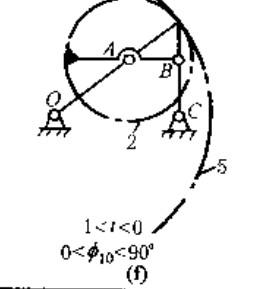
非回归式:

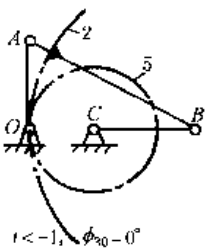
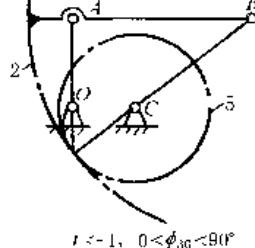
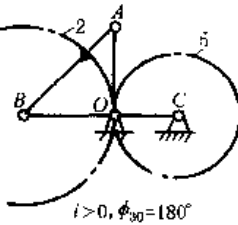
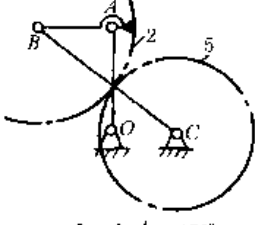
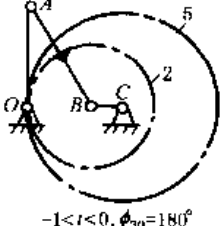
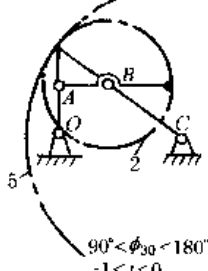
$$\begin{aligned}
 l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 - 2l_1l_4\cos\phi_{10} - 2l_3l_4\cos\phi_{30} - 2l_1l_3\cos(\phi_{10} - \phi_{30}) &= 0 & (a) \\
 \frac{l_3}{l_4}\sin(\phi_{10} - \phi_{30}) + (1 + i)\sin\phi_{10} &= 0 & (b) \\
 [l_1l_3\sin(\phi_{10} - \phi_{30}) + l_3l_4\sin\phi_{30}]\sin\phi_{30} - [l_1l_3\sin(\phi_{10} - \phi_{30}) + l_1l_4\sin\phi_{10}]\sin\phi_{10} &= \cos(\phi_{10} - \phi_{30}) & (c)
 \end{aligned}
 \tag{19-3-50}$$

上列方程组中均含有六个未知数,即 $l_1/l_4, l_2/l_4, l_3/l_4, i, \phi_{10}$ 和 ϕ_{30} 。设计时一般可先选定四杆铰链机构的杆长比 $l_1/l_4, l_2/l_4, l_3/l_4$, 然后按照上列方程组求出 i, ϕ_{10} 和 ϕ_{30} 。

表 19-3-2 列出了几种具有瞬时停歇特性的四杆-周转轮系组合机构的尺度设计计算公式,其主要设计步骤为:
 ①选定表中给出的 ϕ_{10} 和 ϕ_{30} ; ②选定齿轮 2 与 5 是内啮合还是外啮合,及其齿数比 i 的范围; ③计算四杆铰链机构中各杆的长度比,一般可先选定 $l_4 = 1$, 表中所列公式中, $l_1/l_4, l_2/l_4, l_3/l_4$ 均取绝对值; ④杆长选定后,应按表中最后一栏所列公式校验并确认一下四杆铰链机构的属性。

表 19-3-2 几种具有停歇特性的四杆铰链-周转轮系组合机构

机构类型及简图	机构的尺度计算公式 构成双曲柄、曲柄 摇杆机构的几何条件	机构类型及简图	机构的尺度计算公式 构成双曲柄、曲柄 摇杆机构的几何条件
回归式 $\phi_{30} = 90^\circ$			
 <p>$i < -1, \phi_{10} = 180^\circ$ (a)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = i - 1$ $\frac{l_2}{l_4} = \sqrt{(l_3/l_4)^2 + i^2}$ 双曲柄: l_4 应为最短杆 曲柄摇杆: l_1 或 l_3 为最短杆 后同	 <p>$i < -1$ $90^\circ < \phi_{10} < 180^\circ$ (d)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = (i - 1) / \cos\phi_{10}$ $\frac{l_2}{l_4} = \sqrt{(l_3/l_4)^2 - (l_3/l_4)^2 + 1}$
 <p>$i > 0, \phi_{10} = 0^\circ$ (b)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = 1 + i$ $\frac{l_2}{l_4} = \sqrt{(l_3/l_4)^2 + i^2}$	 <p>$i > 0, 0 < \phi_{10} < 90^\circ$ (c)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = (1 + i) / \cos\phi_{10}$ $\frac{l_2}{l_4} = i$ $\frac{l_3}{l_4} = \sqrt{(l_3/l_4)^2 - (1 + i)^2}$
 <p>$-1 < i < 0, \phi_{10} = 0^\circ$ (e)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = 1 - i$ $\frac{l_2}{l_4} = \sqrt{(l_3/l_4)^2 + i^2}$	 <p>$-1 < i < 0$ $0 < \phi_{10} < 90^\circ$ (f)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = (1 - i) / \cos\phi_{10}$ $\frac{l_2}{l_4} = i$ $\frac{l_3}{l_4} = \sqrt{(l_3/l_4)^2 - (1 - i)^2}$

机构类型及简图	机构的尺度计算公式 构成双曲柄、曲柄 摇杆机构的几何条件	机构类型及简图	机构的尺度计算公式 构成双曲柄、曲柄 摇杆机构的几何条件
非回归式 $\phi_{10} = 90^\circ$			
 <p>$i < -1, \phi_{30} = 0^\circ$ (g)</p>	$\frac{l_2}{l_4} = \sqrt{\left(\frac{l_1}{l_4}\right)^2 + i^2}$ $\frac{l_3}{l_4} = i$	 <p>$i < -1, 0 < \phi_{30} < 90^\circ$ (j)</p>	$\frac{l_3}{l_4} = \frac{i-1}{\cos \phi_{30}}$ $\frac{l_2}{l_4} = i$ $\frac{l_1}{l_4} = \sqrt{(l_3/l_4)^2 + (1-i)^2}$
 <p>$i > 0, \phi_{30} = 180^\circ$ (h)</p>	$\frac{l_2}{l_4} = \sqrt{\left(\frac{l_1}{l_4}\right)^2 + i^2}$ $\frac{l_3}{l_4} = 1+i$	 <p>$i > 0, 90^\circ < \phi_{30} < 180^\circ$ (k)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = \sqrt{\left(\frac{l_3}{l_4}\right)^2 - (1+i)^2}$ $\frac{l_2}{l_4} = i$ $\frac{l_3}{l_4} = \frac{1+i}{\cos \phi_{30}}$
 <p>$-1 < i < 0, \phi_{30} = 180^\circ$ (i)</p>	$\frac{l_2}{l_4} = \sqrt{\left(\frac{l_1}{l_4}\right)^2 + i^2}$ $\frac{l_3}{l_4} = 1-i$	 <p>$90^\circ < \phi_{30} < 180^\circ$ $-1 < i < 0$ (l)</p>	$\frac{l_1}{l_4} = (1-i) \tan \phi_{30}$ $\frac{l_2}{l_4} = i$ $\frac{l_3}{l_4} = \sqrt{(l_1/l_4)^2 + (1-i)^2}$

四杆-周转轮系组合机构中，如其四杆铰链机构为特殊杆长的双曲柄机构，它除了能瞬时停歇外，还具有较佳的传动性能。图 19-3-18~图 19-3-21 列出了这种型式组合机构的设计线图，其设计计算步骤如下。

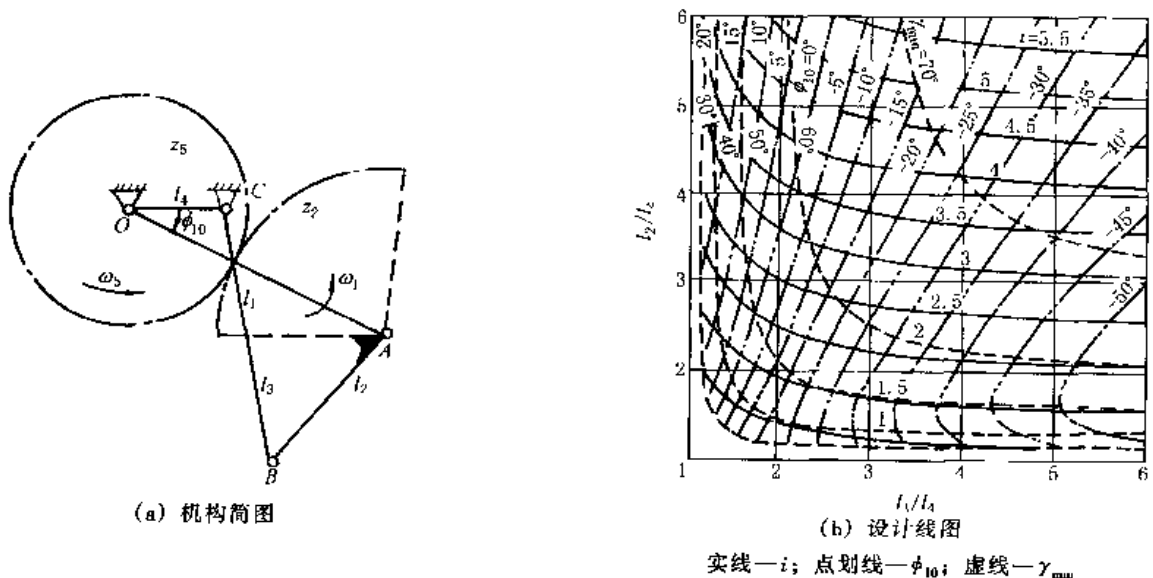
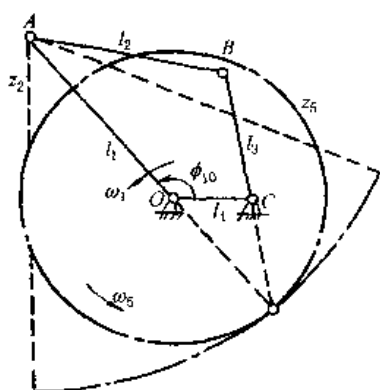
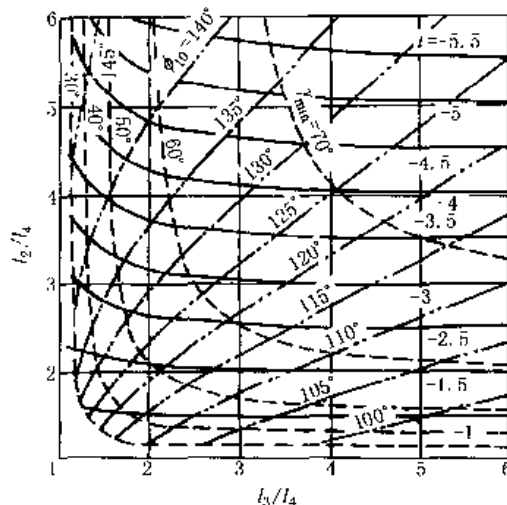


图 19-3-18 具有瞬时停歇特性的回归式双曲柄-外啮合齿轮组合机构的设计线图



(a) 机构简图



(b) 设计线图

实线— i ; 点划线— ϕ_{10} ; 虚线— γ_{\min}

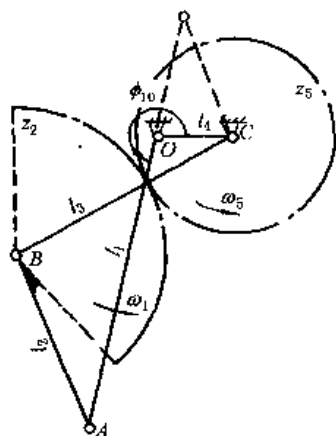
图 19-3-19 具有瞬时停歇特性的回归式双曲柄-内啮合齿轮组合机构的设计线图

- ① 选定此组合机构是回归式还是非回归式，再选定 z_2 与 z_5 是内啮合还是外啮合。
- ② 选定机架的长度 l_4 ，在这种型式组合机构中，因为其四杆铰链机构为双曲柄机构，故 l_4 通常是四个杆长中的最短者。
- ③ 根据结构要求，选定杆长 l_2 和 l_3 。
- ④ 根据 l_2/l_4 和 l_3/l_4 ，查阅图 19-3-18 ~ 图 19-3-21 中与机构类型对应的图，由图中的实线定出齿数比 i ($i = \pm z_2/z_5$ ，外啮合为正，反之为负)，并由图中点划线定出主动曲柄 1 的起始位置角 ϕ_{10} 。图中的虚线为四杆铰链机构中杆 2 与 3 间所夹的最小传动角 γ_{\min} ，可供设计中评估传动性能时参考。
- ⑤ 按下式计算主动杆长 l_1 (l_1 取绝对值)：

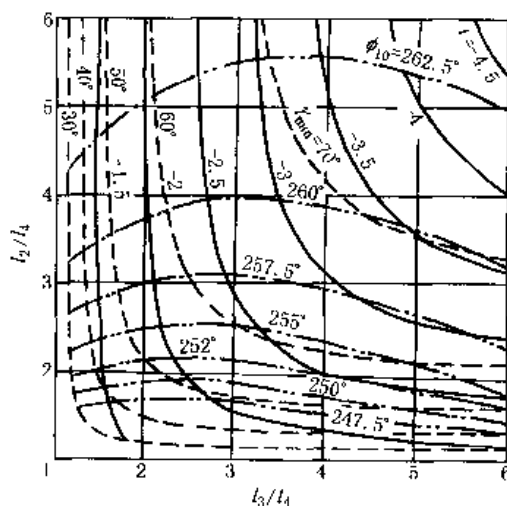
$$l_1 = \left| \sqrt{l_2^2 + l_3^2 - l_4^2} \right| \quad (19-3-51)$$

例如选定机构是回归式外啮合，选定 $l_4 = 1$ ， $l_2/l_4 = 3$ ， $l_3/l_4 = 2$ ，则由图 19-3-18 可查得 $i = 2.5$ ， $\phi_{10} = -3^\circ$ ， $\gamma_{\min} = 54^\circ$ ，则

$$l_1 = \sqrt{3^2 + 2^2 - 1^2} = 3.464$$



(a) 机构简图



(b) 设计线图

实线— i ; 点划线— ϕ_{10} ; 虚线— γ_{\min}

图 19-3-20 具有瞬时停歇特性的非回归式双曲柄-外啮合齿轮组合机构的设计线图

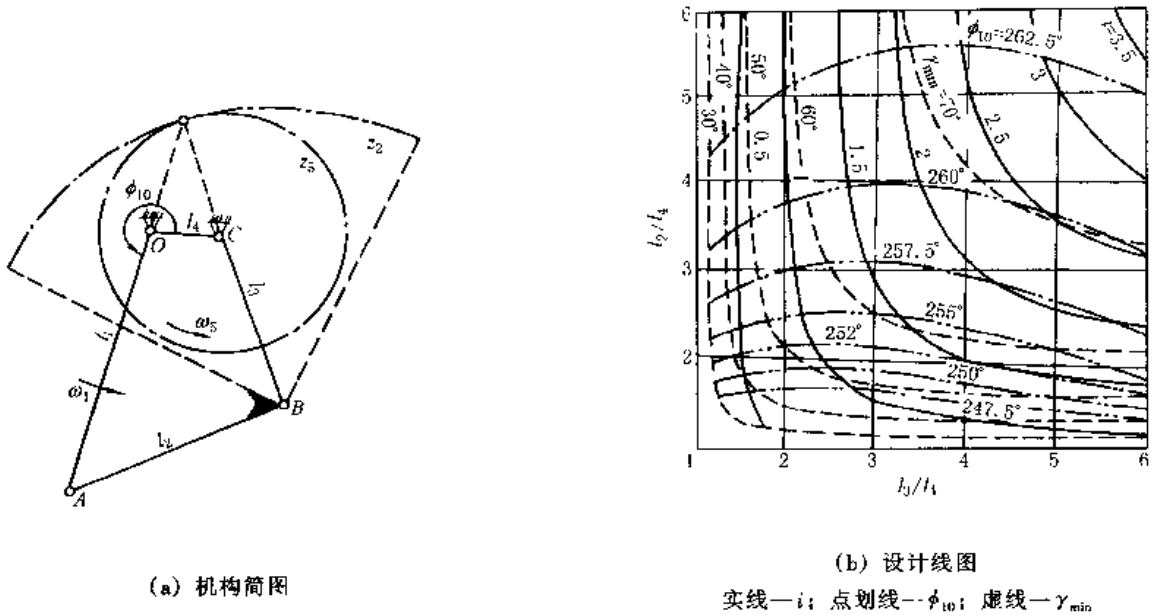


图 19-3-21 具有瞬时停歇特性的非回归式双曲柄-内啮合齿轮组合机构的设计线图

3.3 五杆机构与齿轮机构的组合机构

这种组合机构是以一个二自由度的五杆铰链机构为基础，利用装在不同杆件上的定轴轮系或周转轮系，使二个输入运动之间发生联系，以达到只用一个主动件就能使机构实现工作所需要的各种运动要求。这种组合机构多用来执行给定的轨迹。

(1) 五杆铰链机构与定轴轮系的组合

图 19-3-22a 所示为五杆铰链-定轴轮系组合机构，它是在二自由度五杆铰链机构（图 b）的基础上组成。当主动件 1 的运动给定时，机构中其他构件的运动均能确定。一般这种组合机构多用作使连杆 2 或 3 上的某一点执行工作需要的运动轨迹。例如在振摆式轧钢机中就应用这种组合机构（图 19-3-23），当主动齿轮 10 连续旋转时， M 点的运动轨迹为 mm ，一对工作轧辊 6 的包络线 $m'm'$ 和 $m''m''$ 实现轧制钢坯的工艺需要。调节曲柄 1 和 4 的相位角 ϕ_1 和 ϕ_4 ，可改变 M 点的轨迹及相应的包络线形状，以满足不同的轧钢工艺要求。五杆铰链-定轴轮系组合机构的设计步骤和方法如下。

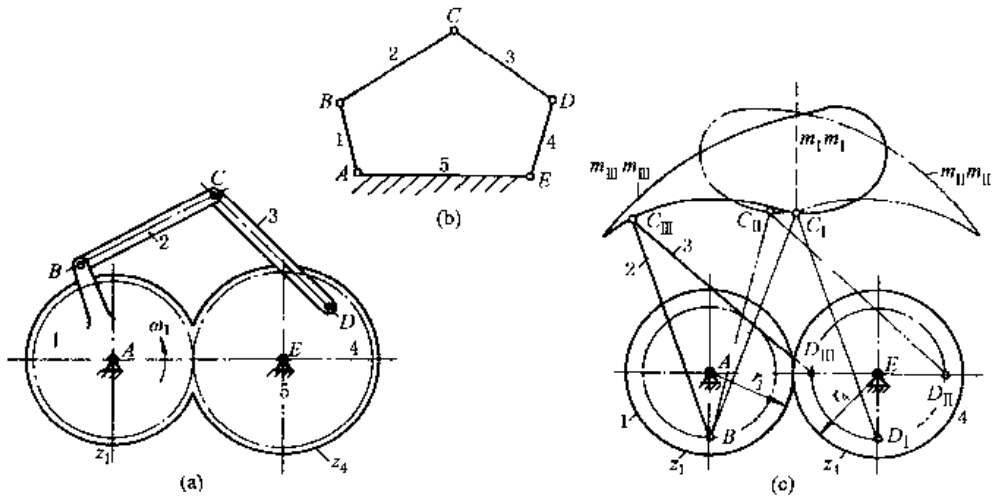


图 19-3-22 五杆铰链-定轴轮系组合机构

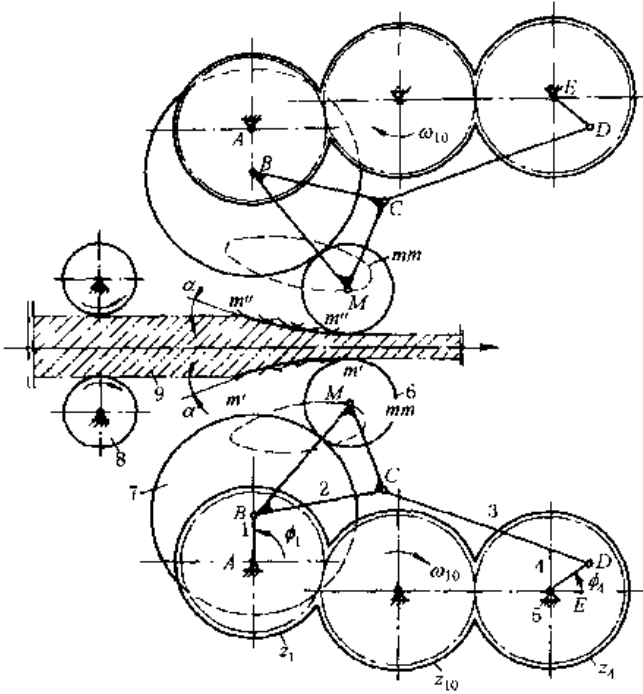


图 19-3-23 轧钢机中的五杆-齿轮组合机构

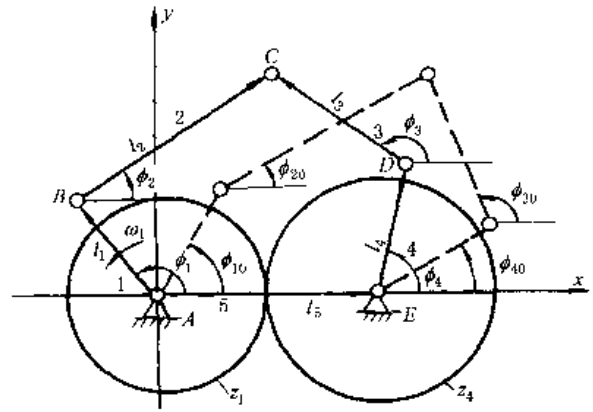


图 19-3-24 五杆铰链-定轴轮系组合机构简图

1) 五杆铰链机构 (图 19-3-24) 中各杆尺度间的关系式。

$$K_1 \cos(\phi_4 - \phi_3) - K_2 \cos(\phi_3 - \phi_1) - K_3 \cos \phi_1 + K_4 = \cos(\phi_4 - \phi_1) - K_5 \cos \phi_3 - K_6 \cos \phi_4 \quad (19-3-52)$$

式中 $K_1 = l_3/l_1, K_2 = l_3/l_4, K_3 = l_5/l_4, K_4 = \frac{l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 + l_5^2}{2l_1 l_4}, K_5 = \frac{l_3 l_5}{l_1 l_4}, K_6 = \frac{l_5}{l_1}$ 。

2) 主、从动曲柄 1 和 4 间的位置关系式

$$\frac{\phi_1 - \phi_{10}}{\phi_4 - \phi_{40}} = -\frac{z_4}{z_1} \quad (19-3-53)$$

式中 ϕ_{10} 和 ϕ_{40} 是杆 1 和 4 的起始位置角。

选定五杆铰链机构的各杆尺寸及有关的起始位置角。在根据工作要求的轨迹或位置导引进行设计时, 需确定五个杆长 l_1, l_2, l_3, l_4 和 l_5 。如按主、从动曲柄的输出、输入角设计时, 则可设定某一杆长为 1, 再确定其他四个杆长比。主、从动曲柄的起始位置角 ϕ_{10} 和 ϕ_{40} 可任意选定, 调节此起始位置角可获得不同的连杆点轨迹。如图 19-3-22c 所示, 主动曲柄 1 在同一位置 AB 时, 而从动曲柄 4 在三个不同的位置, 当分别在 ED_I, ED_{II} 和 ED_{III} 位置时, 则连杆 2 上 C 点将有三种不同的运动轨迹 $m_I m_I, m_{II} m_{II}$ 和 $m_{III} m_{III}$ 。

3) 选定齿轮 1 和 4 的齿数 z_1 和 z_4 。

$$i_{14} = (-1)^n \frac{z_4}{z_1} = (-1)^n \frac{K}{Q} \quad (19-3-54)$$

式中 n ——齿轮外啮合的次数;

K, Q ——不可通约的整数。

当 $|i_{14}| = 1$ 时, 主动曲柄 1 转过一周, 连杆 2 上 C 点的轨迹完成一个循环。如 $|i_{14}| \neq 1$, 则主动曲柄 1 需转过 K 周 (此时从动曲柄相应转过 Q 周), C 点的轨迹才完成一个循环, 且轨迹形状较复杂, 有时会出现多次自交叉。

4) 确定连杆点 C 的方程式。

$$\left. \begin{aligned} x_C &= l_5 + l_4 \cos \phi_4 + l_3 \cos \phi_3 \quad (\text{或} = l_3 + l_1 \cos \phi_1 + l_2 \cos \phi_2) \\ y_C &= l_4 \sin \phi_4 + l_3 \sin \phi_3 \quad (\text{或} = l_1 \sin \phi_1 + l_2 \sin \phi_2) \end{aligned} \right\} \quad (19-3-55)$$

5) 验算主、从动曲柄 1 和 4 的存在条件。

$$|(l_2 - l_3)| \leq l_{BD} \leq (l_2 + l_3)$$

即
$$\left. \begin{aligned} (l_{BD}^2)_{\max} &\leq (l_2 + l_3)^2 \\ (l_{BD}^2)_{\min} &\geq (l_2 - l_3)^2 \end{aligned} \right\} \quad (19-3-56)$$

而
$$l_{BD}^2 = l_1^2 + l_4^2 + l_5^2 - 2l_1l_5\cos\phi_1 + 2l_4l_5\cos\left[(-1)^n\frac{z_4}{z_1}\phi_1 + \phi_p\right] - 2l_1l_4\cos\left\{\left[(-1)^n\frac{z_4}{z_1} - 1\right]\phi_1 + \phi_p\right\} \quad (19-3-57)$$

式中 ϕ_p 为 $\phi_1 = 0$ 时的 ϕ_4 值, 将式 (19-3-57) 对 ϕ_1 求导即可求得 $(l_{BD}^2)_{\max}$ 和 $(l_{BD}^2)_{\min}$ 。

(2) 五杆铰链机构与周转轮系的复联组合机构

图 19-3-25 所示为一由五杆铰链机构 12345 和行星轮系 z_3z_54 复联组成的组合机构。其设计步骤、方法和有关计算公式, 除式 (19-3-53) 改用式 (19-3-58) 外, 其余完全与上述 (1) 相同。

$$\frac{\phi_3 - \phi_{30}}{\phi_4 - \phi_{40}} = 1 + \frac{z_5}{z_3} \quad (19-3-58)$$

图 19-3-26 所示为一由五杆铰链机构 12345 和差动轮系 z_1z_32 复联组成的组合机构。其设计步骤、方法和有关计算公式, 除式 (19-3-53) 改用式 (19-3-59) 外, 其余也完全与上述 (1) 相同。

$$\frac{(\phi_3 - \phi_{30}) - (\phi_2 - \phi_{20})}{(\phi_1 - \phi_{10}) - (\phi_2 - \phi_{20})} = -\frac{z_1}{z_3} \quad (19-3-59)$$

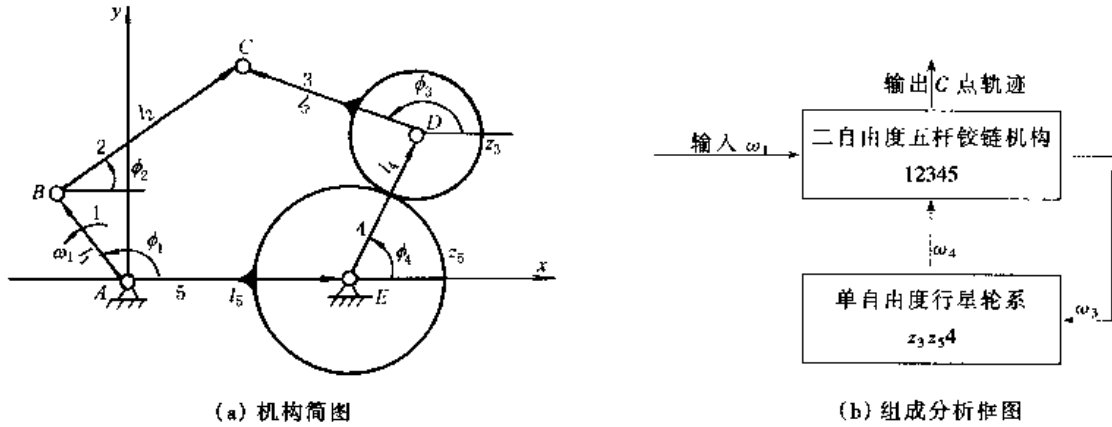


图 19-3-25 五杆铰链-行星轮系组合机构

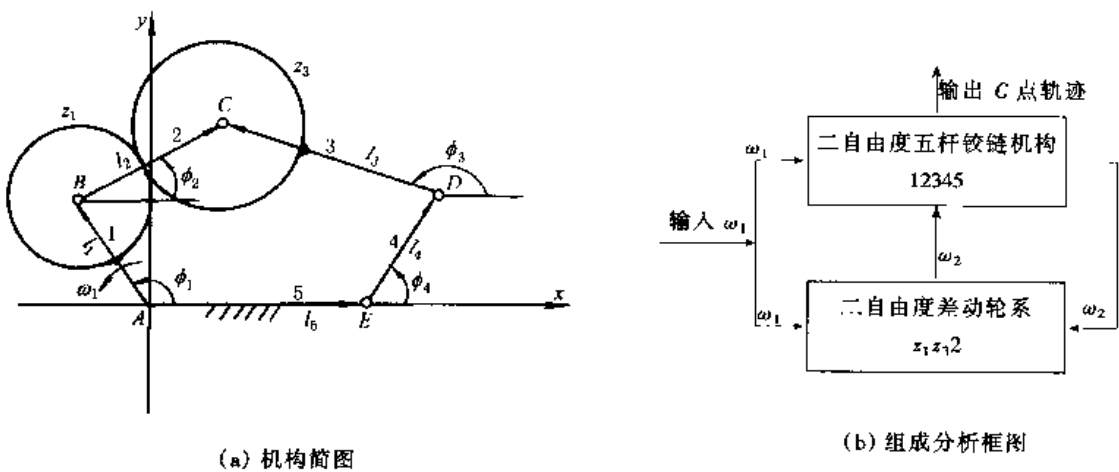


图 19-3-26 五杆铰链-差动轮系组合机构

4 凸轮-齿轮组合机构

凸轮-齿轮组合机构是由各种类型的齿轮机构(包括定轴轮系、周转轮系、蜗杆蜗轮等)和凸轮机构组成。这种组合机构一般均以齿轮机构为主体,凸轮机构起控制、调节与补偿作用,以实现单纯齿轮机构无法实现的特殊运动要求。

4.1 输出件实现周期性变速运动的凸轮-齿轮组合机构

图 19-3-27 所示为由蜗杆蜗轮机构和圆柱凸轮机构串联组成的组合机构,它常用作纺丝机的卷绕机构和包装机中的周期性变速机构。主动件为圆柱凸轮 1,当输入轴 o_1o_1 以等角速度 ω_1 连续旋转时,凸轮与蜗杆固联在一起(用导向键装在轴 o_1o_1 上),以 ω_1 转动的同时沿 o_1o_1 轴向作一定规律的往复移动,其移动规律由凸轮的曲线槽来控制,从而驱动蜗轮以一定规律的变角速度 ω_2 转动。这种组合机构的设计步骤和方法如下。

① 设蜗杆 1' 只绕 o_1o_1 轴转动而无轴向移动时,蜗轮的角速度为 ω_2' 。

$$\omega_2' = \omega_1 z_1 / z_2 \quad (19-3-60)$$

式中 z_1 ——蜗杆的螺旋头数;

z_2 ——蜗轮的齿数。

② 设蜗杆 1' 不转动而只有轴向移动时,蜗轮角速度为 ω_2'' 。

$$\omega_2'' = v_1 / r_2 = \omega_1 R_0 \tan \alpha / r_2 \quad (19-3-61)$$

式中 v_1 ——蜗杆(与凸轮)的轴向移动速度;

r_2 ——蜗轮的节圆半径;

R_0 ——凸轮的节圆半径;

α ——凸轮廓线的瞬时压力角。

③ 蜗轮的实际角速度 ω_2

$$\omega_2 = \omega_2' + \omega_2'' \quad (19-3-62)$$

④ 蜗杆以等角速度 ω_1 连续转动时,蜗轮能产生瞬时停歇或具有一定时间停歇的条件。

由 $\omega_2 = 0$ 得 $\omega_2' = -\omega_2''$

即:

$$\left| \frac{z_1}{z_2} \omega_1 \right| = \left| \frac{\omega_1 R_0 \tan \alpha}{r_2} \right|$$

可求得:

$$\tan \alpha = \frac{r_1 \tan \lambda}{R_0} \quad (19-3-63)$$

式中 r_1 ——蜗杆的节圆半径;

λ ——蜗杆的螺旋升角。

⑤ 圆柱凸轮的廓线设计,先选定 z_1 、 z_2 和 r_2 ,再根据工作要求确定的输出轴角速度 ω_2 变化规律,由公式(19-3-60~19-3-62)求出 $v_1 = f(\phi_1)$,然后用积分法作图或计算出凸轮设计时所需要的位移规律,并据此设计圆柱凸轮以其平均半径 R_0 展开的轮廓曲线。如需要输出轴有瞬时停歇或一定区间的停歇,则在此瞬时位置或一定区间内使凸轮廓线的压力角 α 满足式(19-3-63)。

如果需要输出轴在一个工作循环中按一定规律作有时正向有时反向的转动,则可在图 19-3-27 的基础上进行扩展而成如图 19-3-28 所示的组合机构,这种机构常用于纺丝机中,其设计步骤和方法如下。

① 设蜗杆 4' 只有转动而无轴向移动时,求蜗轮的角速度 ω_5' 。

$$\omega_5' = \omega_1 z_1 z_4' / z_2 z_5 \quad (19-3-64)$$

式中 z_1 、 z_2 、 z_5 ——齿轮 1、2 和蜗轮 5 的齿数;

z_4' ——蜗杆 4' 的螺旋头数。

② 设蜗杆 4' 不转动而有轴向移动速度 v_4 时,求蜗轮的角速度 ω_5'' 。

$$\omega_5'' = v_4 / r_5 \quad (19-3-65)$$

当 v_4 向右时, ω_5'' 逆时针方向转, ω_5'' 为正,反之则为负, r_5 为蜗轮的节圆半径。

③ 蜗轮 5 的实际角速度 ω_5 。

$$\omega_5 = \omega_5' + \omega_5'' \quad (19-3-66)$$

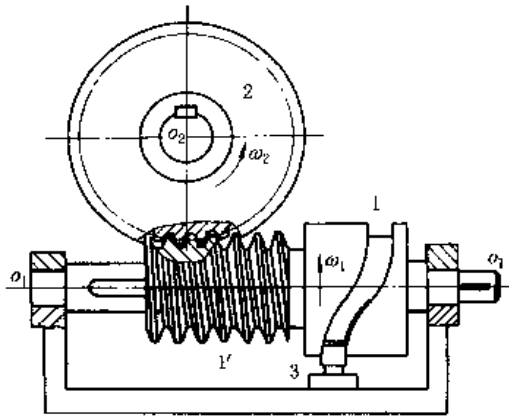


图 19-3-27 圆柱凸轮-蜗杆蜗轮组合机构

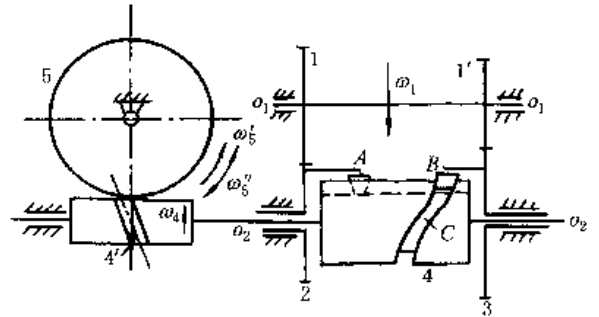


图 19-3-28 纺丝机中应用的圆柱凸轮-齿轮组合机构

④ 蜗轮 5 在一个工作循环中的平均角速度 ω_{5m} 。

$$\omega_{5m} = \omega_5' \tag{19-3-67}$$

⑤ 输出输入轴的平均角速比 K_1 。

$$K_1 = \frac{\omega_{5m}}{\omega_1} = \frac{n_5}{n_1} = \frac{z_1 z_4'}{z_2 z_3} \tag{19-3-68}$$

⑥ 轮 5 的平均转速与轮 2、3 转速差之比 K_2 。

$$K_2 = \frac{n_5}{n_2 - n_3} = \frac{\omega_{5m}}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_1 z_3 z_4'}{z_5 (z_1 z_3 - z_1' z_2)} \tag{19-3-69}$$

⑦ 确定各轮齿数。按工作要求给定 K_1 和 K_2 ，设计时可先选定 z_4' 和 z_5 ，再由式 (19-3-68) 和式 (19-3-69) 求出 z_1 、 z_1' 、 z_2 、 z_3 间的关系式，然后按定轴轮系 1、1'、2、3 间的几何关系确定各轮齿数。

⑧ 设计圆柱凸轮的廓线，凸轮 4 相对齿轮 3 的角位移为 $(\phi_2 - \phi_3)$ 。按工作要求拟定 ω_4' 与 $(\phi_2 - \phi_3)$ 间的关系，选定 r_3 后再按式 (19-3-65) 求出 v_4 与 $(\phi_2 - \phi_3)$ 间的关系式，然后用积分法求出位移 s_4 与 $(\phi_2 - \phi_3)$ 间的关系，并据此设计圆柱凸轮在展开面上的廓线。

4.2 实现轨迹要求的凸轮-齿轮组合机构

图 19-3-29 所示为由一对齿数相同的定轴齿轮机构 1、2 和凸轮 3 所组成，槽凸轮 3 与齿轮 1 在 A 点铰接，齿轮 2 上装有柱销 B，它在凸轮 3 的曲线槽中运动。当主动齿轮 1 以等角速度 ω_1 连续转动时，作平面复合运动的凸轮 3 上某一点 P 沿轨迹 pp 运动。这种组合机构设计时，主要是设计凸轮槽的廓线形状，其设计的步骤和方法如下。

① 在机架上建立定坐标系 OXY，按工作要求画出轨迹 pp，并列出 pp 在 OXY 中的方程式或离散坐标数据 (X_p, Y_p) 。一般取定坐标的原点 O 与主动齿轮轴心 O_1 重合，X 轴沿连心线 O_2O_1 。

② 在凸轮 3 上建立动坐标系 oxy，取动坐标系 oxy 的原点 o 与 A 点重合，x 轴沿 AP。

③ 两坐标系中 x 轴与 X 轴间的夹角 θ 。

$$\theta = \arctan \left(\frac{Y_p - r_1 \sin \phi_1}{X_p - r_1 \cos \phi_1} \right) \tag{19-3-70}$$

式中 ϕ_1 ——齿轮 1 的转角，从 OX 起逆时针向量度。

④ 圆柱销中心 B 在定坐标系 OXY 中的坐标。

取 $\phi_2 = 180^\circ - \phi_1$ ，得：

$$\left. \begin{aligned} X_B &= -C + r_2 \cos \phi_2 = -(C + r_2 \cos \phi_1) \\ Y_B &= r_2 \sin \phi_2 = r_2 \sin \phi_1 \end{aligned} \right\} \tag{19-3-71}$$

⑤ 两坐标系间的坐标变换关系。

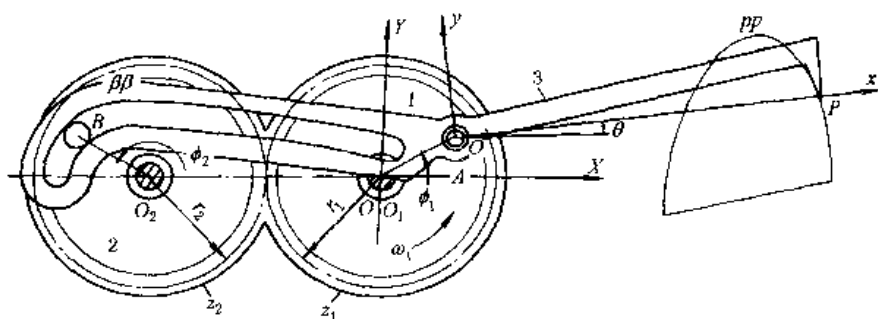


图 19-3-29 实现轨迹要求的凸轮-齿轮组合机构

$$\left. \begin{aligned} x &= X \cos \theta + Y \sin \theta - r_1 \cos(\phi_1 - \theta) \\ y &= -X \sin \theta + Y \cos \theta - r_1 \sin(\phi_1 - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (19-3-72)$$

⑥ 凸轮理论廓线(即凸轮槽的中心线) $\beta\beta$ 的方程式

$$\left. \begin{aligned} x_B &= -(C + r_2 \cos \phi_1) \cos \theta + r_2 \sin \phi_1 \sin \theta - r_1 \cos(\phi_1 - \theta) \\ y_B &= (C + r_2 \cos \phi_1) \sin \theta + r_2 \sin \phi_1 \cos \theta - r_1 \sin(\phi_1 - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (19-3-73)$$

4.3 输出件实现周期性停歇的凸轮-齿轮组合机构

图 19-3-30 为一由周转轮系和固定凸轮组成的组合机构。周转轮系中的转臂 H 为主动件，输出齿轮为中心轮 1，1 与 H 共轴线 O_1 ，在行星轮 2 上固连有滚子 4，它在固定凸轮 3 的曲线槽中运动。当主动件 H 以等角速度 ω_1 连续旋转时输出齿轮 1 能实现周期性的具有长区间停歇的步进运动。这种组合机构中，由于凸轮可控制行星轮的运动，对输出轴有一定的运动补偿，因此在许多机械中，常采用这种固定凸轮-周转轮系组合机构的原理来设计校正装置。这种组合机构的设计步骤和方法如下。

1) 给定工作所需要的输出轮 1 的运动规律 $\phi_1 = f_1(\phi_H)$ 。例如图 19-3-31a 所示，主动转臂 H 转两周，输出轮 1 按停-等速转动-停-等速转动的规律转过一周。

2) 画出行星轮 2 相对转臂 H 的角位移规律 $\phi_2^H = f_2(\phi_H)$ 。

$$\phi_2^H = \phi_2 - \phi_H = -\frac{z_2}{z_1}(\phi_1 - \phi_H) \quad (19-3-74)$$

如取 $z_1 = 2z_2$ ，按式 (19-3-74) 画出 $\phi_2^H = f_2(\phi_H)$ 曲线如图 19-3-31b 所示。

3) 盘形槽凸轮机构 234H 相当于假想转臂 H 不动、而凸轮 3 绕 O_1 以 $-\omega_H$ 转动从而推动带滚子 4 的从动件(齿轮 2) 按给定规律 $\phi_2^H = f_2(\phi_H)$ 运动(本例中它可作 360° 转动)的凸轮机构。

4) 凸轮的廓线设计。①以 O_1 为中心， O_1O_2 为半径作圆，并将它逆公共运动 $-\omega_H$ 的方向(即顺 ω_H 方向)等分，图 19-3-31c 中为每个分度 22.5° ，并分别作分度线 $x_0^H, x_1^H, \dots, x_8^H$ 。②以 O_2 为中心，凸轮从动件 O_2K 为半径作小圆，分别在各小圆上按下表中所列数据截取 K 的相应位置。设取 O_2K 的起始位置 O_2K_0 与 x_0^H 间的夹角 $(\phi_2^H)_0 = 90^\circ$ 。③把 $K_1, K_2, K_3, \dots, K_8$ 等连接起来即为凸轮的理论廓线，其中 K_1, K_2, \dots, K_8 部分所对应的 $\phi_H = 0^\circ \sim 180^\circ$ ， $\phi_2^H = 90^\circ \sim (360^\circ + 90^\circ)$ ，而输出轴 $\phi_1 = 0$ ，即输出轴为停歇期。当 $\phi_H = 180^\circ \sim 360^\circ$ 时， ϕ_2^H 在 $(360^\circ + 90^\circ)$ 不变化，而输出轴 1 按等速规律由 0° 转过 180° 。当主动转臂转过第二圈时，输出轴 1 以和前半圈相同的停-转规律再转完一圈，完成一个工作循环。见下表。

i	0	1	2	3	4	5	6	7	8
ϕ_H	0°	22.5°	45°	67.5°	90°	112.5°	135°	157.5°	180°
ϕ_2^H	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°	$45^\circ + 360^\circ$	$90^\circ + 360^\circ$

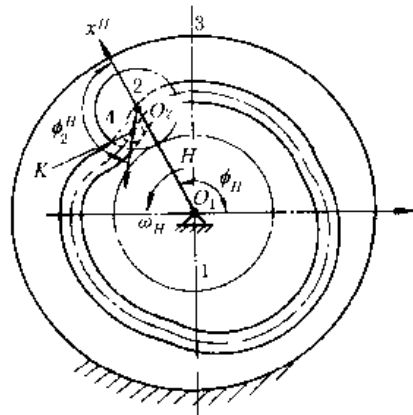


图 19-3-30 固定凸轮-周转轮系组合机构

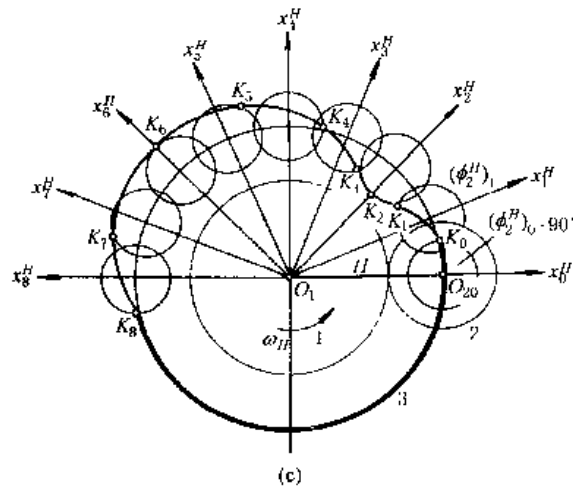
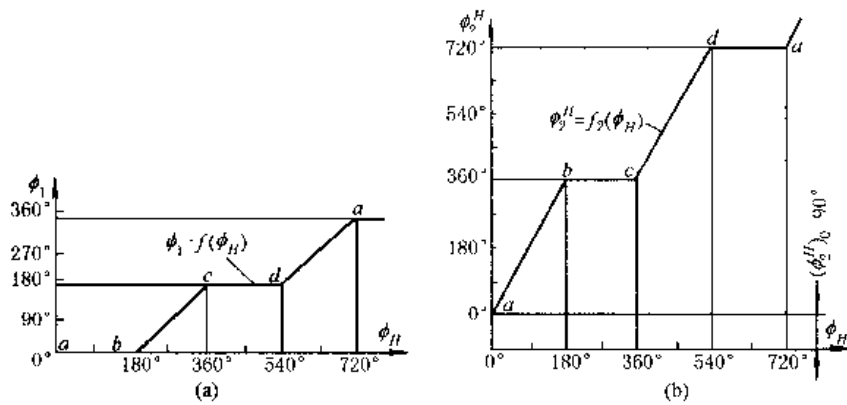


图 19-3-31 固定凸轮-周转轮系组合机构的设计

(a) 设计给定的输出轴运动规律；(b) 相对转臂 H 转化后的运动规律；
(c) 凸轮廓线设计

5 具有挠性件的组合机构

具有链条、传动带、绳索等挠性件的组合机构可以实现主、从动轴之间距离较长的传动，又能使从动件按工作要求执行复杂的运动规律或轨迹。这种组合机构结构简单、制造方便。

5.1 同步带-连杆组合机构

图 19-3-32 所示为一由同步带传动和连杆组成的组合机构。当主动轮 1 以等角速度 ω_1 连续转动时根据机构不同的尺度关系，杆 5 可能输出下列三种不同的运动规律：① 输出杆作单纯的匀速-非匀速转动；② 输出杆作匀

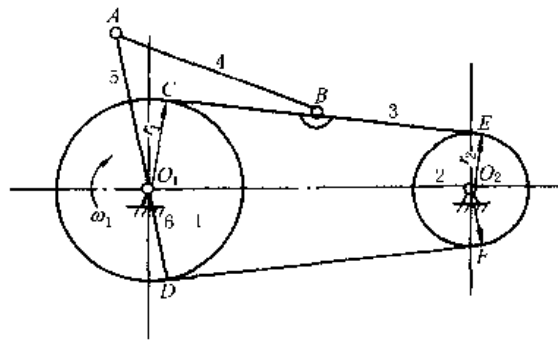


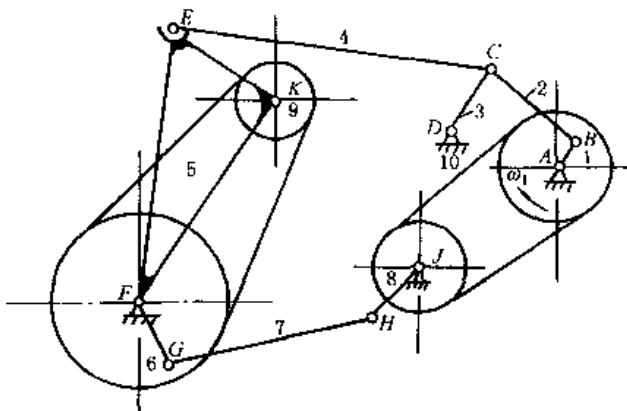
图 19-3-32 同步带-连杆组合机构

速-具有瞬时停歇的非匀速转动；③输出杆作匀速-具有逆转或一定区间近似停歇的非匀速转动。

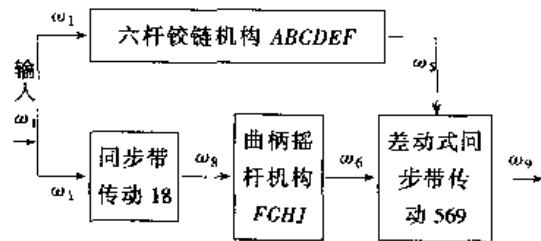
当连杆 AB 的长度增大时，从动摇杆 5 出现近似停歇区间缓慢递增。而增大摇杆 O₁A 的长度，则从动摇杆 5 发生近似停歇区间的可能迅速减少。

5.2 差动式带、链-连杆组合机构

图 19-3-33a 所示为剑杆织机中应用的差动式同步带-连杆组合机构。表 19-3-3 中列出了这种组合机构中各构件间的运动关系。



(a) 机构简图



(b) 组成分析框图

图 19-3-33 差动式同步带-连杆组合机构

表 19-3-3 差动式同步带-连杆组合机构中各构件间的运动关系

构件	主动带轮 1 (曲柄 AB)	摇杆 5	同步带轮 6 (摇杆 FG)	输出带轮 9
位置角 及起始位 置角	位置角 ϕ_1 起始 位置角 ϕ_{10}	位置角 ϕ_5 及起 始位置角 ϕ_{50} 按六 杆机构 ABCDEF 求得	位置角 ϕ_6 及起始位置角 ϕ_{60} 按同步带传动 18 及曲柄摇 杆机构 FGHJ 求得	$\phi_9 = \phi_{60} + \frac{z_6}{z_9} (\phi_6 - \phi_{60}) +$ $\left(1 - \frac{z_6}{z_9}\right) (\phi_5 - \phi_{50})$ 式中 z_6, z_9 —— 轮 6 和 9 的齿数
角速度	$\omega_1 = \text{常数}$	$\omega_5 = \dot{\phi}_5$	$\omega_6 = \dot{\phi}_6$	按差动机构 569 求得 $\omega_9 = \omega_6 \frac{z_6}{z_9} + \omega_5 \left(1 - \frac{z_6}{z_9}\right)$
角加速 度	$\epsilon_1 = 0$	$\epsilon_5 = \ddot{\phi}_5$	$\epsilon_6 = \ddot{\phi}_6$	$\epsilon_9 = \epsilon_6 \frac{z_6}{z_9} + \epsilon_5 \left(1 - \frac{z_6}{z_9}\right)$

第4章 机构参考图例^[1,28,29]

机构类型繁多，很难一一列举。本章除介绍部分常用者外，尽可能选列一些灵巧实用、结构简单、制造容易以及具有某些独特运动规律或作用的机构图例，供非标准设备设计或技术革新者参考。由于机构的运动规律与各构件的相对尺寸密切相关，选用时应注意各构件的相对尺寸。图例中除个别者外，一般未标出尺寸关系。

1 匀速转动机构

1.1 定传动比匀速转动机构

图 19-4-1 中，平行四边形机构 $ABCD$ ，两对面杆具有相同运动规律的特点。主动曲柄 1 逆时针方向转动时，带动从动杆 3 作同向同速转动，而送料杆 2 作平移运动，可将物料 4 一步一步地向前搬动。平行四边形机构使用广泛，如火车轮联动机构、多组平行四边形联轴器、绘图仪器、缩放机构等均有应用。

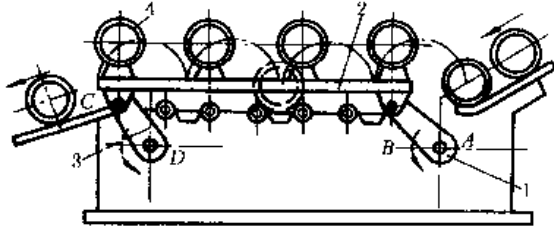


图 19-4-1 平行四边形机构

图 19-4-2a 主动曲柄 1 转动时，带动盘 2 作平移运动，从而同时带动四个等长曲柄 3 各绕自己的固定轴心作同速转动。此机构允许有较小的主、从动轴轴距。多头钻、多头铣等均可应用这种机构。当转速较高时应注意平衡。图 19-4-2b 为多头钻的结构实例。主动偏心轴 2 通过圆盘 3 带动与 2 有相同偏心距 e 的钻杆 4 转动。

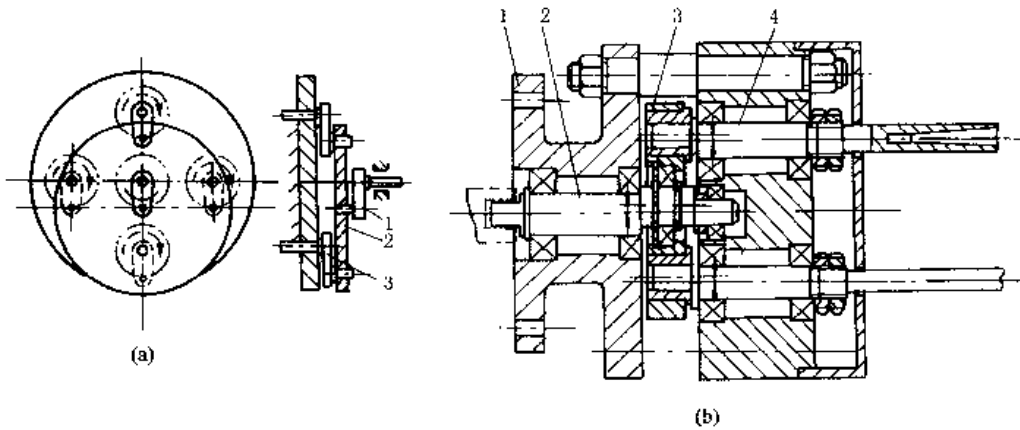


图 19-4-2 多个输出轴的平行四边形机构

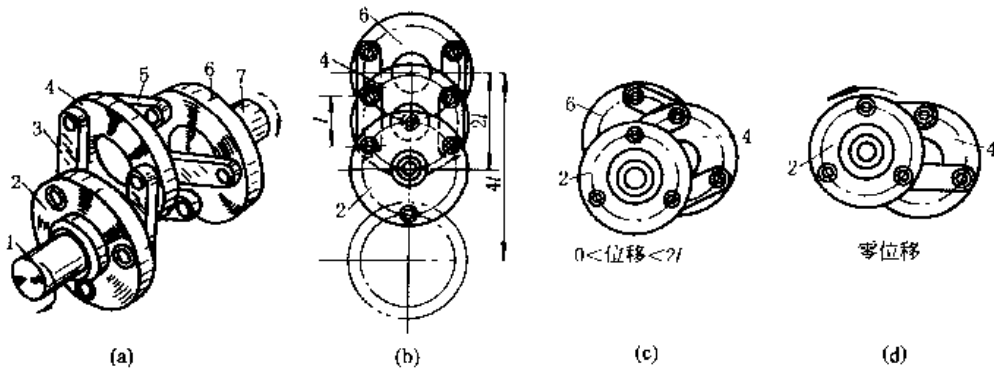


图 19-4-3 两轴距可变的平行四边形机构

图 19-4-3 圆盘 2、4、6 的等径圆周上各有三个等间隔的销轴，分别以三个长度为 l 的连杆相互铰接，形成多个平行四边形机构（图 a）。主动轴 1 的转动通过中间圆盘及连杆使从动轴 7 作同速转动。这种机构可在运转中改变主、从动轴间的距离（最大轴距为 $2l$ ，从动轴最大位移为 $4l$ ，图 b、c、d）。运转时盘 4 的中心具有不变的确切位置，仅在主、从动轴线重合时（零位移位置，图 d），盘 4 处于位置不确定状态，故应避免使用这个位置

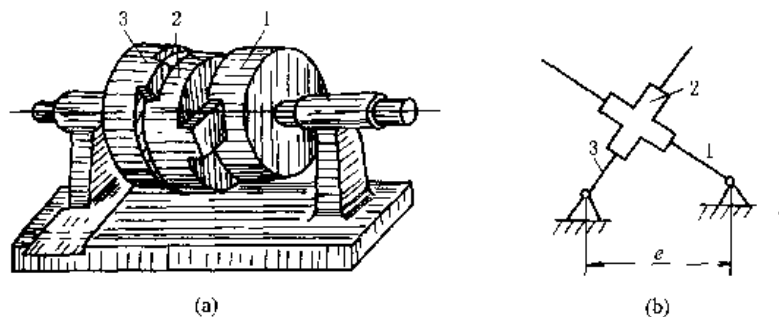


图 19-4-4 双滑块机构

图 19-4-4a 为十字滑块联轴器，图 19-4-4b 是其运动简图。主动转块 1 匀速转动时，通过连杆 2 驱动从动转块 3 作同向同速转动。这种联轴器常用于两轴线不易重合的平行轴的联接。

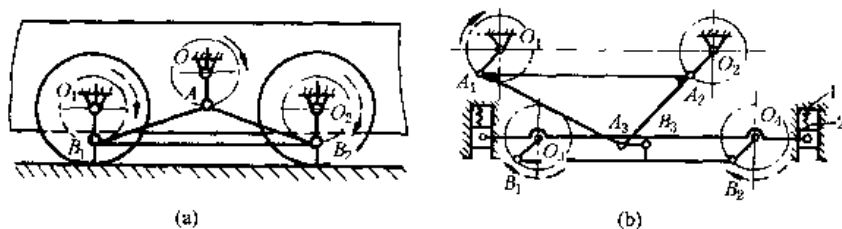


图 19-4-5 用于电力机车的平行四边形机构

图 19-4-5a，电机带动的主动轴 O 与两从动轴 O_1 、 O_2 均在一车架上，且 $OO_1 = OO_2$ ；曲柄 $OA = O_1B_1 = O_2B_2$ ，连杆 $AB_1 = AB_2 = OO_1$ 。

图 19-4-5b， $O_1O_2 = A_1A_2$ 、 $O_3O_4 = B_1B_2$ 、 $O_1A_1 = O_2A_2 = O_3B_1 = O_4B_2$ ，电机带动的主动轴 O_1 （或 O_2 ）与车架 1 为一体，并支承在弹簧 2 上，使车架有减震缓冲作用，随着运行中的振动，引起 O_1O_2 与 O_3O_4 间的距离发生变化，图中在两个平行四边形机构中增加杆 A_3B_3 可补偿主、从动轴间距离的变化。

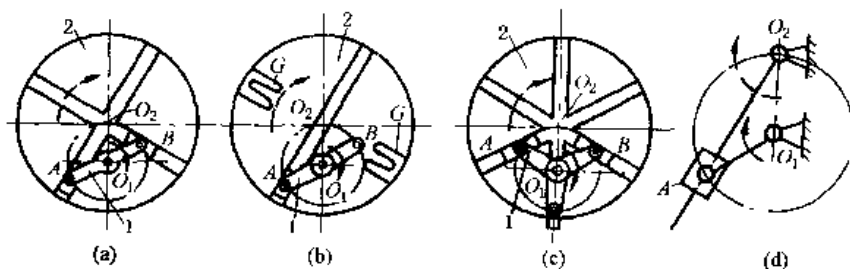


图 19-4-6 转动导杆减速机构

如图 19-4-6 所示，主动曲柄 1 绕 O_1 转一周，从动圆盘 2 绕 O_2 转半周。机构各构件的尺寸应有下列关系：曲柄长度等于中心距，即 $O_1A (= O_1B = O_1C) = O_1O_2$ 。

图 a，主动双臂曲柄 1 两端铰接的滑块在从动盘的十字槽中滑动。图 b，从动盘 2 上有一个径向槽和两个辅助槽 G，当销 B 进入辅助槽时使机构顺利通过死点。图 c，从动盘 2 上有三个径向槽，用三臂曲柄传动，传递力矩较均匀。图 d，为这种导杆减速机构的结构简图。这种机构结构简单，并可将来曲柄做成圆盘形以传递较大的载荷。

图 19-4-7 中，两端带滚子 3（分别绕 A、B 轴转动）的双臂主动曲柄 1 绕固定轴 O_1 转动，通过滚子 3 带动从动盘 2 绕固定轴 O_2 同向转动，滚子 3 的中心 A 和 B 相对于圆盘 2 的运动轨迹为摆线 γ ，圆盘 2 的内缘曲线为 γ 的等距曲线 β （距离等于滚子半径 r ）。这种机构中心距 O_1O_2 不能太大，否则 γ 曲线将出现交叉， O_1O_2 的最大

值为 $O_1A/2$, 这时, 曲柄 1 转一周, 盘 2 转 $2/3$ 周。

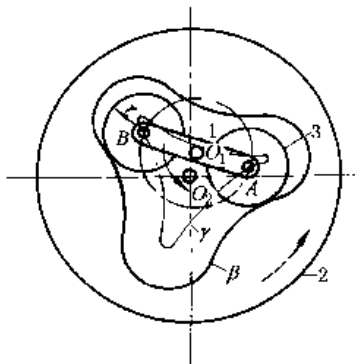


图 19-4-7 滚轮减速机构

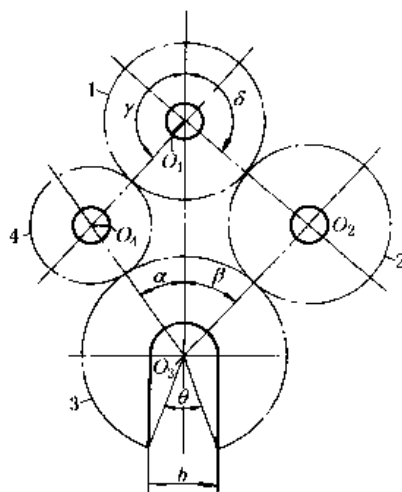


图 19-4-8 开口齿轮传动机构

图 19-4-8 中, 主动齿轮 1 经惰轮 2、4 带动从动轮 3, 这种机构由于采用了功率分流传动, 可以减小机构体积和重量。此外, 在某些机械中, 由于生产上要求从动轮 3 上开有宽度为 b 的钳口槽 (如石油钻井旋扣器)。采用这种机构能保证从动轮 3 作整周回转。设计时应注意以下各点:

① 保证正确的安装条件:

$$\alpha(z_3 - z_4) + \gamma(z_4 - z_1) + \beta(z_3 - z_2) + \delta(z_2 - z_1) = 2\pi k$$

式中 k ——应为正整数;

z_1, z_2, z_3, z_4 ——各齿轮齿数。

② $O_1O_3 > (d_1 + d_3)/2$; $O_2O_4 > (d_2 + d_4)/2$

式中 d_1, d_2, d_3, d_4 ——各轮的齿顶圆直径。

③ 槽宽 b 所对中心角 $\theta < \alpha + \beta$ 。

图 19-4-9 中, 轴 3 和轮 4 固定不动, 大轮 2 空套在轴 3 上可自由转动, 轮 2 上相隔 180° 对称地装有两个在销轴上可自由转动的滚筒 5, 5 与轮 4 又通过传送带相连, 当主动轮 1 通过传动带带动轮 2 旋转时, 则滚筒 5 绕固定轮 4 公转并绕销轴自转, 称为行星滚筒。这种机构常用于抛光机上。

行星滚筒 5 的转速按下式计算:

$$n_5 = n_1 \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \left(1 - \frac{r_4}{r_5} \right)$$

式中 r_1, r_2, r_4, r_5 ——各带轮的半径。

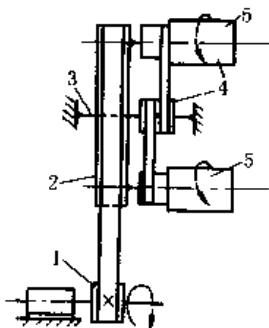


图 19-4-9 皮带行星传动机构

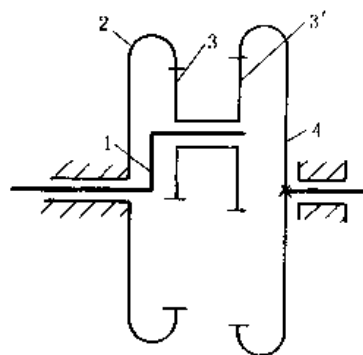


图 19-4-10 大传动比行星机构

图 19-4-10 中, 各轮齿数为 z_2, z_3, z_3' 和 z_4 , 其传动比 $i_{41} = \frac{n_4}{n_1} = 1 - \frac{z_2 z_3'}{z_3 z_4}$ 。若 i_{41} 得正值, 则 4 与 1 转向相同; 得负值, 则转向相反。例如, $z_3 = z_3', z_2 = z_4 + 1$ (或 $z_2 = z_4 - 1$), 则可获得 $i_{41} < 0$ (或 $i_{41} > 0$) 的大传动比。用

作机床的示数机构等。

图 19-4-11 中, 偏心轴 (转臂) H 主动, 内齿轮 2 固定, 行星轮 1 从动, 通过传动比为 1 的输出机构将行星轮的运动输出, 总传动比

$$i_{H3} = \frac{n_H}{n_3} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

($z_2 - z_1$) 点数差一般取得很小 (常用差为 1~4), 可获得大的传动比, 如 z_1 和 z_2 相差一个齿, 则 $i_{H3} = -z_1$ (负号表示主、从动件转向相反), 因此机构有传动比大, 结构紧凑的优点。

轮 1、2 的齿廓曲线可为摆线和针齿; 也可为渐开线, 前者称为摆线针轮减速器, 后者称为少齿差行星减速器。这类机构的主动轴转速一般可达到 1500~1800r/min。若采用摆线针轮, 则效率较高, 功率范围也较大。

输出机构一般用销盘和孔盘组成 (图 b); 传动功率较小时, 也可采用一对齿数相等的内、外齿轮组成的零齿差输出机构 (图 c), 为避免齿形干涉, 该齿轮除径向变位外, 还要切向负变位。

图 19-4-12 所示为用于车床电动卡盘上的 3K 型行星机构的例子, 当电机带动主动齿轮 1 旋转时, 通过行星架使齿轮 4 低速转动, 通过轮 4 右端的阿基米德螺旋槽驱使卡爪卡紧或松开工件。这种行星机构结构紧凑, 体积小, 传动比范围大, 但制造安装较复杂。常用于短期工作, 中小功率的传动, 如工厂内车间之间运输的悬链式输送机等。传动比为:

$$i_{14}^3 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) / \left(1 - \frac{z_2' z_3}{z_4 z_2}\right)$$

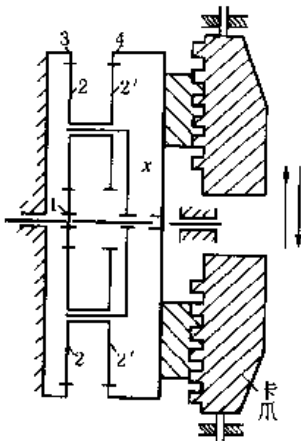


图 19-4-12 3K 型行星机构

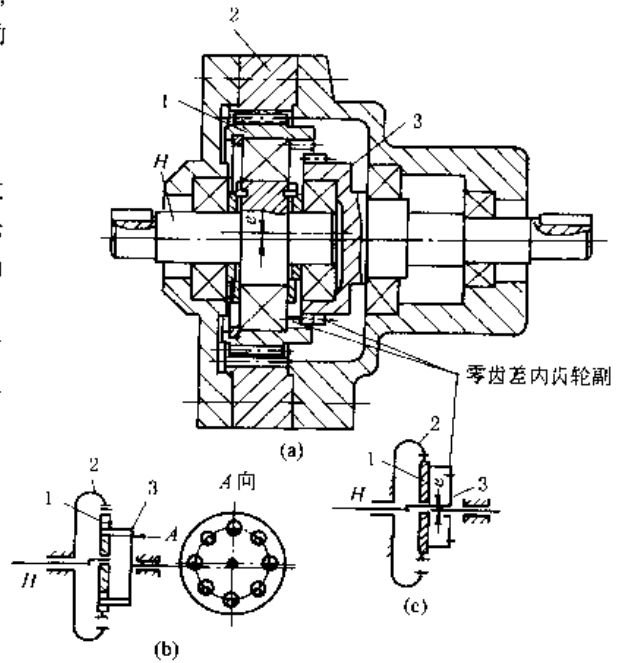


图 19-4-11 少齿差行星减速机构

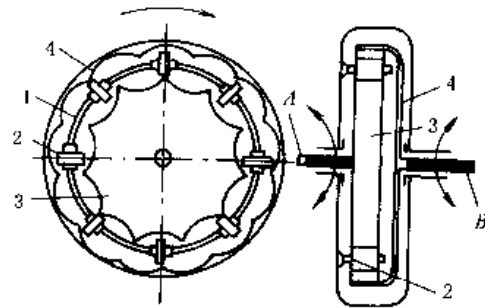


图 19-4-13 活齿减速器

图 19-4-13 中, 与减速器外壳固结的隔离罩 1 绕固定轴线 B (轴线 B 与 A 重合) 转动, 在该隔离罩的均布径向槽内安置块状齿 2, 分别与凸轮盘 3 外缘齿和凸轮盘 4 内缘齿啮合, 凸轮盘 3 和 4 分别固定在半轴 A 和 B 上。当减速器外壳及隔离罩转动时, 将给凸轮盘 3、轴 A 与凸轮盘 4、轴 B 相应的驱动力矩; 如两轴上所受的阻力矩相同, 则它们以相同的转速回转, 否则, 两轴以不同的转速回转。

谐波传动是由谐波发生器 1、柔性齿轮 2 (为一容易变形的环状薄壁零件) 和刚性内轮 3 组成 (图 19-4-14a)。三构件中任何一个皆可为主动, 其余一为固定, 一为从动。这种机构运动的传递是在发生器的作用下迫使柔轮产生弹性变形并与刚轮相互作用达到传动目的。如图 a, 当刚轮固定, 发生器主动并连续转动时, 则从动柔轮各处依次发生啮入、啮合、啮出及脱离四种连续工作状态, 这种错齿运动使柔轮反向转动。发生器转动一周时, 柔轮转过 $(z_3 - z_2) / z_2$ 周。

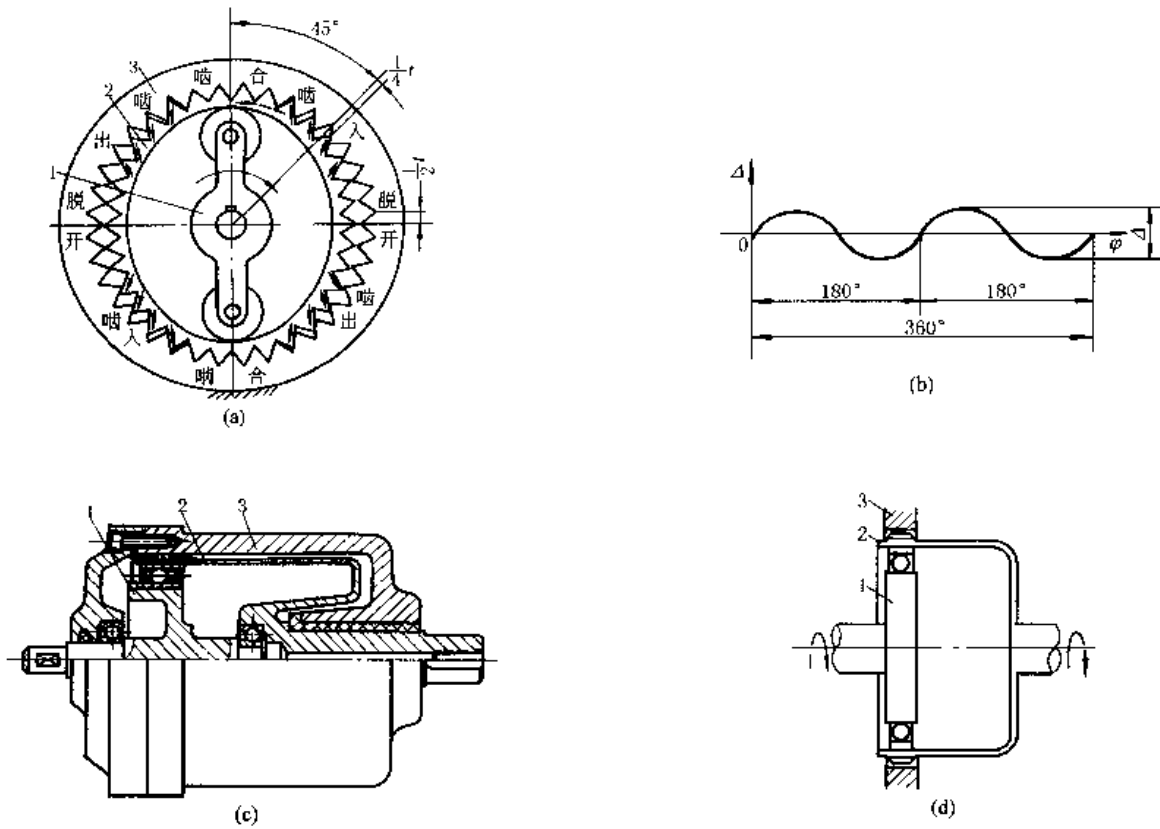


图 19-4-14 谐波传动机构

柔轮的变形过程是一个基本对称的谐波波(图 b)。在传动中发生器转一周,柔轮某一点变形的循环次数叫波数(等于发生器的滚轮数),一般常应用双波和三波。图 b 是双波变形波。谐波传动机构的刚轮和柔轮的周节 t 相等,但齿数不等,齿数差一般等于波数(或波数的整数倍)。谐波高 Δ 等于刚轮与柔轮的分度圆直径之差,即

$$\Delta = d_2 - d_3 = \frac{t(z_3 - z_2)}{\pi}$$

图 c 为应用较普遍的单级双波的谐波减速器结构图,系刚轮固定、发生器主动,柔轮输出的结构,图 d 为其示意图。其传动比为:

$$i_{12}^3 = -\frac{z_2}{z_3 - z_2}$$

当 2 固定,1 主动,3 从动时

$$i_{13}^2 = \frac{z_3}{z_3 - z_2}$$

当 1 固定,2(或 3)主动,3(或 2)从动时

$$i_{23}^1 = \frac{z_3}{z_2} \left(\text{或 } i_{32}^1 = \frac{z_2}{z_3} \right)$$

此时传动比接近于 1。

谐波传动的传动比范围大,单级传动比为 1~500,体积小,重量轻,承载能力强,运转平稳,传动效率较高,结构简单,输出轴与输入轴位于同一轴心线上。由于这些优点,目前在生产中应用渐广。其缺点是柔轮需用抗疲劳强度很高的材料,散热性差。所以目前只用于较小功率(由不足一瓦到几十千瓦)。谐波传动也可做成摩擦式的,用于无级变速。

1.2 有级变速机构

图 19-4-15 中,三轴平行,轴 1、3 和 2、3 的中心距相等,轴 1、2 上各有两个滑移齿轮 z_a 和 z_b ,其参数完全相同,可分别与轴 3 上 a、b 两组固定的公用齿轮相啮合。轴 3 上 a、b 两组齿轮模数相同,齿数不同(一般齿差 $\Delta z < 4$),利用齿轮变位凑中心距可达到无侧隙啮合,以获得多种有级变速。设 N 为公用齿轮数,则变速级数 K 为

$$K = N(N - 1) + 1$$

此种机构用于机床上切削公制、英制螺纹时，很容易得到互为倒数的传动比关系。图 a 和图 b 所示的传动比分别为：

$$\frac{z_a z_{b3}}{z_{a2} z_b} \quad \text{和} \quad \frac{z_b z_{a2}}{z_{b3} z_a}$$

这种机构的结构简单紧凑，操作简便，多用于普通车床的进给箱中。

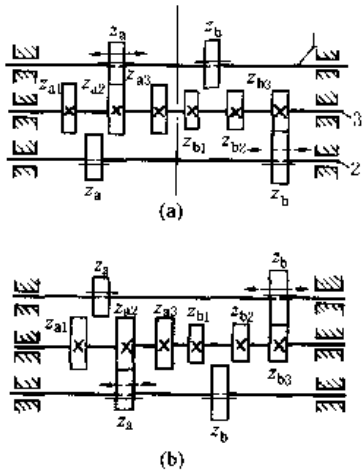


图 19-4-15 三轴滑移公用齿轮机构

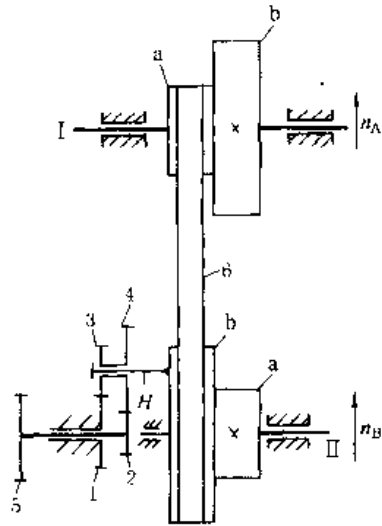


图 19-4-16 带轮行星齿轮两级变速机构

图 19-4-16 中，主动二联带轮 a、b 绕固定轴 I 转动，从动二联带轮 a、b 绕固定轴 II 转动，系杆 H 与二联带轮固联，齿轮 1、2、3、4、H 组成行星轮系，齿轮 5 为输出从动轮。主、从动带轮间用平带 6 传动，从动带轮转速 n_B 和输出齿轮 5 转速 n_5 之间的关系为：

$$n_5 = n_B \frac{z_2 z_3 - z_4 z_1}{z_2 z_5}$$

式中 z_1, z_2, z_3, z_4 —— 齿轮 1、2、3、4 的齿数。从动带轮转速 n_B 有两级，由主动带轮转速 n_A 求得：

当主动带轮上的 a 轮经带 6 传动从动带轮上的 b 轮时

$$n_B = n_A \frac{r_a}{r_b}$$

当主动带轮上的 b 轮经带 6 传动从动带轮上的 a 轮时

$$n_B = n_A \frac{r_b}{r_a}$$

式中 r_b, r_a 分别为带轮 b、a 的半径。

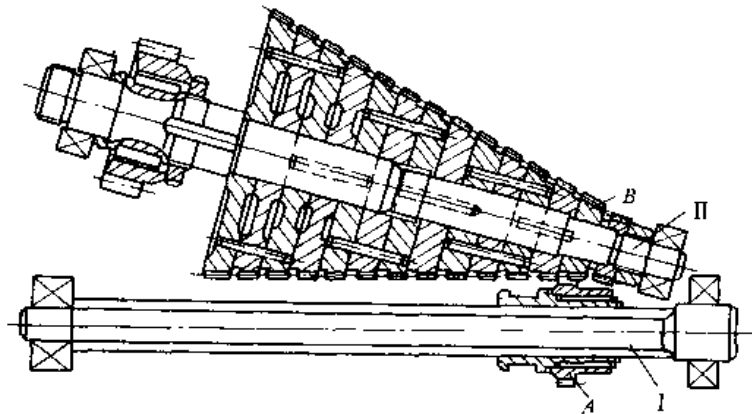


图 19-4-17 单齿轮滑移锥齿轮组多级变速机构

图 19-4-17 中, 花键轴 I 上装有一个可滑动的直齿轮 A, 它可与轴 II 上任一 个等高齿锥齿轮 B 啮合, 这些锥齿轮的齿数按等差级数变化。连接各锥齿轮的销子如图示, 必须使所有齿轮均有一个齿槽保持成一直线。每片齿轮上的一半齿相对另一半齿沿轴向错过一定距离, 使直齿轮 A 能迅速和原来啮合的齿轮脱开, 并滑向另一片锥齿轮。

这种机构能在运转中完成变速; 变速级数多而齿轮数目较少, 故结构简单、紧凑, 刚性好。缺点是齿不沿全齿宽啮合, 磨损不均匀。

设锥齿轮片数为 m , 输出轴转速分别为 n_1, n_2, \dots, n_m , 公差数为 a 则

$$n_m = n_1 + (m - 1)a$$

或

$$a = \frac{n_m - n_1}{m - 1}; m = 1 + \frac{n_m - n_1}{a}$$

如轴 II 主动, 转速为 n_{II} , 则各锥齿轮齿数

$$(z_B)_i = \frac{n_1}{n_{II}} z_A$$

式中 $i = 1, 2, \dots, m$ 。

如轴 I 主动, 转速为 n_I , 则各锥齿轮齿数

$$(z_B)_i = \frac{n_I}{n_i} z_A$$

图 19-4-18 中, 机构由电机 I、II 带动, 由行星架 X 相连的齿轮 5 输出, 其中构件 4 以齿数 z_4 与 z_3 外啮合, 以 z_B 与 z_C 内啮合, 通过控制制动轮 D、E, 可使行星架得到四种速度:

① 电机 II 被制动时, 行星架的转速

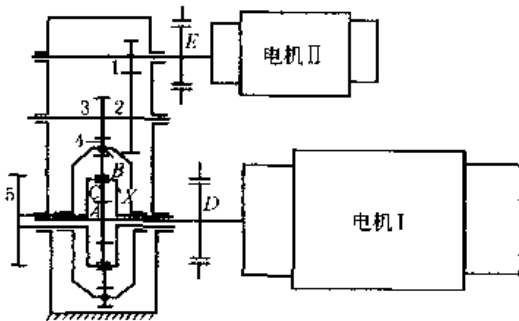


图 19-4-18 双电机行星减速变速机构

$$n_X^B = \frac{n_A^B}{i_{AX}^B}$$

式中 n_A^B ——电机 II 制动时 A 轮 (电机 I) 的转速;

i_{AX}^B ——电机 II 制动时的传动比,

$$i_{AX}^B = 1 + z_B/z_A$$

② 电机 I 被制动时, 行星架的转速

$$n_X^A = \frac{n_B^A}{i_{BX}^A}$$

式中 n_B^A ——电机 I 被制动时, B 轮的转速 $n_B^A = \frac{n_{II}}{i}$ (n_{II} 为电机

II 的转速, $i = i_{12}i_{34} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$);

i_{BX}^A ——电机 I 制动时, B 轮与行星架 X 间的传动比, $i_{BX}^A = 1 + z_A/z_B$ 。

③ 电机 I、II 皆运转, A、B 轮以同方向旋转时, 行星架的转速 $n_X = n_X^B + n_X^A$ 。

④ 电机 I、II 皆运转, A、B 轮以反方向旋转时, 行星架的转速 $n_X = n_X^B - n_X^A$ 。

这种机构广泛应用于小型连轧机、铸造吊车和氧气顶吹转炉的倾翻机构等。如果 II 采用较小功率的直流电机, 可实现以小功率控制大功率的无级变速。

1.3 无级变速机构

图 19-4-19 所示机构是利用摩擦传递动力, 通过改变中间钢球的工作半径进行变速。主动轴 1 通过加压盘 2 经钢球带动摩擦盘 3 同速转动, 再经过一组钢球 5 (3~8 个) 驱动从动摩擦盘 7 和输出轴 9。调速是通过蜗杆、带有槽凸轮的蜗轮 (图中未画出) 使钢球 5 的轴 4 转动 α 角来实现。主、从动轴上的加压机构能自动地施加与载荷成正比的压紧力, 使摩擦盘与传动钢球 5 相互压紧, 确保在没有滑动的情况下传递动力。传动比为:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{1 \pm \tan \phi \tan \alpha}{1 \pm \tan \phi \tan \alpha}$$

目前一般使用传动比 $i_B = 1/3 \sim 3$, 使用变速范围 $R_{Bn} \leq 9$, 功率 $N \leq 0.2 \sim 11 \text{ kW}$, 效率 $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 。其特点为体积小, 结构紧凑, 可增速或减速, 但制造精度要求较高。输出传递动力特性基本上为恒功率。在纺织、电影及机床等行业中均有应用。

如图 19-4-20 所示, 主动摩擦盘 1 带动行星锥 2 转动, 锥 2 一般为 5 个, 沿圆周均布, 并置于保持架中, 既自

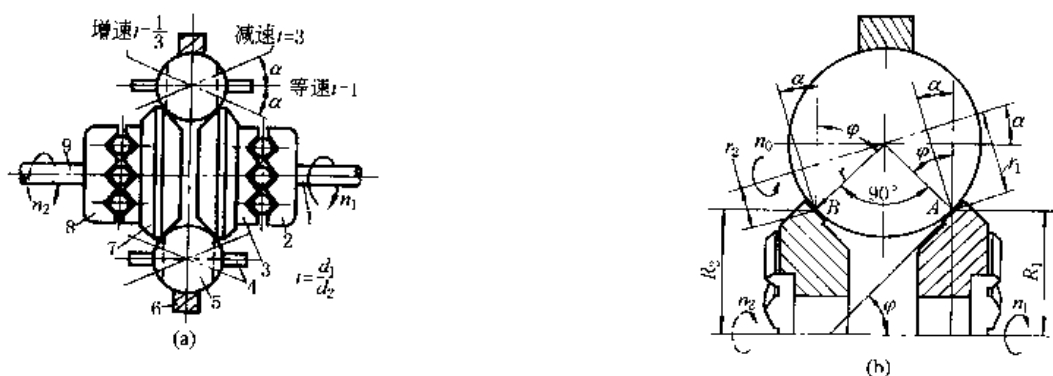


图 19-4-19 钢球外锥轮式无级变速机构

转又公转，锥 2 的正锥与不动的外环 3 相接触，其截锥靠摩擦力使输出摩擦盘 4 旋转，再经加压机构带动输出轴 5 转动。调速时通过调速机构（图中未示出）使外环 3 作轴向移动，改变正锥的工作半径 r 达到调速。传动比为：

$$i = \frac{n_1}{n_5} = \frac{r + (R_3/R_4)R_2}{r - (R_3/R_1)R_2}$$

式中 r ——行星锥与外环接触处的半径；

R_3 ——外环 3 的工作半径；

R_1, R_2, R_4 ——主动盘 1、行星锥 2 和输出盘 4 的大头半径。

由式可知，当 r 变小趋于零时，输出转速 n_5 最高，并与输入轴转向相反，当 r 逐渐增大，使 $r = (R_3/R_1)R_2$ 时，输出轴转速 $n_5 = 0$ ，为了保证输出力矩稳定，一般 $i = -80 \sim -110$ 之间；使用变速范围 $R_{65} \leq 38.5$ ；传递功率 $N \leq 2.2\text{kW}$ ，效率 $\eta = 0.6 \sim 0.7$ 。此机构具有体积小，传递力矩大，调速范围大的特点，是属于恒扭矩输出的减速型变速机构，可在停车情况下进行调速。

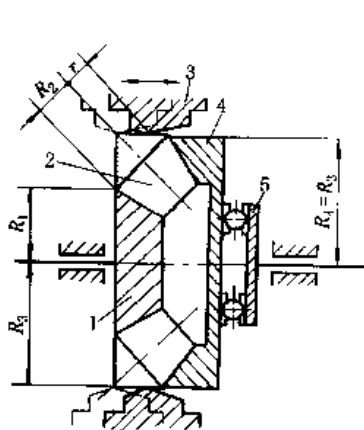


图 19-4-20 内锥输出行星式无级变速机构

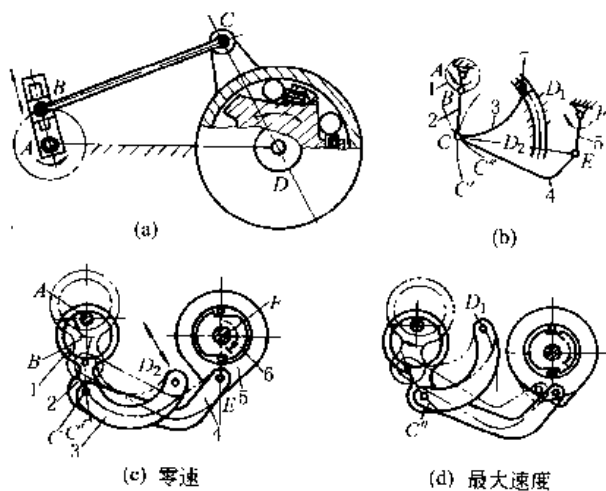


图 19-4-21 连杆式脉动无级变速机构

图 19-4-21 所示机构是由连杆机构与单向超越离合器组成。通过改变连杆机构中某一构件的长度，使摇杆（即超越离合器的外环）得到不同的摆角来达到无级变速的目的。

图 a，曲柄 AB 上的曲柄销 B 可滑动，以改变曲柄长度，曲柄每转一周，带动摇杆 CD 摆动一个角度。改变 AB 的长度，则摇杆 CD 的摆角也相应改变，以实现变速。输出端作单向间歇脉动回转。

图 b 是一个多杆铰链机构，图中圆弧 C'' 和 C' 表示 CD 分别以 D_1 、 D_2 为圆心时的圆弧。当上动曲柄 1 匀速转动时，通过改变杆 3 右端滑块 7 在弧形槽中的位置（在 D_1 、 D_2 之间），即改变机架 AD 的长度，使输出杆 5 实现变速。图 c 是上述机构与单向超越离合器组成的机构的结构简图，可实现单向脉动输出。图示位置表示滑块 7 固定于 D_2 点，此时铰接点 C 沿圆弧 C' 运动，此位置时，由于 C、 D_2 、E 在一直线上（见图 b），故 E 点近似保持不动，杆 5 与输出轴 6 接近零速。图 d 表示滑块固定于 D_1 点，此时 C 点沿圆弧 C'' 运动，输出轴 6 以最大的角速

度转动。

图中两机构各仅有一曲柄摇杆机构带动一个单向超越离合器，其输出是间隙脉动回转，输出极不平稳，为减小脉动不均匀性，常采用多相（3~5相）并列，几个曲柄——单向超越离合器交替重叠地带动一根输出轴，使输出的均匀性提高。这种机构简单可靠，变速性能稳定，停止和运行时均可调速。适用于中、小功率（约10kW以下），中、低速（40~1000r/min）的减速变速，以及对输出轴旋转均匀性要求不严的场合。如一些轻工包装、食品等机械中均有应用。

无级变速机构的型式很多，如多盘式、齿链式及传送带式等均有较广泛的应用。

2 非匀速转动机构

如图 19-4-22 所示，两短杆 a 、 c 为曲柄，且 $a = c$ ，机架 d 和连杆 b 相等，当主动曲柄 a 作匀速转动时，从动曲柄 c 作反向非匀速转动。这种反平行四边形机构的平均传动比等于 1，瞬时传动比为：

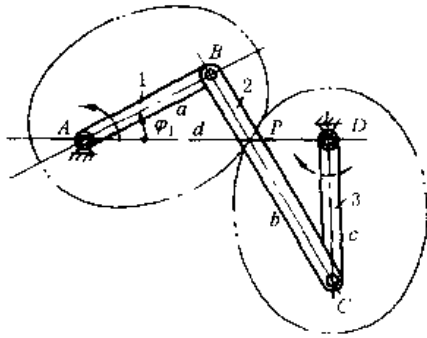


图 19-4-22 反平行四边形机构

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{AP}{DP} = \frac{b^2 - a^2}{-(b^2 + a^2) + 2ab \cos \varphi_1}$$

当 $\varphi_1 = 0^\circ$ 时， $i_{31} = (i_{31})_{\max} = -(b + a)/(b - a)$

当 $\varphi_1 = 180^\circ$ 时， $i_{31} = (i_{31})_{\min} = -(b - a)/(b + a)$

当主动曲柄转至与机架重合时，从动曲柄也与机架重合，这时形成机构运动的不确定状态，即曲柄继续向前转动时，从动曲柄有可能与主动曲柄同向转动，故必须用特殊装置（如死点引出器）或杆件惯性来渡过机构的不稳定状态。

反平行四边形机构通过改变 a (c)、 b (d) 的长度，可以得到需要的变传动比的运动规律。当运动精度要求不高时，此机构可用来代替椭圆齿传动（如双点划线所示），椭圆齿轮的回转轴分别在焦点 A 和 D ，椭圆长轴为连杆长 b ，焦距为曲柄长 a ，而制造比椭圆齿轮简单得多。反平行四边形机构也常用于机构的联动，使机构中的两个工作构件获得大小相同、方向相反的角位移，如车门启闭机构等。

图 19-4-23 中，主动曲柄 AB 匀速转动，转换为曲柄 CD 的非匀速转动，但平均传动比等于 1。若 $AD + CD < AB + BC$ ，且 $AD < AB < BC < CD$ （或 $AD < BC < AB < CD$ ）则机构没有死点位置。双点划线表示在此双曲柄机构上再相连一偏置曲柄滑块机构 DCE ，这是惯性筛的具体应用。由于双曲柄机构和偏置曲柄滑块机构均有急回特性，二者并用加强了急回效果，使筛子从右往左运动时，有较大的加速度，依靠物料惯性而达到筛分的目的。

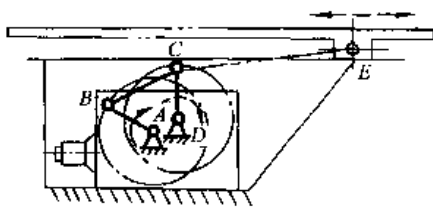


图 19-4-23 双曲柄机构

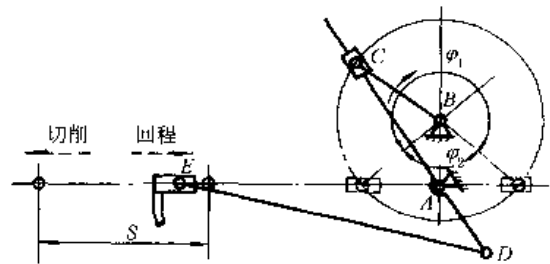


图 19-4-24 用于刨床的旋转导杆机构

在图 19-4-24 所示旋转导杆机构中，机架 $AB <$ 曲柄 BC ，主动曲柄 BC 匀速转动，转换为旋转导杆 CD 的非匀速转动，平均传动比为 1，其急回特性常用于刨床，使切削行程较慢，回程较快（ BC 顺时针方向转动 φ_1 角时，滑块 E 以较慢的近乎等速切削，而 BC 继续转动 φ_2 角时， E 快速返回）。行程 $S = 2AD$ 。比值 $\frac{BC}{AB}$ 较小时，机构的动力性能变坏，一般推荐 $\frac{BC}{AB} > 2$ 。

图 19-4-25 是用来传递轴心线不重合的联轴器结构，当盘 1 绕轴 C 转动时，通过圆盘 1 上的滑槽拨动盘 3 绕轴心 A 同向转动，同时销 2 将相对于滑槽滑动。图 b 是运动简图。导杆 1 作等速转动带动从动盘 3 作变速转动。当偏距 e 很小时，从动盘 3 的角速度变化平缓。

旋转导杆机构在回转柱塞泵、叶片泵及旋转式发动机等机器中也有应用。

图 19-4-26 中，图 a 为万向联轴器，主动轴 1 以 ω_1 匀速转动，从动轴 2 以 ω_2 变速转动，平均传动比为 i ，瞬

时传动比为

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}$$

式中 φ_1 ——主动轴上叉头从轴面（两轴所决定的平面）开始计算的转角。

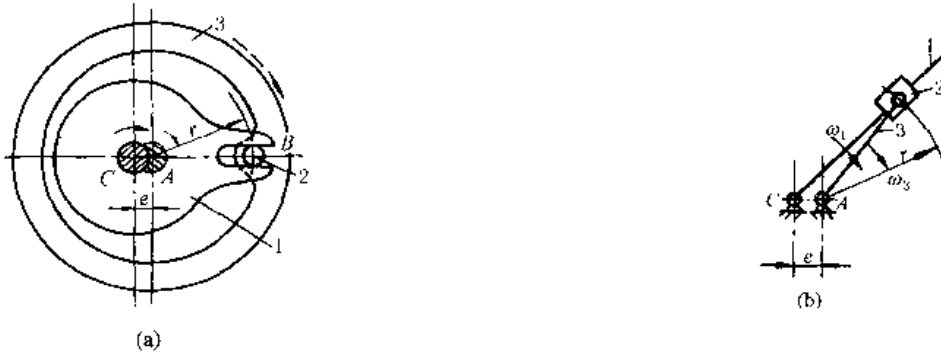


图 19-4-25 用于联轴器的旋转导杆机构

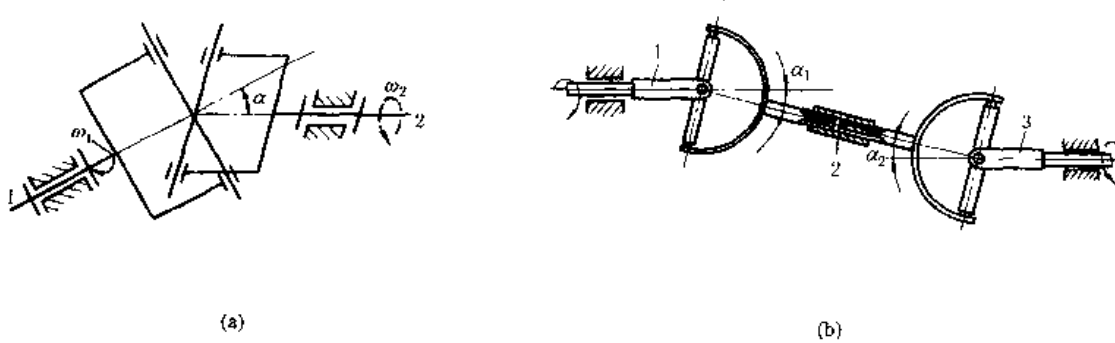


图 19-4-26 两相交轴间的传动

由于瞬时传动比的变化，传动中将产生附加载荷，并引起振动。为了消除这一缺点，一般多采用双万向联轴器。

图 b 为双万向联轴器，在主、从动轴 1、3 之间用一个中间轴 2（即用花键套联接的轴）和两个万向联轴器联接，它可以传递任意位置的两轴间的回转运动。当中间轴 2 两端的叉面位于同一平面内且 $a_1 = a_2$ 时，可以得到主、从动轴间传动比恒等于 1 的匀速传动。

图 19-4-27 中，固联在主动轴 O_1 上的齿轮 1 和 1' 分别与活套在轴 O_2 上的齿轮 2 和 3 啮合。齿轮 2 上的凸销 A 嵌于圆柱凸轮 4 的纵向直槽中，带动圆柱凸轮 4 一起回转并允许其沿轴向有相对位移；齿轮 3 上的滚子 B 装在圆柱凸轮 4 的曲线槽 C 中。由于齿轮 2 和齿轮 3 的转速有差异，所以滚子 B 在槽 C 内将发生相对运动，使凸轮 4 沿轴 O_2 移动。当主动轴 O_1 连续回转时，圆柱凸轮 4 及与其固结的蜗杆 4' 将作转动兼移动的复合运动。从而传动蜗轮 5。蜗杆 4' 的等角速转动使蜗轮 5 以 ω'_5 等角速转动，蜗杆 4' 的变速移动使蜗轮 5 以 ω_5 变角速转动，该蜗轮

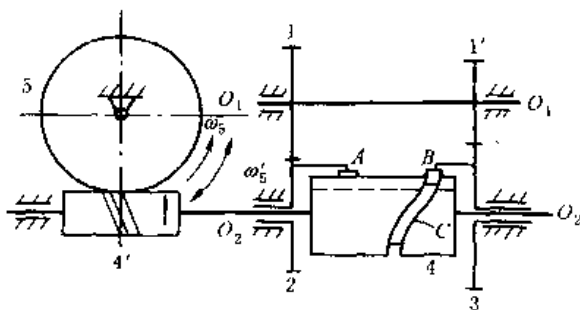


图 19-4-27 用于纺丝机的齿轮凸轮组合卷绕机构

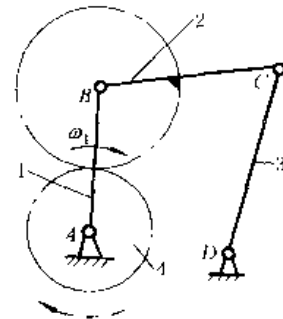


图 19-4-28 两齿轮连杆组合机构

的运动为两者的合成而作时快时慢的变角速转动，以满足纺丝卷绕工艺的要求。

图 19-4-28 中，在四杆机构 $ABCD$ 上装一对齿轮，行星齿轮 2 与连杆 BC 固连，中心轮 4 绕 A 轴转动。当主动曲柄 1 以 ω_1 匀速转动时，从动齿轮 4 作非匀速转动，其角速度为：

$$\omega_4 = \omega_1 \left(1 + \frac{z_2}{z_4} \right) - \omega_2 \frac{z_2}{z_4}$$

式中 ω_2 —— 连杆 BC 的角速度；

z_2 、 z_4 —— 齿轮 2、4 的齿数。

由式可知，轮 4 的角速度是由等速部分（第一项）和周期性变化的变速部分（第二项）合成。通过改变杆长和齿轮节圆半径，可使从动轮作单向非匀速转动或作瞬时停歇带逆转的转动。如 $ABCD$ 为曲柄摇杆机构，当主动曲柄 1 转 n_1 整周时，从动轮转动 $n_4 = \left(1 + \frac{z_2}{z_4} \right) n_1$ 周；如 $ABCD$ 为双曲柄机构时，则 $n_4 = n_1$ 。这种机构的特点是主、从动轴共线， AD 间距离便于做成可调的。

3 往复运动机构

凸轮机构广泛用于实现往复运动的传动，只要选择适当的凸轮廓线就可得到各种形式的往复运动。

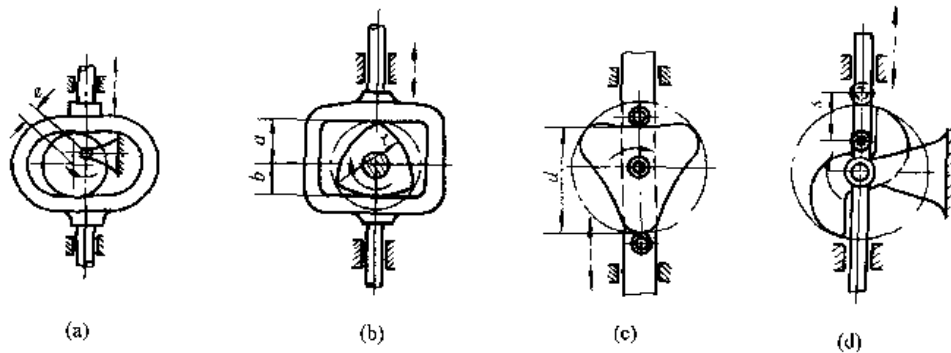


图 19-4-29 往复移动从动件凸轮机构

如图 19-4-29 所示，图 a 为偏心圆凸轮，从动杆作往复简谐运动，其行程为偏心距 e 的两倍。图 b 为等宽三角凸轮，棱边半径为 r ， $r = a + b$ ，从动杆行程为 $a - b$ 。图 c 为等径凸轮，凸轮对径长等于两滚子间距离 d ，并保持不变，凸轮转一圈从动杆往复一次。图 d 为抛物线凸轮，从动杆上升动作平稳，推力较小，下降时有冲击作用。可用于粉碎机中。

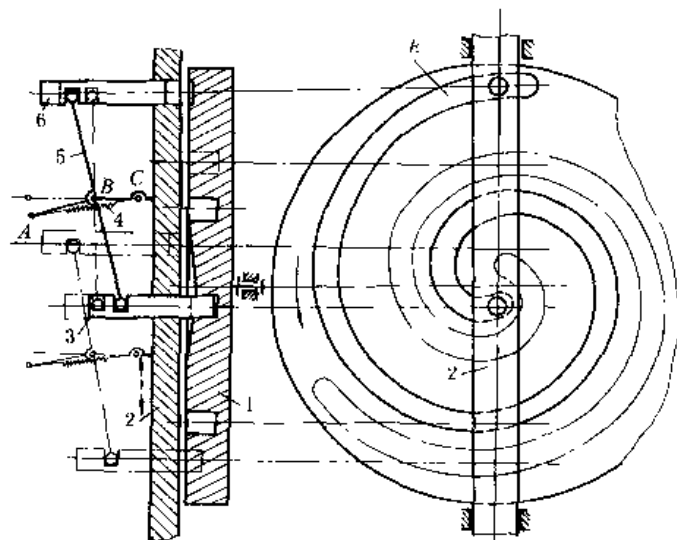


图 19-4-30 增大循环转数的沟槽凸轮机构

图 19-4-30 中，主动凸轮 1 表面刻有螺旋沟槽，在接近槽尾 E 的一段长度内，槽的底部逐渐变浅，从动部件上的

A、B、C 三点在一直线上时为杠杆 5 的平衡位置。当凸轮转动到销 6 进入槽的尾部时(实线位置),A 点被迫向下越过平衡位置,使销 3 在弹簧 4 的作用下进入凸轮槽的头部,从动杆 2 开始向下运动,凸轮转过一周半后,销 3 到达槽尾并脱出(双点划线位置表示尚未到达槽尾的中间位置),A 点被迫向上越过平衡位置,销 3 脱出,销 6 进入凸轮槽头部,杆 2 开始向上运动。凸轮每 3 转,从动杆 2 完成一个往复循环。

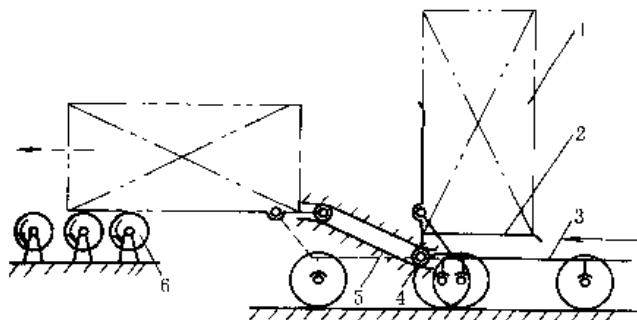


图 19-4-31 可倾翻卸包装箱的运输小车

图 19-4-31 中,小车 3 向前推进时,铲斗 2 上的滚子 4 沿固定凸轮槽 5 运动,使铲斗逐渐倾侧,将包装箱 1 置于输出辊道 6 上。

图 19-4-32 中,圆柱凸轮 1 上刻有往复螺旋槽,两螺旋槽的头尾均用圆滑圆弧相接,槽中有一与从动杆 2 的下端相连的船形导向块 3,凸轮旋转时,从动杆 2 即被带动作往复移动。凸轮转过的转数为两条螺旋槽的总导程数时,从动杆完成一次往复循环。此机构效率较低,宜用于慢速运动。在卷筒的导绳机构和纺纱机械中均有应用。

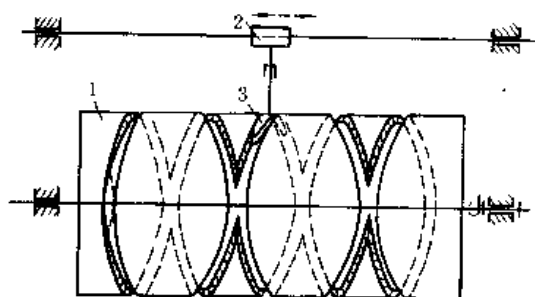


图 19-4-32 往复螺旋槽圆柱凸轮机构

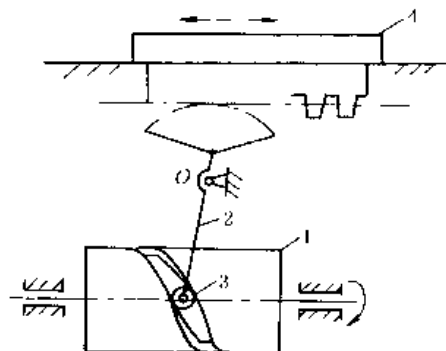


图 19-4-33 自动走刀圆柱凸轮机构

图 19-4-33 中,凸轮 1 匀速转动,其曲线凹槽带动滚子 3 使摆杆 2 绕固定轴 O 往复摆动,再通过扇形齿轮齿条机构,使刀架 4 按一定运动规律运动,实现自动走刀。用于自动车床。

图 19-4-34 中,主动偏心凸轮 1 回转,通过四杆机构 ABCD 带动从动件 2 作有急回特性的往复运动,实现细粒物料分层与运输。如用于选矿机械的摇床中。

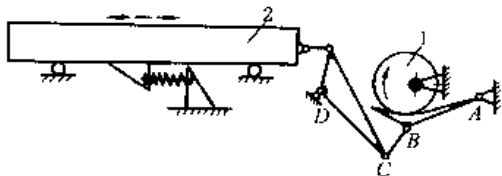


图 19-4-34 凸轮-连杆组合机构

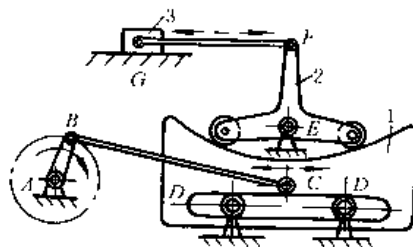


图 19-4-35 移动凸轮-连杆组合机构

图 19-4-35 中,凸轮 1 由曲柄滑块机构 ABC 带动作往复移动,与凸轮曲面接触的从动杆 2 绕 E 摆动,使滑块 3 往复移动。改变凸轮曲面形状可使滑块 3 得到不同的运动规律。

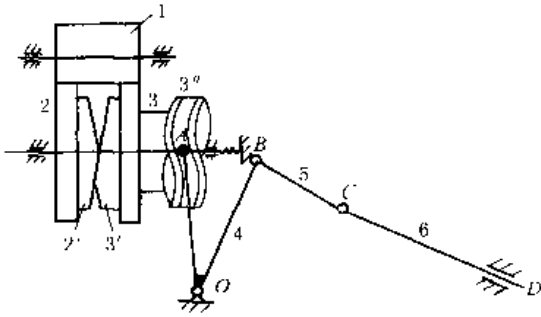


图 19-4-36 缫丝机导丝机构

在一个循环中，导丝器 6 往复 60 次。

图 19-4-36 中，主动件为齿轮 1，从动件为导丝器 6，由 6 带动丝作往复移动，工艺要求往复行程始末位置周期性变化。齿轮 1 与齿轮 2 ($z_2 = 60$) 及齿轮 3 ($z_3 = 61$) 同时啮合，齿轮 3，端面凸轮 3' 及圆柱凸轮 3'' 固结为一体，可沿轴向移动；端面凸轮 2' 与齿轮 2 固结，轴向位置固定。齿轮 3 及凸轮 3' 转 1 周，齿轮 2 转 $1 \frac{1}{60}$ 周，摆杆 4 及导丝器 6 作往复运动一次，由于齿轮 2、3 有相对转动，故两端面凸轮 2' 及 3' 的接触点变化，使圆柱凸轮 3'' 随同端面凸轮 3' 作微小的轴向位移，改变导丝器 6 往复行程始末位置。当齿轮 3 转 60 周，则齿轮 2 转 61 周，两轮的相对位置及导丝器 6 的轨迹恢复到初始位置，所以，一个

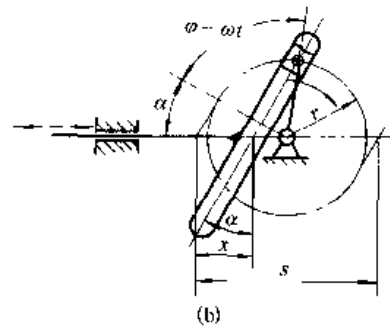
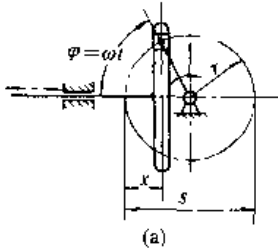


图 19-4-37 曲柄移动导杆机构

图 19-4-37 中，图 a 为正弦机构，主动曲柄作匀速转动时，从动导杆的速度按正弦规律作往复运动。

导杆行程 $s = 2r$;

导杆位移 $x = r(1 - \cos\varphi)$;

导杆速度 $v = r\omega \sin\varphi = \omega \sqrt{2rx - x^2}$;

导杆加速度 $a = r\omega^2 \cos\varphi = (r - x)\omega^2$ 。

这种机构多用于振动台、数字解算装置、操纵机构、印刷机和缝纫机等。

图 b 为具有倾斜导杆的正弦机构，此时，以 $\frac{r}{\cos\alpha}$ 代替上述各式中 r ，得到相应的公式，此机构可获得较大的行程。

图 19-4-38 中，斜面凸轮 2 与主动轴 1 固连，滑块 3 以球面铰与从动杆 4 连接，并通过弹簧与凸轮 2 接触。当主动轴旋转时，从动杆作往复简谐运动。

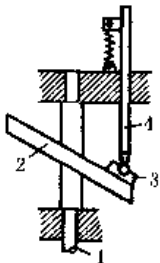


图 19-4-38 斜面凸轮往复机构

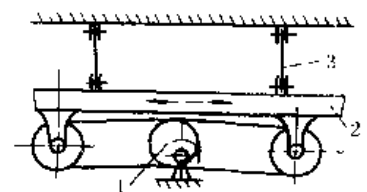
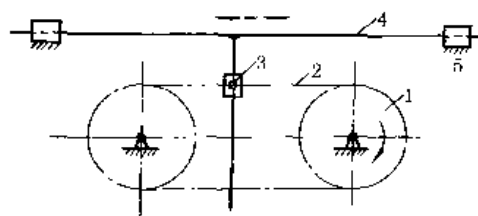


图 19-4-39 带挠性构件的往复运动机构

图 19-4-39a，滑块 3 铰接在链条 2 上，T 形导杆 4 可在滑块 3 中滑动，链轮 1 转动时，链条带着滑块 3 运动，从而带动导杆 4 在导轨 5 中作往复移动，当 3 在直线段时，4 为等速运动，当 3 在圆弧段时，4 作简谐运动。这种机构换向较平稳。

图 19-4-39b，主动偏心轮 1 转动，通过左右带轮带动筛体 2 往复摆动。筛体悬挂在平板弹簧 3 上。这种机构以两个挠性体代替曲柄摇杆机构中的连杆，同时悬挂采用板簧，能吸收一部分能量，动力性能较好。

图 19-4-40 中, 内齿轮 3 (半径为 r_3) 固定, 行星齿轮 2 的半径为 r_2 , $r_3 = 2r_2$, 杆 4 用铰链 A 连接在行星轮 2 的节圆上, 当系杆 1 转动时, 杆 4 沿 O_1X 作往复移动, 其运动规律为:

$$x = 2r_2 \cos \varphi$$

这种机构用于快速印刷机中。

图 19-4-41a, 不完全齿轮 1 顺时针方向旋转时, 与不完全齿轮 3 啮合, 齿轮 3 又与齿条 2 相啮合, 并带动其向左移动, 当齿轮 1 的轮齿 a 与齿轮 3 脱离时, 轮齿 b 进入与齿条 2 啮合, 从而带动齿条右移。改变齿轮 1 的齿数可调节齿条在两端的停歇时间。

图 19-4-41b, 不完全齿轮 1 旋转时交替与上下齿条啮合, 从而使构件 2 往复移动, 并在两端有停歇。

不完全齿轮机构由于开始啮合和脱离啮合时都有严重冲击, 只能用于低速、轻载。如印刷机等。其设计见本篇第 2 章。

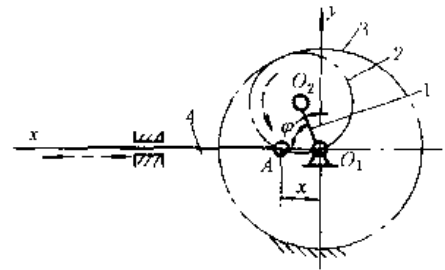
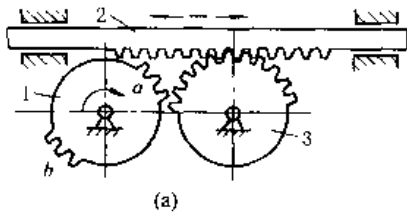
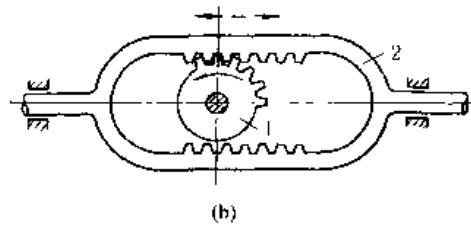


图 19-4-40 行星齿轮简谐运动机构



(a)



(b)

图 19-4-41 不完全齿轮传动的往复移动机构

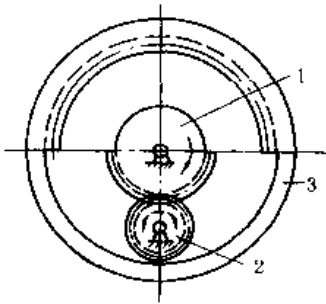


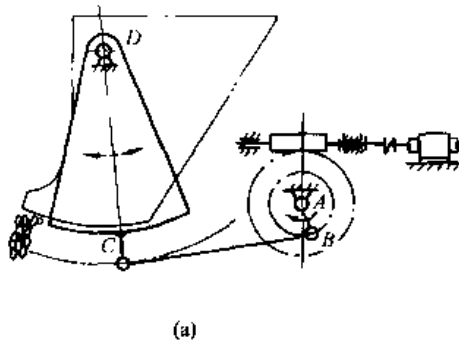
图 19-4-42 不完全齿轮带动的往复摆动机构

图 19-4-42 中, 主动齿轮 1、3 固联, 1 上有外齿, 3 上有内齿, 图示位置轮 2 逆时针方向转动, 当轮 2 与轮 1 脱离而与轮 3 啮合时, 轮 2 按顺时针方向转动, 所以轮 2 作往复摆动。往复摆角不等, 取决于轮 1、2 和轮 2、3 的齿数比, 因此, 轮 2 不是在固定的区间内摆动, 而是以顺时针方向进 n_1 步, 逆时针方向退 n_2 步的方式运动 ($n_1 > n_2$)。

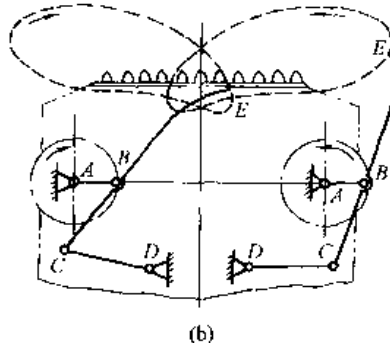
不完全齿轮机构由于交替啮合时冲击较大, 只用于轻载, 低速的场合。

图 19-4-43 中, 图 a 为摆动式给矿机构, 蜗轮减速机通过曲柄摇杆机构 ABCD 带动闸门 (与 CD 固联) 往复摆动, 实现间歇放矿。图 b 为装岩机扒矿机构, 利用曲柄摇杆机构 ABCD 中连杆端部 E 点 (扒爪) 的环形轨迹扒取矿石。图 c 为用来调整雷达天线俯仰角度的曲柄摇杆机构。

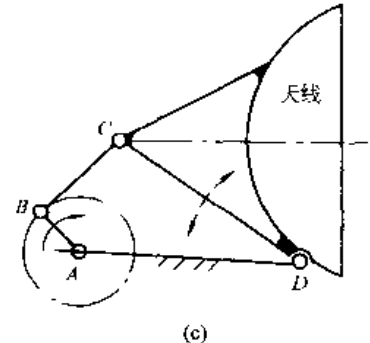
图 19-4-44 中, 图 a 是利用两个曲柄摇杆机构 ABCD 和 AEFG 组合而成的翻板机



(a)



(b)



(c)

图 19-4-43 曲柄摇杆机构

构。金属板 (双点划线所示) 先由左端进入摇杆 Dm 再过渡到摇杆 Gn , 使金属板翻转 180° 由右端运走。应用于有色金属轧机后端用来翻转金属板。

图 b 是用于将薄片零件翻转 180° 的机构, 构件 1、2、3、4 组成摇杆滑块机构, 主动杆滑块 (齿条) 1, 连杆 2 为夹持薄片零件的弯杆。当主动齿轮 5 逆时针方向转动, 使齿条 1 向左移动距离 S_{12} , 滑块与连杆 2 铰接点由位

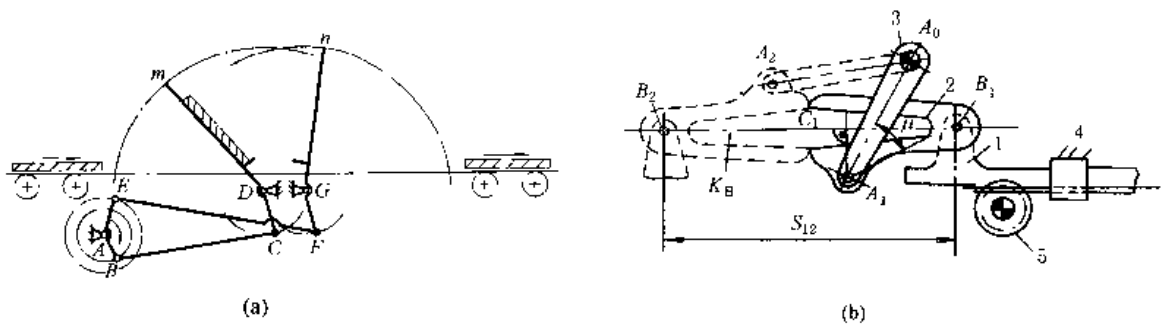


图 19-4-44 翻板机构

置 B_1 移至位置 B_2 时, 连杆 2 与摇杆 3 的铰接点由位置 A_1 转至位置 A_2 , 此时连杆 2 由位置 A_1B_1 移至 A_2B_2 , 它在图示平面内转动 180° , 相应地使夹持的薄片也随之翻转 180° 。

图 19-4-45 中, 活塞杆 2 在摆动气缸 1 中运动, 带动杆 3 摆动, 通过连杆 5 又使杆 4 摆动, 从而带动塞杆 6 启闭高炉的出渣口。

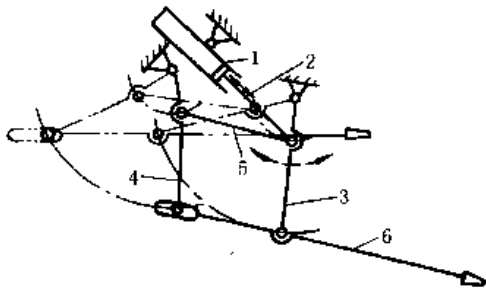


图 19-4-45 渣口堵塞机构

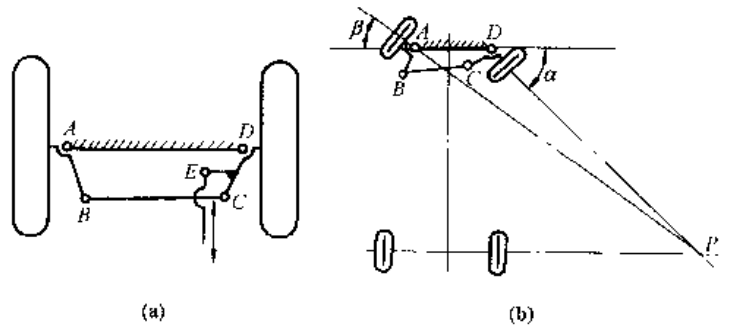


图 19-4-46 汽车前轮转向机构

图 19-4-46a 中 $ABCD$ 为等腰梯形的双摇杆机构, CD 上带一拐臂, 在 E 点与操纵杆相连。操纵杆使双摇杆摆动, 并使两车轮转向, 如图 b, 其特点是双摇杆控制的两车轮转角不等, 即 $\alpha \neq \beta$, 使汽车在转弯时两前轮的轴线交点 P 能落在后轮轴线的延长线附近, 尽可能实现轮胎与地面作纯滚动。

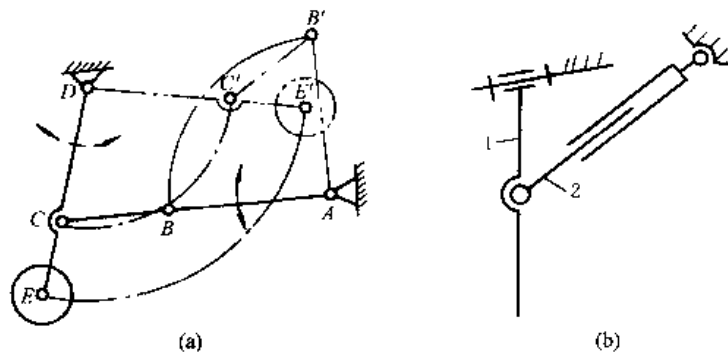


图 19-4-47 飞机起落架机构

图 19-4-47a 实线位置是轮子落地时的情况, 飞机起飞后双摇杆机构 $ABCD$ 运动到双点划线 $AB'C'D$ 位置, 使轮子收藏起来, 减少空气阻力。

图 19-4-47b 构件 2、3 组成的液压缸在压力油作用下伸缩时, 轮轴支柱 1 绕斜轴摆动, 达到收放飞机起落架的目的。其中, 构件 2、3 各有一个绕圆柱副轴线转动的局部自由度。

图 19-4-48 中, 图 a 为加热炉炉门的开闭机构。炉门在双摇杆机构的实线位置时 (AB_1C_1D) 是启开位置, 在双点划线位置 (AB_2C_2D) 表示关闭位置。这种炉门机构有如下特点:

①多铰接点位置应经过适当选择, 使炉门在运动过程中不应发生轨迹干涉, 即启闭过程中, 炉门不应与炉壁相碰;

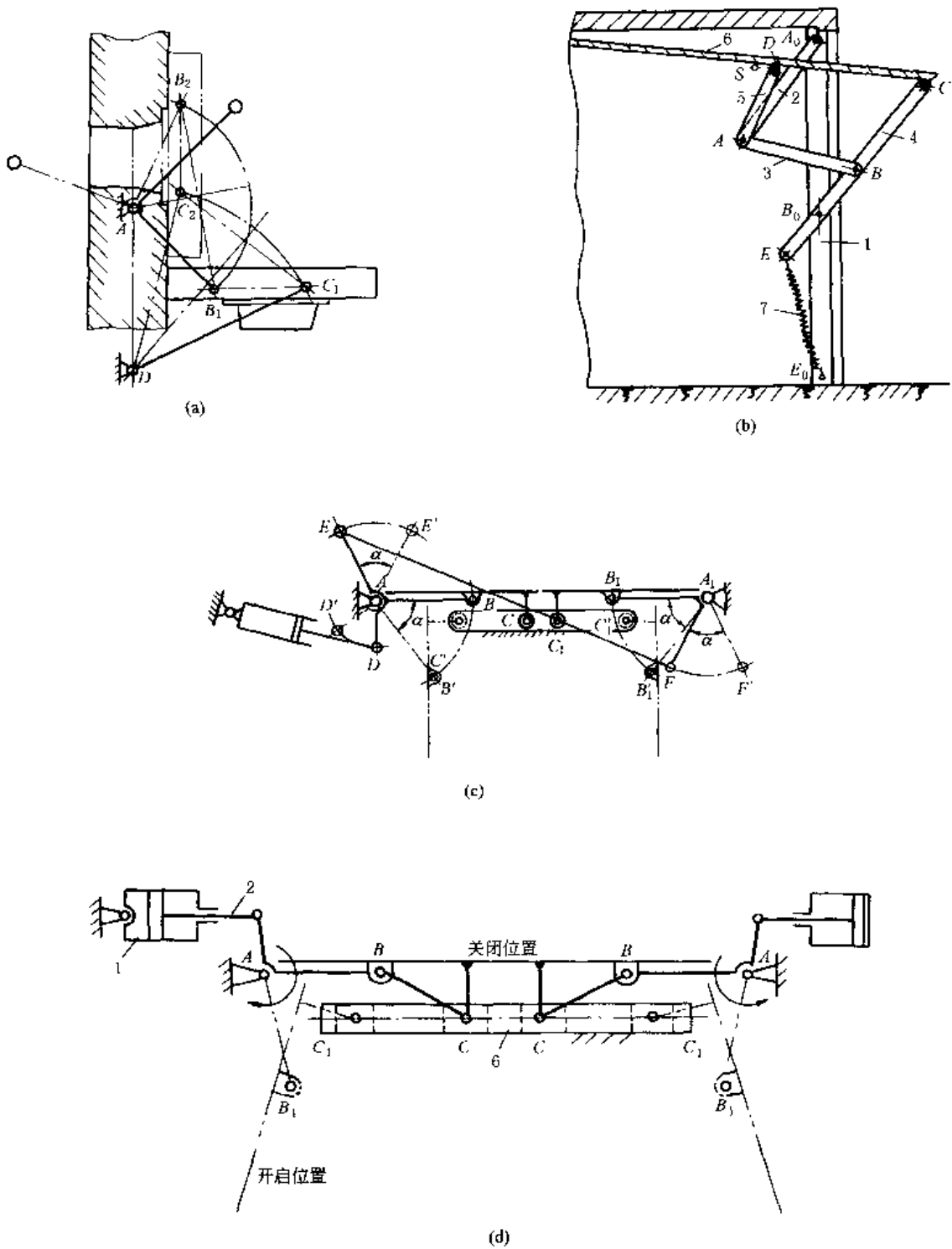


图 19-4-48 门的开闭机构

- ②开启时炉门呈水平位置，有利操作；
- ③开启时炉门的热面朝下，冷面朝上，操作条件较好。

图 b 为汽车库门的启闭机构，库门在由关闭到开启或由开启到关闭都应不与车库顶部或库内汽车相碰。此图 为车库门启闭机构的结构简图，它是由铰链四杆机构 A_0ABB_0 和两杆组 CDA 组成的。杆 6 本身即为车库大门。当用手推拉杆 4 时，即能使库门启闭，弹簧 E_0E 用以平衡库门重量，并能使库门在任一位置时均保持静止状态。此外，库门在启闭过程中所占的空间较小。

图 c 为车门开闭机构， ABC 为摇杆滑块机构，当气缸带动摇杆 AB 转动到 AB' 位置时，左车门 BC （机构中的

连杆) 被打开到 $B'C'$ 位置。通过反平行四边形机构 $AEFA_1$ 使右车门实现联动、反向转动相等的角度。
图 d 为两个驱动缸的车门开闭机构。

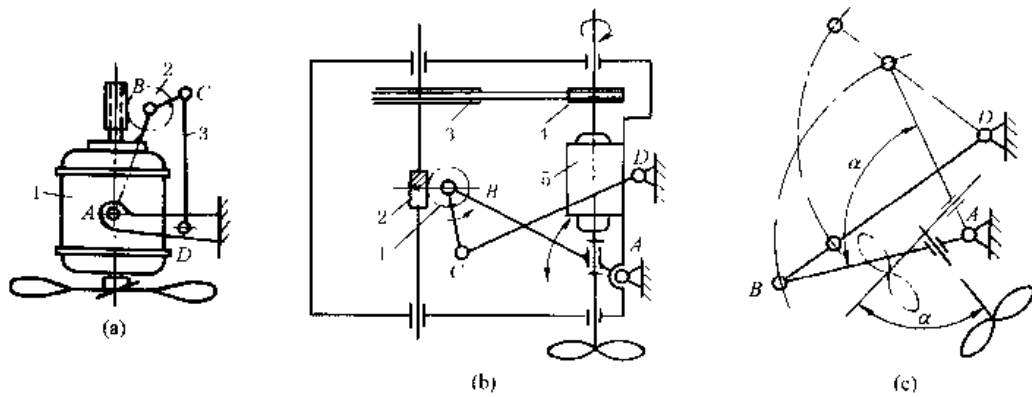


图 19-4-49 电风扇的摇头机构

图 19-4-49a 为电风扇的摇头机构，是一双摇杆机构 $ABCD$ ，电机 1 与摇杆 AB 固连，蜗轮 2 与连杆 BC 固连， AD 为机架，当风扇工作时，通过电机 1 端部的蜗杆带动蜗轮 2 转动，从而使风扇 (AB) 绕 A 往复摆动。四杆长度应满足最短杆 BC 长度加最长杆 CD 长度之和小于其他两杆长度之和的条件，则杆 AB 、 CD 相对机架 AD 只能作一定角度的摆动，连杆 BC 相对机架 AD 能作整周转动。

图 b 是另一种双摇杆摇头机构，带风扇的电机 5，带轮 3、4 和蜗杆 2、蜗轮 1 均装于连架杆 AB 上，而 1 又与连杆 BC 固连。电机转动时使摇杆 AB 、 DC 往复摆动。

图 c 为图 b 的机构简图，风扇摆动角度为 α 。

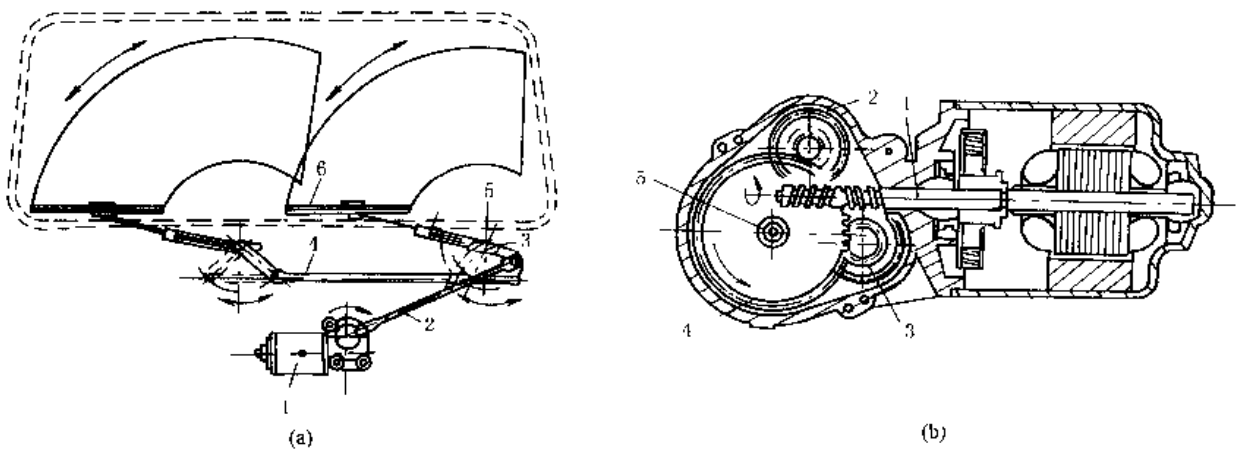


图 19-4-50 汽车风窗刮水器机构

图 19-4-50 中，图 a 为刮水器结构，它由电机 1、连杆 2、枢轴 3、传动机构 4、刮臂 5 和刮片 6 组成。为了确保规定的刮刷面积，通常采用两个刮片同时工作。电机的旋转运动变成摇摆往复运动是通过电机输出轴的蜗轮蜗杆和曲柄摇杆机构实现。

图 b 为驱动电机及其蜗轮蜗杆机构。电机轴上的蜗杆 1 由左、右相反的两段螺旋组成，分别带动位于蜗杆轴两侧的双联齿轮 2、3 中的大齿轮同向转动。双联齿轮中的小齿轮与输出齿轮 4 啮合，输出齿轮 4 与输出轴 5 一起转动。输出轴 5 上连接有曲柄摇杆机构的曲柄。

图 19-4-51 中，当井下列车通过风门时，通过行程开关，使气缸 1 动作，将碰杆 2 拉向双点划线位置，杆 2 端部有小轮 3 可在门 DM 的导槽中滑动，使 DM 绕 D 转动到 DM_1 位置，再通过平行四边形机构 $DCBA$ 推动另一扇门 AN 绕 A 转动到 AN_1 位置。此时，两扇门打开，列车通过。列车通过以后，在电气系统作用下，风门重新关闭。如果电气系统有故障。经减速的列车可直接推动碰杆 2 (右行时) 或 4 (左行时) 将门打开。

图 19-4-52 中，当罐笼停于井口时，为了使矿车平稳地进入罐笼，可采用摇台稳罐联动装置。摇台 3、9 可搭在罐笼上，使矿车经其上进入罐笼，稳罐器 4、11 从两侧顶住罐笼，不使其摇晃。当矿车进罐时，车轮压下杆 2，

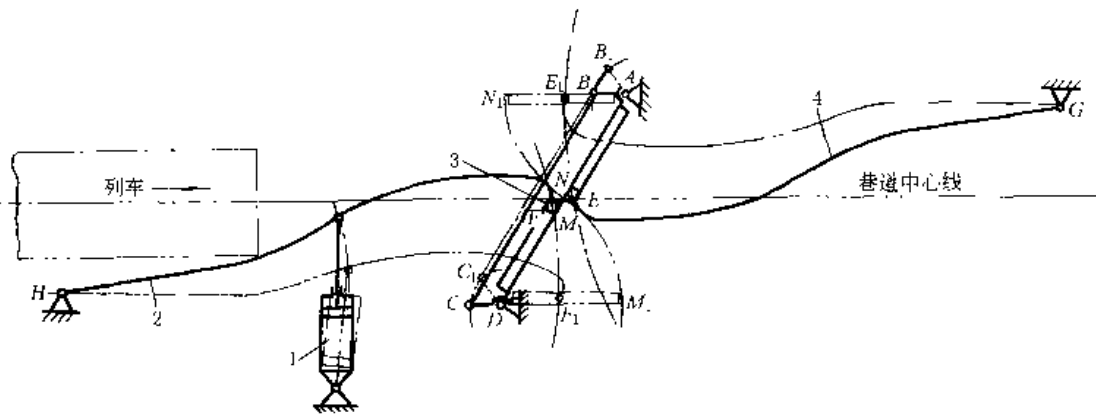


图 19-4-51 矿山井下坑道气动碰杆风门装置

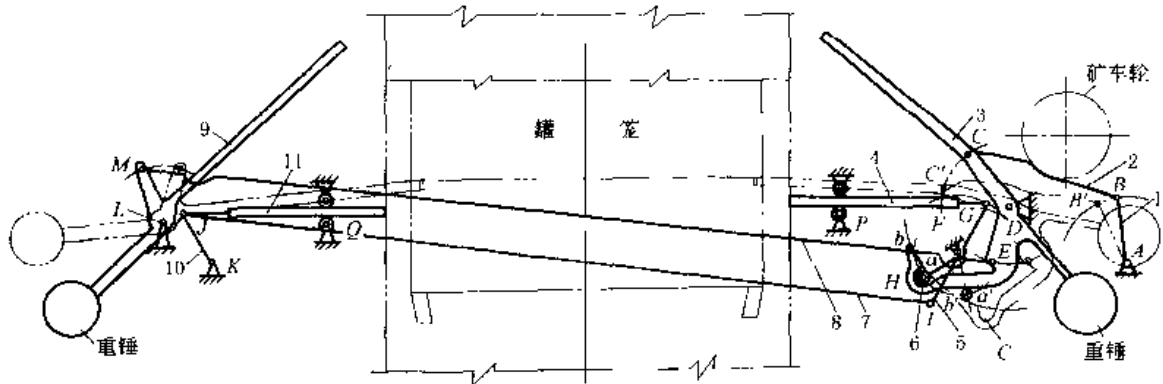


图 19-4-52 矿井罐笼摇台稳罐联动装置

带动摇台 3 绕 D 转动，同时摇台 3 的下部弯杆通过开口槽中的滚轮 6 带动杆 5 绕 F 点转动，使稳罐器 4 伸出，并稳住罐笼。杆 3、5 分别通过与其上 E、I 点铰接的杆 8、7 带动罐笼另一侧的摇台 9 与稳罐器 11 动作。当摇台 3 转动到使稳罐器 4、11 全部伸出时（即已从两边顶住罐笼），滚轮 6 正好离开弯杆上的开口槽 C，到达弯杆的圆弧面 a'b' 上（圆弧面 ab、a'b' 的圆心为 D），摇台 3 继续绕 D 转动到双点划线位置，此时稳罐器 4、11 不再跟随摇台 3 动作，处于不动位置。矿车进入罐笼以后，摇台 3、9 在重锤作用下复位，同时稳罐器的滚轮 6 重新进入槽 C 被摇台 3 带动复位。

此装置是由多个产生往复摇动的平面连杆机构组成，即由四杆铰链机构 ABCD 带动两个反平行四边形机构 DEML 和 FIJK 实现两侧同时动作。通过杆 3 延长体的弯杆部分 DH 与滚轮 6 及摇杆 5 实现摇台 3 与稳罐器 4 联动或脱离。往复移动和往复摆动的机构，还可通过各种自动换向装置实现，这里不予列举。

4 急回机构

图 19-4-53 中，曲柄 AB 从 AB₁ 转过角度 (π - θ) 到 AB₂ 时，滑块 C 由 C₁ 到 C₂，AB 由 AB₂ 转过角度 (π + θ) 到 AB₁，滑块 C 由 C₂ 到 C₁。具有滑块工作行程（由左向右）和空行程的速度不等的特性。其行程速比系数为：

$$K = \frac{\pi + \theta}{\pi - \theta}$$

当加大 r 或 e，则 θ 增大，急回特性也增加，当加大 l 时，则 θ 减小，急回特性减小。机构的曲柄存在条件为 r + e ≤ l。滑块行程 S > 2r。

图 19-4-54 中，图 a 为由转动变往复移动的摆动导杆机构 (AC = L > r)，行程速比系数为：

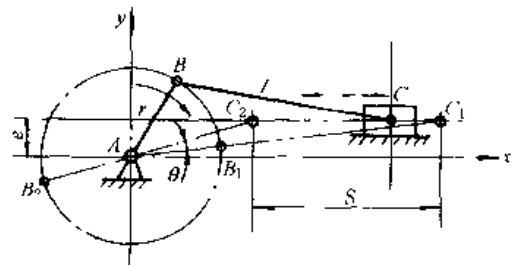


图 19-4-53 偏置的曲柄滑块机构

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

式中

$$\theta = 2 \arcsin \frac{r}{L}$$

杆 EF 的位置方程为

$$x = R \sin \Psi$$

式中

$$\Psi = \arctan \frac{r \sin \phi}{L + r \cos \phi}$$

杆 EF 的行程为

$$S = 2R \sin \frac{\theta}{2}$$

当减小 L 或加大 r 时, 机构尺寸可减小, 导杆摆角可增大, 但空行程角速度变化剧烈, 故一般推荐 $\frac{L}{r} > 2$, 此时导杆摆角 $\theta < 60^\circ$ 。

图 b 为由旋转变旋转的摆动导杆机构, 在导杆 3 上装有节圆半径为 R 的扇形齿轮, 它与半径为 r_2 的齿轮 2 啮合, 则齿轮 2 作大摆角急回往复转动, 其往复旋转角为:

$$\varphi = \frac{R\theta}{r_2} = 2 \frac{R}{r_2} \arcsin \frac{r_1}{L}$$

摆动导杆机构在插床、刨床等机床中有广泛的应用。

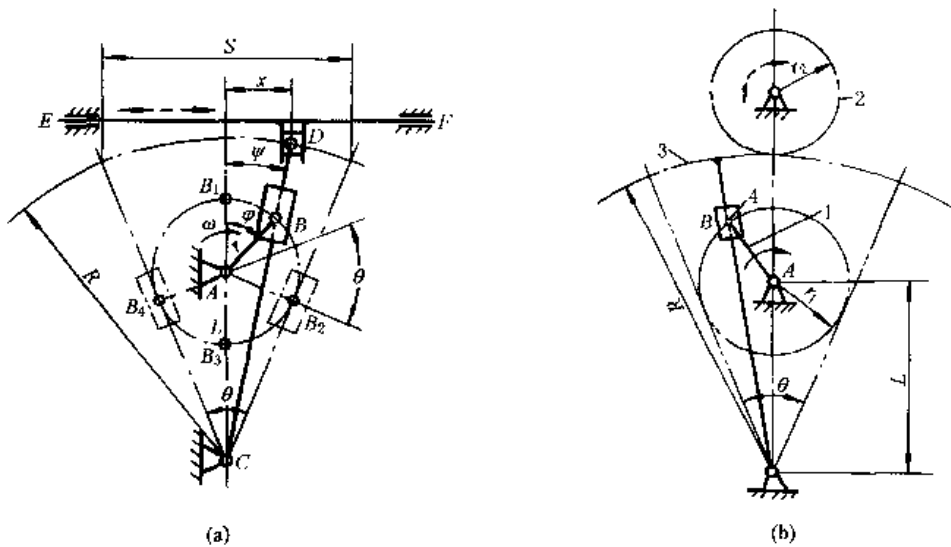


图 19-4-54 曲柄导杆机构

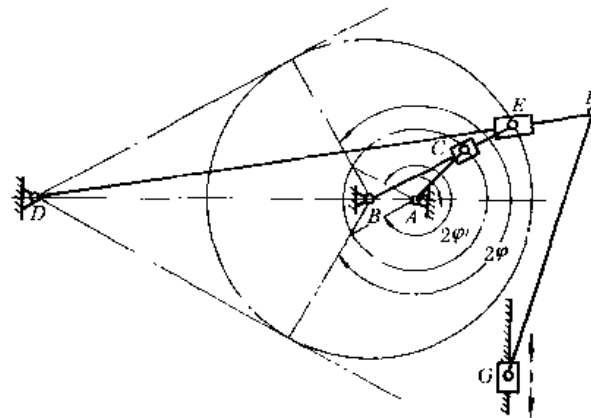


图 19-4-55 双导杆滑块机构

图19-4-55中, 旋转导杆与摆动导杆组合在一起加强了滑块 G 的急回效果, 其行程速比系数显著增大为:

$$K' = \frac{\varphi'}{\pi - \varphi'} > K = \frac{\varphi}{\pi - \varphi}$$

因此, 要求 $AC > AB$, 随着比值 $\frac{AC}{AB}$ 的减小, 机构的动力性能变坏, 一般推荐 $\frac{AC}{AB} > 2$ 。

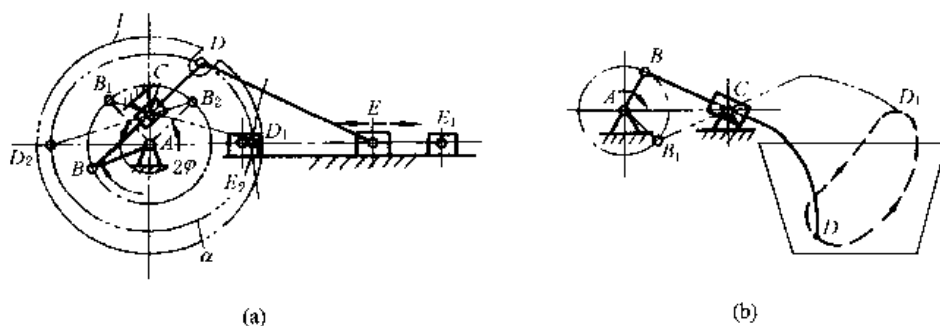


图 19-4-56 摇块机构

图 19-4-56a, 曲柄 AB 旋转时带动导杆 BD 和摇块 C 绕 C 点旋转, 并使滑块 E 作往复急回运动。此时, 导杆 BD 在摇块 C 中作相对滑动, 而 D 点的轨迹为 α (此 α 不是圆形)。如果在 D 点不铰接连杆 DE , 而铰接一个可在圆盘 I 的开口槽中滑动的圆滚, 通过此圆滚驱动圆盘 I 绕 A 点转动, 此时圆盘 I 将得到具有急回特性的非匀速转动。

图 b 为摇块机构用于搅拌机的实例。此机构中的摇块绕 C 点摆动。

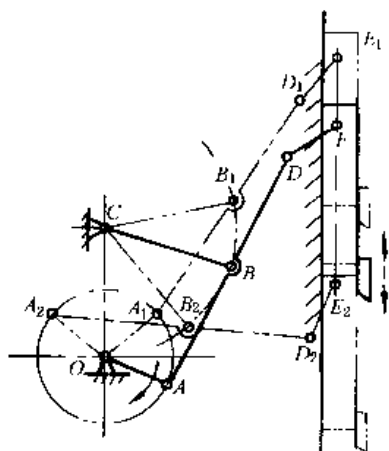


图 19-4-57 六杆急回机构

图 19-4-57 是用于重型插床的六杆机构, 在曲柄摇杆机构 $OABC$ 中, 杆长 $AB = BC = BD$ 。主动曲柄 OA 由 OA_1 顺时针方向转到 OA_2 是工作行程 (滑块作向下切削运动), 由 OA_2 到 OA_1 是空行程 (滑块作退刀运动)。当主动曲柄 OA 等速回转时, 插刀在工作行程获得近似等速运动, 并实现空行程急回要求。

5 行程放大机构

图 19-4-58 中, 一对与上、下齿条同时啮合的齿轮, 由曲柄 AB 带动作往复运动。下齿条固定不动, 齿轮带动上齿条作增大行程的往复移动。曲柄长为 r 时, 上齿条的行程 $S = 4r$ 。



图 19-4-58 齿轮齿条机构

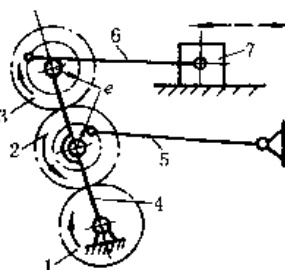


图 19-4-59 齿轮-连杆机构

图 19-4-59 中, 杆 4 上铰接有三个齿数相同的齿轮 1、2、3, 齿轮 1 和杆 4 下端铰接在机架上。齿轮 2、3 分别以偏心距 e 和杆 5、6 铰接, 其偏心方位相对杆 4 对称。杆 5、6 分别与机架及滑块 7 铰接。主动轮 1 转动时, 杆 6 带动滑块 7 作往复移动, 行程 $S = 6e$ 。

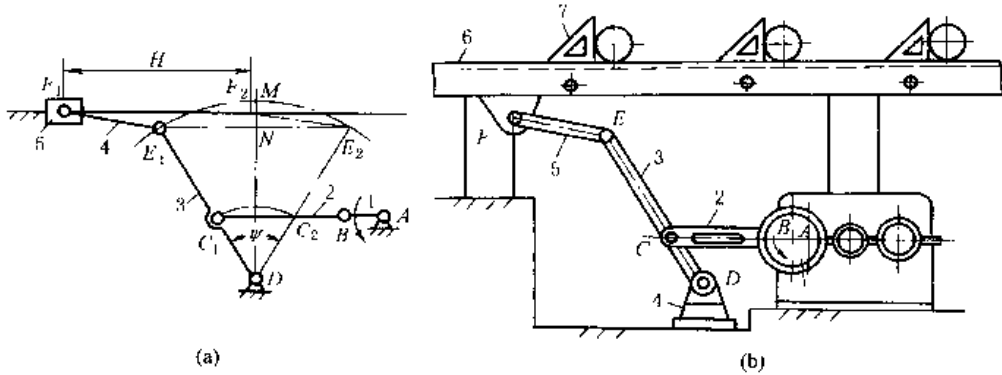


图 19-4-60 扩大行程的六杆机构

图 19-4-60a 六杆机构是由一个行程速比系数 $K = 1$ 的曲柄摇杆机构 $ABCD$ 和在其摇杆 E 处添加连杆 4 和滑块 5 组成的 II 级杆组构成, 并使滑块导路中心线通过线段 MN 的中点, 行程 H 为

$$H = E_1 E_2 = 2ED \sin \frac{\Psi}{2}$$

因 $K = 1$, 故 $C_1 C_2 = 2AB$, 则 $\sin \frac{\Psi}{2} = \frac{AB}{CD}$, 将其代入上式得

$$H = 2AB \frac{ED}{CD}$$

缩小尺寸 CD 或加大尺寸 ED 均可使行程 H 扩大, 而机构的横向尺寸要比行程 H 相同的对心曲柄滑块机构小得多。

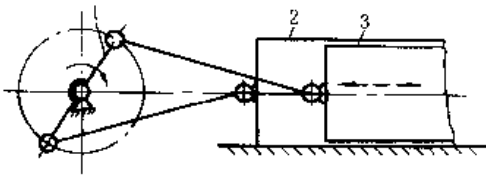


图 19-4-61 压缩机机构

图 b 是扩大行程的六杆机构在冷床运输机上的应用。该运输机能使热轧钢料在运输过程中逐渐冷却。动力源通过减速箱驱动偏心轮 1 转动, 通过连杆 2、摇杆 3、连杆 5 使拨杆 (相当于滑块) 6 作往返速度相同的往复移动。前移时, 拨杆 6 上的单向摆动的拨块 7 推动导轨上钢料前移一距离, 而后返回原位置。

图 19-4-61 中, 主动曲柄 1 转动时, 通过对称铰接的两个连杆带动缸体 2 和活塞 3 作相对运动, 其相对行程为曲柄长度的 4 倍。

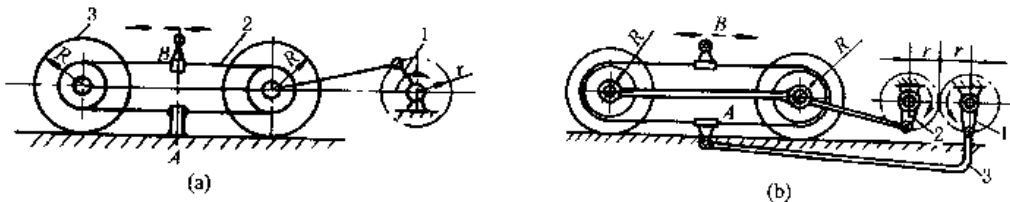


图 19-4-62 带轮增大行程机构

图 19-4-62a, 曲柄 1 转动, 通过连杆带动小车往复移动。两车轮轴上各套有可在轴上自由旋转的轮 3。两轮间用带 2 环绕并拉紧, 带的下边在 A 点固定。当小车往复移动时, 连于带上方的 B 亦作往复运动, 行程为曲柄长度的 4 倍。

图 b, 小车部分与图 a 相同, 但固定点 A 不与机架相连而与另一连杆 3 相连, 曲柄 1、2 分别装在一对反向旋转的齿轮上, 此时 B 的行程为曲柄长度的 8 倍。

图 19-4-63 中, 气缸 1 中的活塞运动时, 通过绳索滑轮组使从动滑块 2 的运动距离为活塞运动距离的 6 倍。可用于弹射装置。

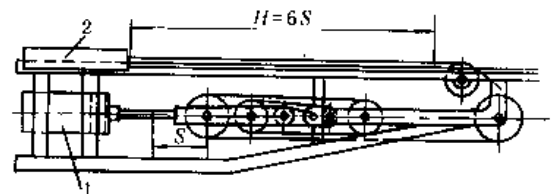


图 19-4-63 复式滑轮组增大行程机构

图 19-4-64 中，活塞 3 端部装一链轮，链条一端绕过链轮与叉车架上 A 点连接，另一端与叉板 1 在 B 点连接，导向滚子 4 可在导槽 2 中上下移动。叉板提升高度为活塞行程的 2 倍。

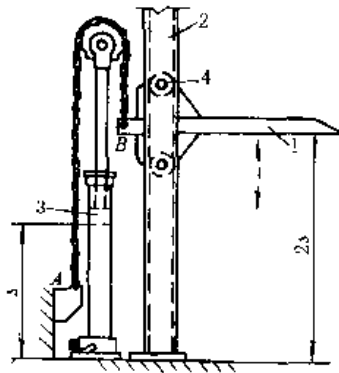


图 19-4-64 叉车门架提升机构

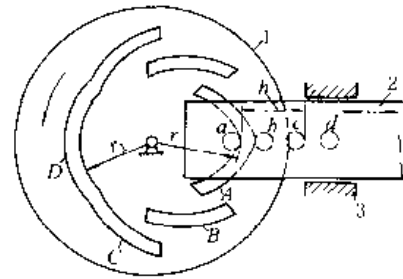


图 19-4-65 凸轮增大行程机构

图 19-4-65 中，主动凸轮 1 回转时，其上四条凸起的对称轮廓 A、B、C、D 依次推动从动滑块 2 上四个对应的滚子 a、b、c、d。使滑块作往复移动，其总行程为 $s = (r - r_1) + h$ 。滑块 2 在各段的运动规律，取决于凸轮 1 上对应廓线的形状。

图 19-4-66 中，主动齿轮 1 通过齿轮 2 使双端面凸轮 4 转动，装在机架上的滚子 7 通过下端面凸轮使凸轮 4 在轴 5 上往复移动，凸轮 4 的上端面轮廓推动装在移动构件 8 上的滚子 6，使构件 8 得到增大了行程的往复移动。

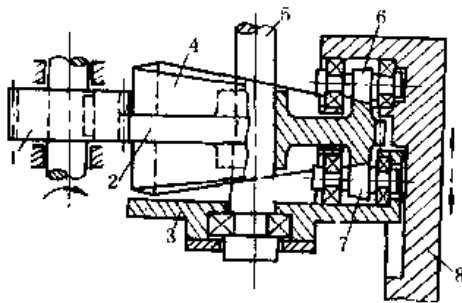


图 19-4-66 双面凸轮增大行程机构

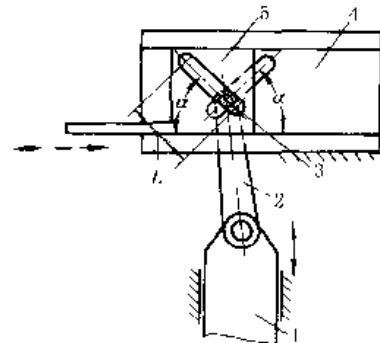


图 19-4-67 滑块增大行程机构

图 19-4-67 中，连杆 2 上的滚子 3 同时插入在构件 4、5 上相互交叉的两条斜槽中。滑块 1 上下运动时，杆 2 上的滚子在两个斜槽中滑动，迫使从动滑块 5 在机架的导轨 4 中左右移动，移动行程 $s = 2L \cos \alpha$ 。

图 19-4-68 中，主动摆杆 1 端部的滚子插入从动杆 2 的槽中，杆 1 摆动 α 角时，从动杆 2 摆动一个增大的 β

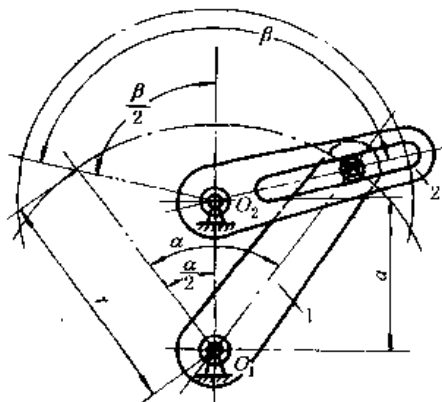


图 19-4-68 摆动角增大机构

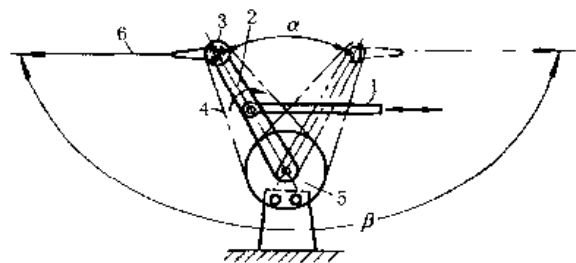


图 19-4-69 宽摆角机构

角。增大距离 a (但 $a < r$) 可以增大杆 2 的摆角。 α 、 β 、 r 和 a 间的关系为:

$$\beta = 2 \arctan \left[\frac{r}{a} \tan \frac{\alpha}{2} / \left(\frac{r}{a} - \sec \frac{\alpha}{2} \right) \right]$$

图 19-4-69 中, 杆 2 两端各有一链轮 3 和 5 (齿数各为 z_3 和 z_5), 链轮 5 固定不动, 链轮 3 是行星轮, 两者间用链条 4 连接, 杆 1 带动摆杆 2 摆动一较小角度 α , 固定在链轮 3 上的从动杆 6 可得到一个放大的宽摆角 β 。摆角的放大比率取决于两链轮的齿数比:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 - \frac{z_5}{z_3}$$

6 可调行程机构

图 19-4-70a, 曲柄及连杆长度均可调节的四杆机构 $ABCD$ 的主动圆盘 1 回转时, 带动从动摇杆 3 往复运动。调节螺旋 5 可改变曲柄销 B 的位置, 从而改变曲柄 1 的长度 AB 。调节紧固螺钉 6 可改变连杆 2 的长度 BC 。由于构件长度的改变, 输出件 3 的摆角行程相应改变。

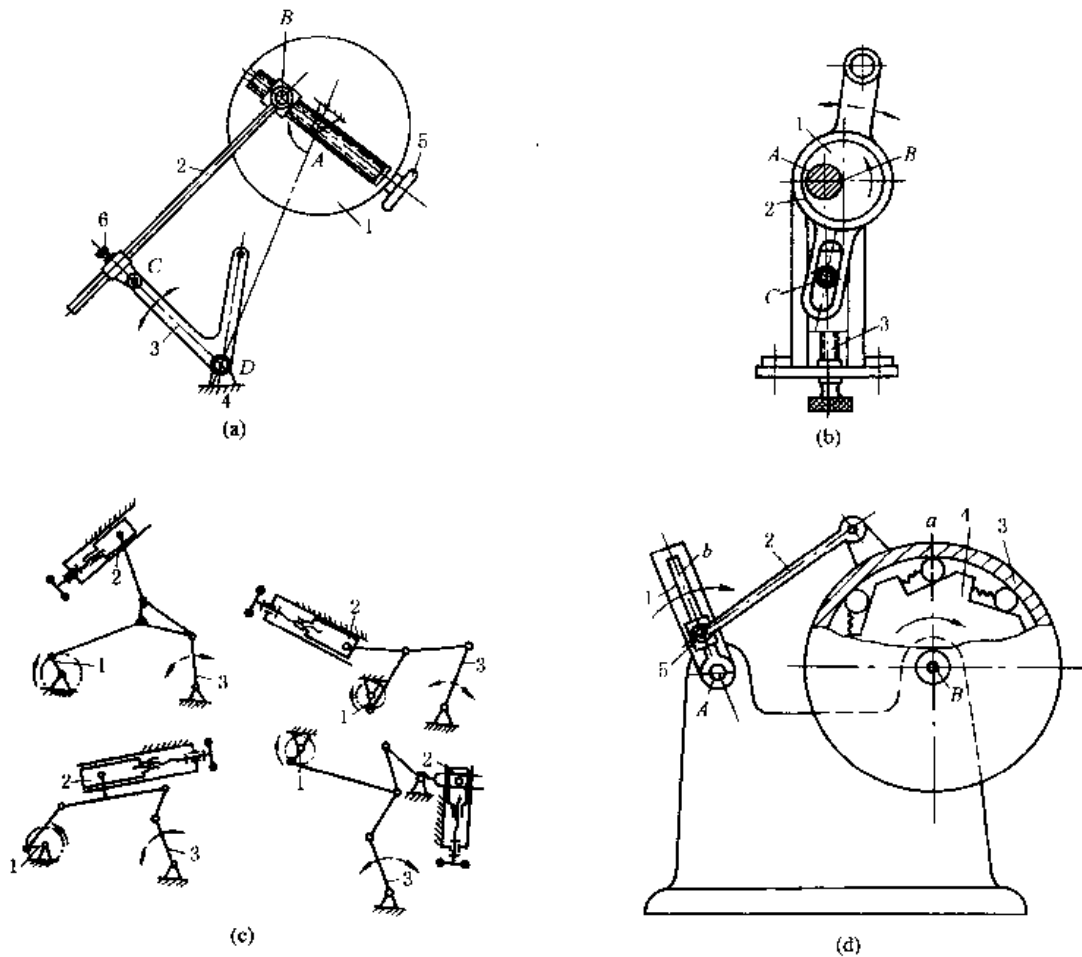


图 19-4-70 螺旋调节机构

图 b, 主动偏心轮 1 绕固定轴 A 回转时, 带动导杆 2 运动。调节螺旋 3 改变机架 AC 长度, 从而改变输出杆 4 的行程。

图 c 均为多杆机构。主动曲柄 1 回转时, 从动摇杆 3 作往复摆动。调节滑块 2 的位置 (实际为改变机构中某一构件与机架铰接点位置), 可改变从动杆 3 的摆动行程。

图 d, 曲柄 1 绕 A 轴回转, 通过连杆 2 使构件 3 绕 B 轴摆动; 滚子 a 安置于构件 3 内缘与棘轮 4 (星形轮) 轮齿所形成的楔形槽内, 从而带动该棘轮按图示转向间歇转动。导块 5 可在曲柄 1 的导槽 b 内移动, 并紧固在某一所需的位置, 即可改变曲柄 1 的长度, 则构件 3 的摆角及棘轮 4 每次的转角都将随之变化。

图 19-4-71a, 圆盘 2 上曲柄 AB 绕轴 A 回转, 带动滑块 C 作往复运动, 曲柄 AB 的长度 R 是可调的, 调节时将

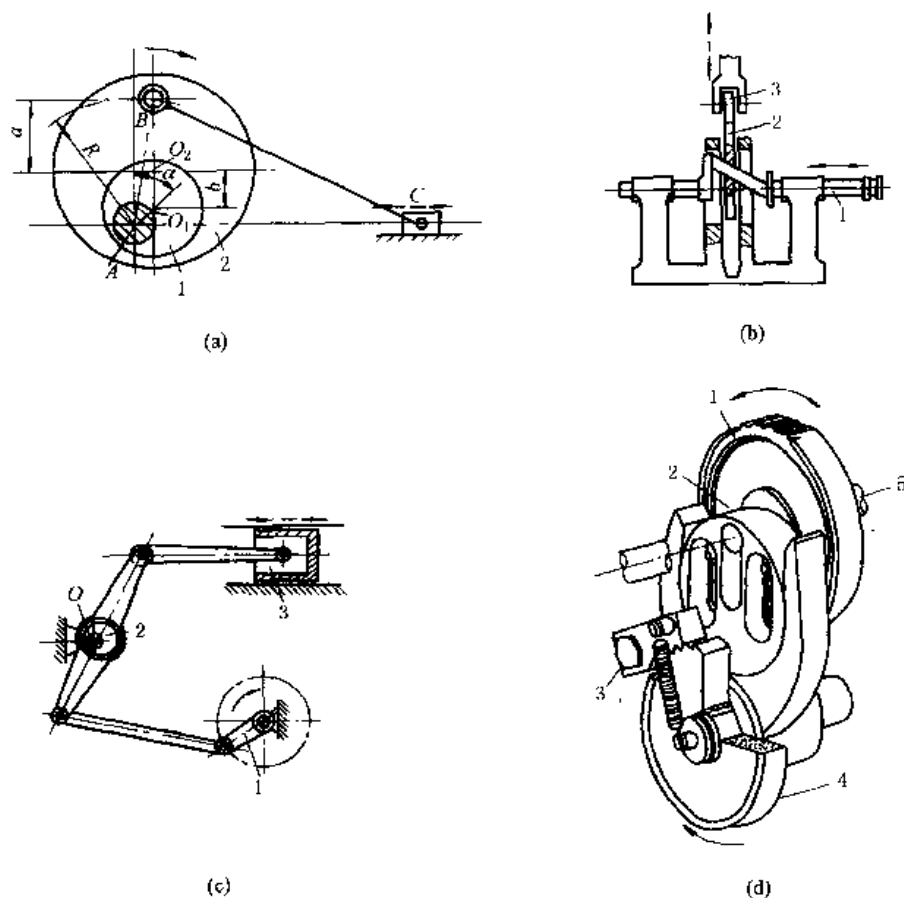


图 19-4-71 偏心调节机构

偏心轮 1 绕 A 转动 α 角后，将轮 1 和盘 2 固连。曲柄长度为：

$$R = \sqrt{(a+b)^2 + r^2 + 2(a+b)r \cos \alpha}$$

式中 a ——曲柄销 B 到盘 2 圆心 O_2 的距离；

b ——盘 2 圆心 O_2 到偏心轮 1 圆心 O_1 的距离；

r ——偏心轮 1 的偏心距， $r = AO_1$ ；

α ——偏心轮 1 的回转角度。

图 b，凸轮 2 用滑键联接于轴 1 的倾斜轴颈上，当轴 1 轴向移动时，凸轮 2 的偏心发生变化，从而改变了从动件 3 的行程。

图 c，曲柄 1 回转时带动活塞 3 作往复运动，调节时将偏心轮 2 绕 O 轴转动，改变机架的长度达到调节行程的目的。调好后将偏心轮 2 固定于此位置。

图 d，机构的输入轴上装有齿轮 1 和偏心轮 2，输出轴上装有棘轮 4，并空套有 U 形摆杆 5，棘爪 3 安装在 U 形摆杆上。输入轴由齿轮带动转动时，偏心轮 2 使 U 形摆杆 5 往复摆动，由棘爪推动棘轮实现单向间歇运动。该机构偏心轮的偏心量可以调整，是通过图中的两个腰形孔和两个螺栓来实现的。改变偏心量，便改变了 U 形摆杆的摆动角度，从而改变了棘轮的转角大小。

图 19-4-72 均是运转中能进行调节运动的机构，要求机构有两个自由度（个别有三个自由度），即要求有两个主动件（其中一个输入主运动，另一个输入调节运动），当调节主动件调到需要的位置之后，将它固定，则机构就成为一个自由度的机构。

图 a，通过改变构件 6 的位置（如 I、II 之间的位置）来改变机架的长度，实现调节从动件 5 的行程。构件 6 调节好以后，固定于某一位置。常用于换向配气机构。

图 b、c 都是通过改变构件 2 的位置，从而改变某一构件长度，实现调节从动件 3 的行程。机构 b 在运转时可调节连杆 2 的转角，从而改变杆 OA 的长度，实现调节从动件 3 的往复移动行程。机构 c 在运转时调节杆 2（实为同时调节 A、B 的相互位置），以实现调节从动件 3 的摆动行程。

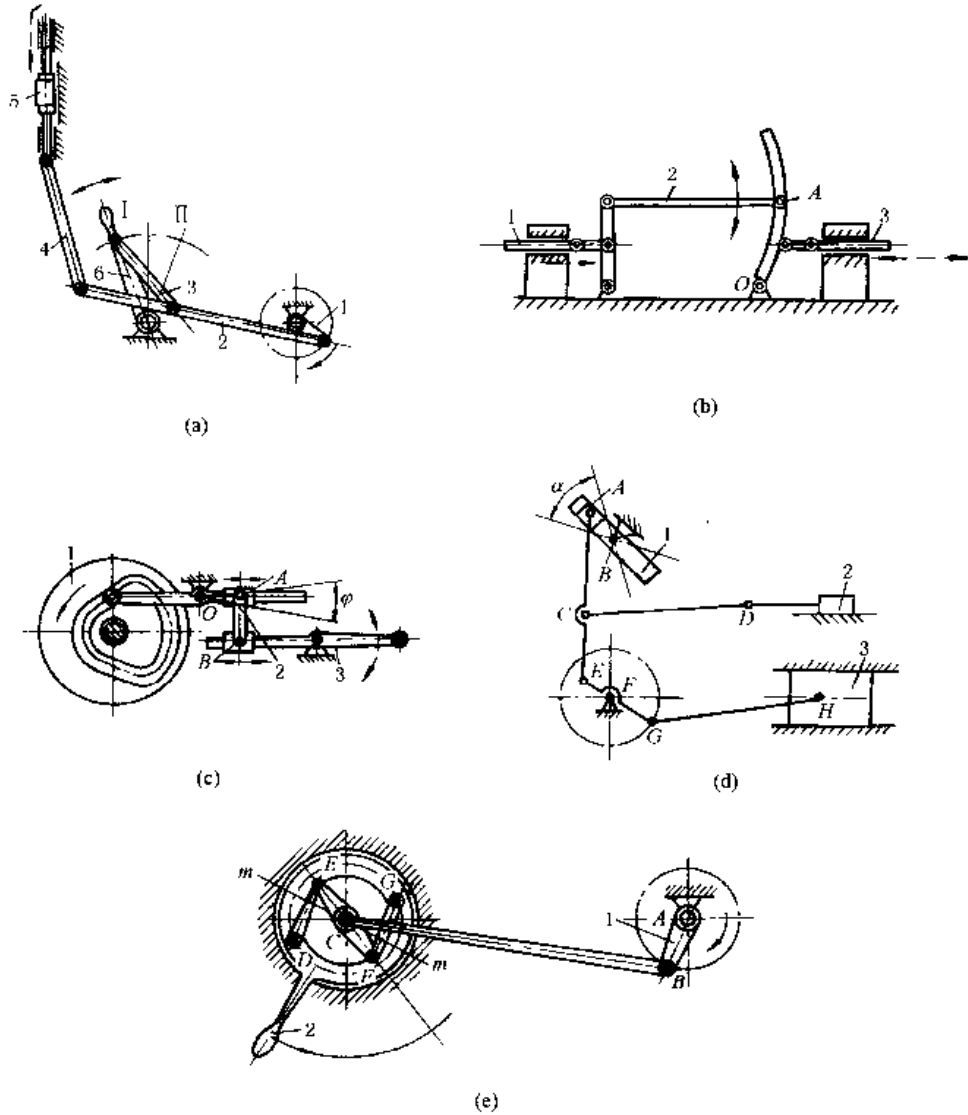


图 19-4-72 连杆调节机构

图 d、e 都是通过改变曲柄滑块机构中滑块的导向方位实现调节。机构 d 中，杆 1 可在角度 α 的范围内绕 B 转动，调节到某一所需位置，从而控制阀门 2 的行程或换向，使活塞 3 的气体受到控制。杆 1 调好以后固定于所需位置，活塞 3 通过连杆、曲柄等杆件与阀门 2 联动。机构 e 表示用直线机构 DEFC 上 C 点轨迹的直线段（图示位置此直线段与直线 mm 重合）代替导杆的机构。将构件 2 转动到某一位置，C 点直线段方位（即 mm 直线）发生变化，C 点行程也相应发生变化。构件 2 调好后应予固定，此时 D、G 即是在机架上的铰接点。

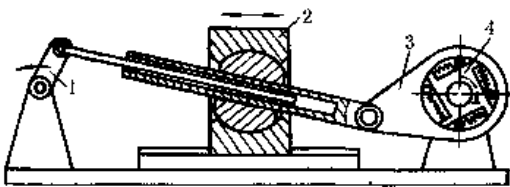


图 19-4-73 回转角可调的机构

图 19-4-73 中，当主动件 1 匀速转动时，带动从动件 3 往复摆动，并使输出件 4 脉动转动。当移动构件 2 以改变机架长度时，从动件 3 得到不同的摆角，从而使输出件 4 得到不同的转角或脉动角速度。构件 2 调整好以后应予固定。这种机构用于脉动无级变速机构。此外，可调的棘轮机构也是回转角可调的应用实例。

图 19-4-74 中，主动曲柄 1 通过连杆 2、5 带动齿条 7，使齿轮 8 往复转动，摆杆 10 与齿轮 8 固联，齿轮 8 往复转动时，通过固联杆 10 带动棘爪 11，11 推动空套在 A 轴上的棘轮 9 作单向间歇转动。这种机构可在运行中调节定位销 4，从而改变滑块 6 的位置，使棘轮 9 的转角获得调节，以此来控制机床的进给运动。

图 19-4-75 中，机构的工作台 1 用齿牙盘（鼠齿盘）4 定位，其间歇转动的转角（分度角）可以按工作要求进行调整，等分或不等分均可实现，其单位调整量为齿盘一个齿的分度角。

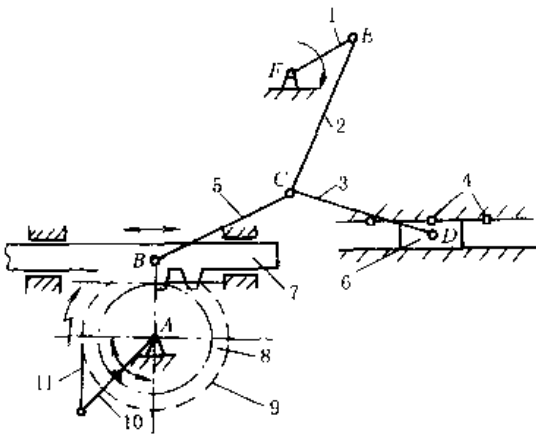


图 19-4-74 机架长度可调的棘轮调节机构

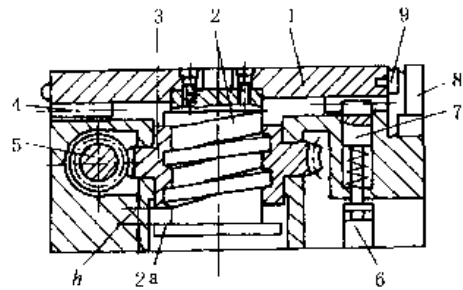


图 19-4-75 转位角可调的间歇转动机构

工作台开始转位前需先上升，使其底面的上齿盘与定位齿盘分离；工作台转位完毕后下降复位。因此，在每个转位运动中工作台有“升-转位-降”的运动过程。

工作台 1 与螺杆 2 连接为一体，蜗轮 3 的内孔为螺母，从图示位置开始，蜗杆 5 转动，经蜗轮、螺母及螺杆使工作台上升一个距离 h 。此时两齿盘分离，螺杆下端凸缘 2a 与蜗轮接触，使螺母与螺杆停止相对转动。于是，在蜗杆继续转动时工作台随蜗轮转动，直到工作台周边上的撞块 9 接触电路开关 8，电磁铁 6 控制的预定位销 7 上升，使工作台停止转动并获得初步定位。与此同时，电机反向转动，蜗杆换向反转，经蜗轮、螺母及螺杆使工作台下落，齿盘重新啮合，工作台获得精确定位。

工作台转动的角度取决于撞块 9 的位置，只要适当布置若干撞块，工作台就可按要求的若干个角度转动。因此本机构改变转位角的操作十分简便，容易适应内容多变的工作。

7 间歇运动机构

图 19-4-76 中，主动凸轮 1 绕 O_1 匀速转动，带动从动销轮 2 绕 O_2 作间歇运动。凸轮 1 旋转时由侧面 e 推动销 a，继而又以沟槽侧面 f、g 推动销 b、d，使从动销轮 2 转动，直到 b、d 被推出凸轮沟槽，轮 2 被锁住，如图 c。凸轮转 1 圈，销轮 2 转 90° 。设计凸轮工作面的廓线时，应使从动轮 2 转动时的加速度连续，不突变，这样运转平稳，冲击小。这种机构能用于高速，如电影放映机。

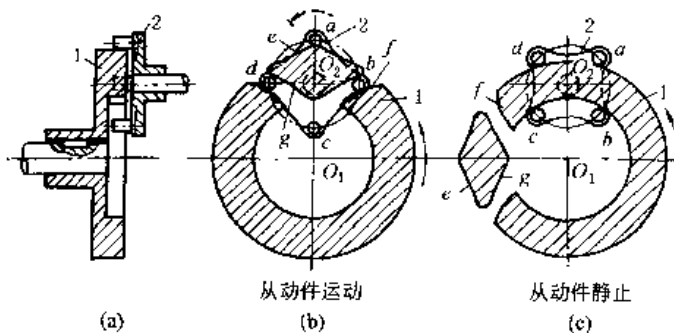


图 19-4-76 平面凸轮间歇机构

图 19-4-77 中，带圆销的主动盘 1 绕 O_1 匀速旋转，带动绕轴线 O_2 旋转的星轮 2 作间歇运动。

图 19-4-78 中，主动拨盘 1 上的柱销 2 可在拨盘上的滑槽中径向移动，并由弹簧 3 支撑，构件 4 固定凸轮板，其上开有曲线槽（即凸轮廓线）。当主动拨盘 1 匀速转动时，柱销 2 带动槽轮 5 间歇转动，同时柱销 2 也在固定凸轮板 4 的曲线槽内运动，由曲线槽控制柱销 2 的驱动半径，从而改变从动槽轮的运动规律，以期得到较好的动力特性。

凸轮板的曲线槽根据工艺要求选择相应的运动规律（如等速运动规律等）进行设计。

图 19-4-79 所示机构的工作过程和平面槽轮机构相似，但主、从动轴线垂直相交。槽轮 2 呈半球形，主动销轮 1 的轴线和拨销 3 的轴线均通过球心。槽轮的槽数不少于 3。机构的动力性能比外槽轮机构好，槽数愈多，动力性

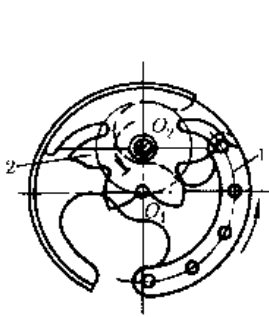


图 19-4-77 内啮合星轮间歇机构

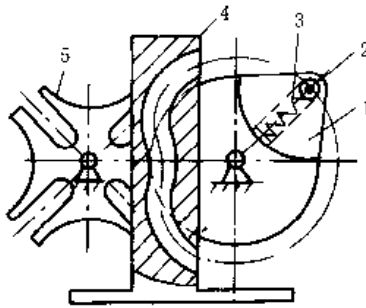


图 19-4-78 凸轮槽轮机构

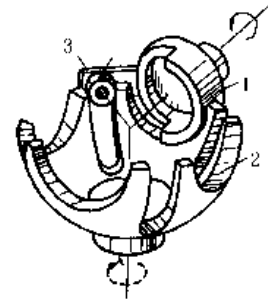


图 19-4-79 球面槽轮机构

能愈好。槽数大于 7 时，槽轮的角速度和角加速度变化很小。主动轴拨销数通常只有一个，所以，槽轮的停、动时间是相等的。如用两个拨销，槽轮就连续转动。这种机构结构简单，运动平稳，设计、制造也不困难。近年来在多工位鼓轮式组合机床上应用渐广。

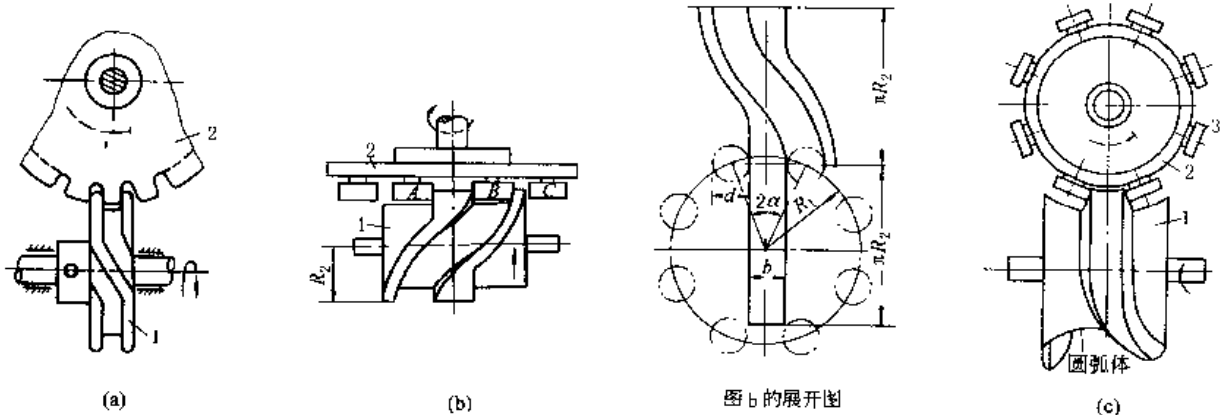


图 19-4-80 蜗旋凸轮间歇机构

图 19-4-80a，主动轮 1 上有槽，槽的两端有斜形开口，当主动轮 1 转动时，槽的斜面推动从动轮 2 转动。由于相对滑动较大，适用于低速轻载，多用于自动进给机构。

图 b，主动轮 1 为一两端有头的凸起轮廓（类似螺旋状）的圆柱凸轮，从动轮 2 端面上有若干柱销，轮 1 转动时，B 销开始进入凸轮轮廓的曲线段，凸轮转动驱使从动轮 2 转位。凸轮转过 180°，转位终了。B 销接触的凸轮轮廓将由曲线段过渡到直线段，同时，与 B 销相邻的 C 销开始和凸轮的直线段轮廓在另一侧接触，此时，凸轮继续转动，从动轮不动。在间歇阶段，B 销和 C 销同时贴在凸轮直线轮廓的两侧实现定位。凸轮轮廓直线段的宽度为（见凸轮轮廓展开图）：

$$b = 2R_1 \sin \alpha - d$$

图 c，主动凸轮 1 上的凸轮曲面（突脊的工作面）是变升角螺旋，当升角为零的那一段曲面与从动轮 2 上的滚子 3 接触时，从动轮停歇。从动轮上滚子沿径向呈辐射状配置，故主动凸轮在轴向截面内突脊的截面应是梯形，且突脊是包绕在圆弧体表面上。这样可以通过调节中心距来消除滚子与突脊间的间隙。当从动轮停歇时，主动凸轮的突脊廓线和凸轮轴线成垂直且处于凸轮中部，当从动轮转位时，此时主动凸轮突脊廓线的选择，通常要保证从动轮转动时，其加速度按正弦规律变化。这样，机构具有良好的动力性能。运转平稳，噪声和振动较小。可用于较大载荷和高速，停歇频率每分钟最高可达 1200 次，柱销数一般大于 6。在高速冲床、多色印刷机、包装机和折叠机中均有应用。

图 19-4-81 中，滑块 4、5 铰接于杆 3 上，可分别在杆 7 与固定盘 6 的滑槽中滑动。当主动轴 1 回转时，通过偏心轮 2 使杆 3 绕滑块 5 上的铰销作往复摆动，此时，杆 3 带动滑块 4、5 交替插入输出盘 8 的周边孔中，当 4 脱出周边孔而 5 插入时，盘 8 固定不动。反之，5 脱出而 4 插入周边孔，则盘 8 被带动，作单向间歇运动。盘 8 工作平稳，可用于较高转速。图 b 为其机构简图。

图 19-4-82 中，摇块 4 和带齿条的连杆 5 组成移动副，4 与 3 组成转动副，3 以导槽和齿轮 6 的转轴（在固定支座 D 内）组成移动副。主动凸轮 1 通过从动摆杆 2 使 3 向下运动时，3 下部的齿条和 6 脱啮，而齿条 5 与 6 啮合，

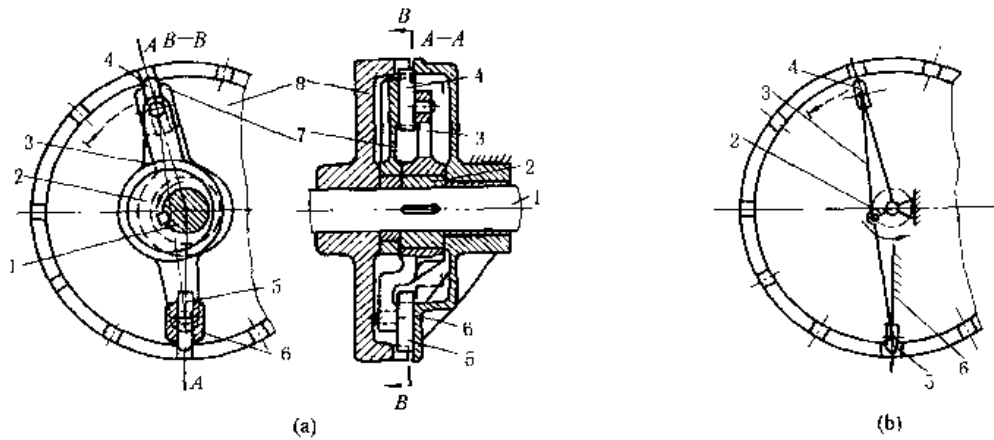


图 19-4-81 偏心轮分度定位机构

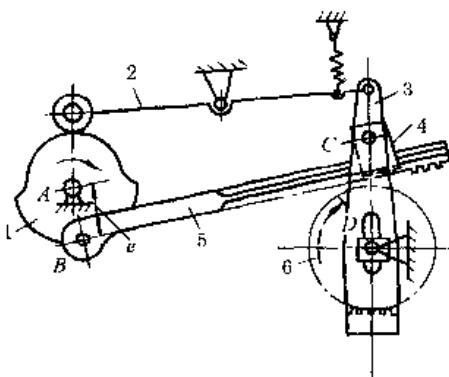


图 19-4-82 凸轮控制的定时脱啮间歇机构

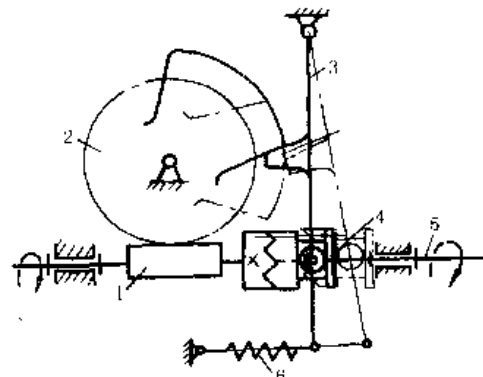


图 19-4-83 凸轮和离合器控制的间歇机构

因而 6 被 5 带动。3 向上运动时，6 与 5 脱离，而与 3 的下部齿条啮合，故被锁住。这样，6 被 1 控制着作周期间歇运动。

图 19-4-83 中，主动蜗杆 1 通过离合器带动从动轴 5 转动，同时蜗杆又带动蜗轮 2 转动，当蜗轮上的凸块与摆杆 3 上的挡块接触时，推动摆杆 3 逆时针方向摆，使离合器脱开，轴 5 停止转动。当凸块与挡块脱离时，在弹簧 6 的作用下离合器啮合，从动轴开始转动，更换凸块（改变其弧长）可调整从动轴的停、动时间。

图 19-4-84 中，从动轮 2 上有七个柱销 5，它们不均匀地分布在同一圆周上。当固结于主动轮 1 上的臂 A 使挂钩 4 抬起时，轮 1 依靠摩擦力（通过摩擦环 3）带动轮 2 转动。当挂钩落下并钩住柱销 5 时，摩擦面间打滑，轮 2 不转。轮 2 每次停歇时间的长短取决于柱销间的距离。

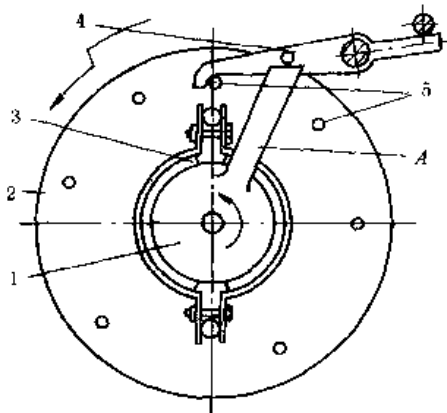


图 19-4-84 停歇时间不等的间歇运动机构

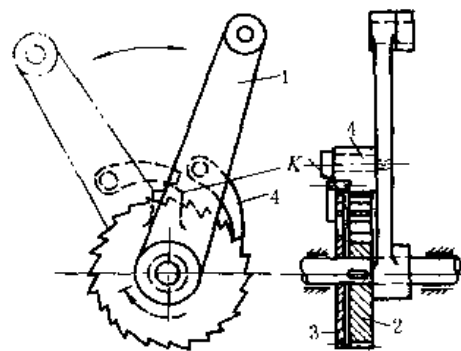


图 19-4-85 不等停歇时间的浮动棘轮机构

图 19-4-85 中，与棘轮 2 大小、齿数相同而附有犬齿 K 的浮动棘轮 3 空套在轴上，一般情况下主动摆杆 1 通

过棘爪同时推动棘轮 2、3 作间歇转动，当犬齿进入啮合时，棘爪不与棘轮 2 接触，棘轮 3 转动而 2 静止，轮 3 每转一周，轮 2 有一次较长时间的停歇。改变犬齿齿数，可以调整停歇时间的长短。

图 19-4-86 中，杆 2 的导槽由如图所示的 *a*、*b*、*c* 三段圆弧槽组成。当主动曲柄 1 在 120° 范围内运动时，滚子位于 *b* 段圆弧槽内，导杆停歇，所以从动杆具有单侧停歇的间歇运动特性。可用于食品加工机械中作为物料的推送机构，结构紧凑、制造简单、运动性能较好。如果导槽曲线由两段相对的圆弧构成，则可获得双侧停歇的间歇运动。

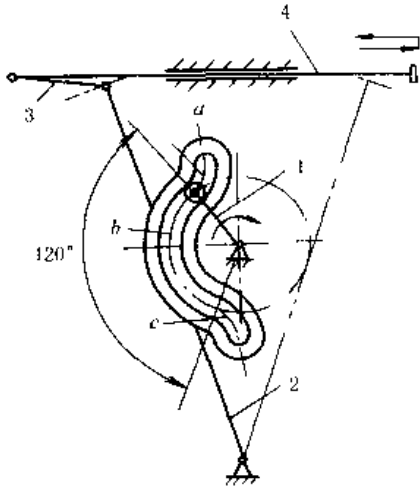


图 19-4-86 单侧停歇的曲线槽导杆机构

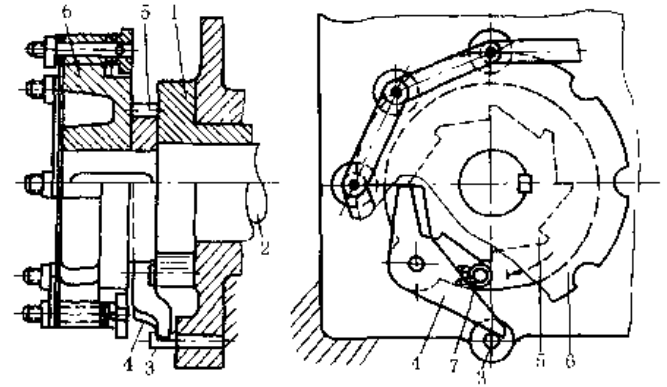


图 19-4-87 短暂停歇机构

图 19-4-87 中，链轮 6 和棘轮 5 固联于轴 2 上，而主动套筒 1 空套在轴 2 上，1 上铰接有推爪 4。1 顺时针方向转动时，4、5、6 一起转动，当 4 的端部与固定于机架上的杆 3 接触时，4 与 5 脱离，链轮 6 停歇，1 继续转动到推爪 4 脱离 3 时，在扭簧 7 作用下再与棘轮啮合并带动链轮 6。此机构用于印染烘干机上。

图 19-4-88 中，主动杆 1 拉摇臂 2 绕 *O* 向下转动时，作用在摩擦片 4 上的摩擦力使杆 3 向上摆，摩擦片 5、4 在轮 6 的轮缘内、外两面滑动而轮 6 静止。杆 1 推摇臂 2 向上转动时，摩擦片 4 上的摩擦力使杆 3 向下摆，使摩擦片 4 紧贴轮 6 的外缘，此时杆 2 继续被推向上转动时，带着摩擦片 5 紧贴轮 6 的内缘，这样，摩擦片 5、4 夹紧轮 6 的轮缘使轮 6 转动。其优点是摩擦面大，可用于大载荷。角 α 过大将减弱夹紧力，角 α 过小在回程时摩擦片不易分离，设计时一般取角 $\alpha \leq 7^\circ$ 。

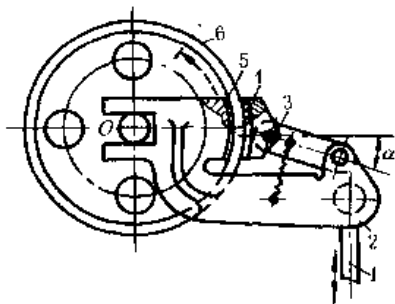


图 19-4-88 摩擦式间歇机构

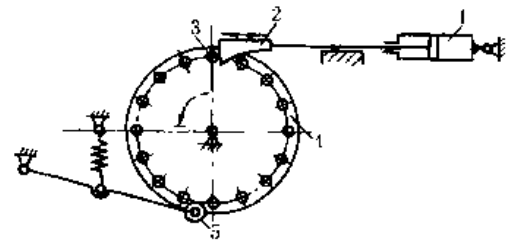


图 19-4-89 棘爪销轮分度机构

图 19-4-89 中，与机架铰接的主动气缸 1 的活塞带着棘爪 2 推动分度销 3，使分度盘 4 转动，滚子 5 起止动定位作用。

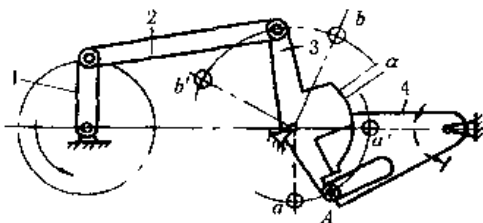


图 19-4-90 单侧停歇摆动机构

图 19-4-90 中，当主动曲柄 1 作连续转动时，摇杆 3 作往复摆动，摇杆 3 一端的滚子 A 将在 $\alpha\alpha'$ 范围内摆动，当滚子与从动杆 4 的沟槽脱离时，从动杆停歇不动，由锁止弧 α 保证停歇位置不变。

图 19-4-91 中，主动曲柄 1 转动时使扇形板 3 摆动，3 上有可滑移的齿圈 4，在图示位置，3 顺时针方向转动时，挡块 *a* 推动齿圈 4 使齿轮 5 逆时针方向转动。当 3 逆时针方向转动时，挡块 *b* 经过空

程 l 后才推动齿圈 4 使齿轮 5 顺时针方向转动, 调节挡块 a 、 b 的位置以改变空程 l , 便可改变齿轮 5 的停歇时间。这种往复运动机构在停、动开始点有冲击。

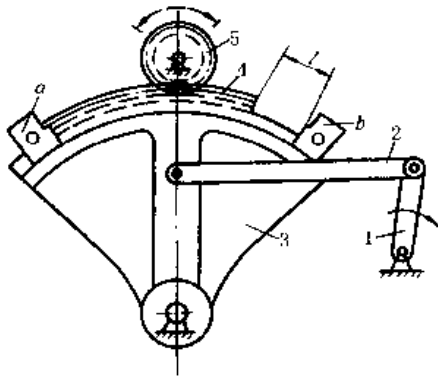


图 19-4-91 双侧停歇摆动机构

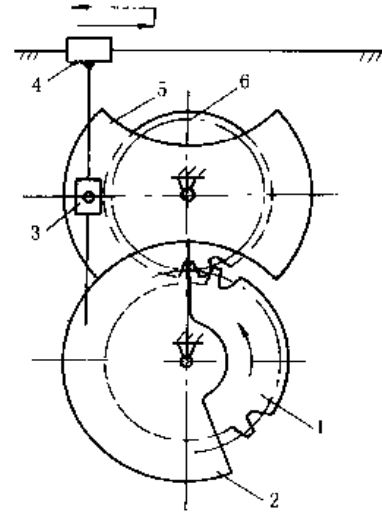


图 19-4-92 不完全齿轮移动导杆机构

图 19-4-92 中, 不完全齿轮 1 主动, 通过齿轮 6 及与锁止弧 5 铰接的滑块 3 推动移动导杆 4 作两侧停歇的往复运动。轮 6 齿数为 20, 轮 1 保留 9 只齿 (末齿高修低), 可使轮 1 每转两周, 导杆 4 完成一次往复运动, 并在行程的两端各有一停歇时间。2 和 5 是锁止弧, 分别与齿轮 1、6 固联, 1、6 不啮合时, 齿轮 6 被 2、5 锁住。

图 19-4-93 中, 曲柄 1 与齿轮 2 固联, 齿轮 2、3、4 及 5 的齿数相同, 所以当曲柄 1 转一圈时, 从动齿轮 5 也转一圈。但从动齿轮 5 的角速度是非匀速的, 其中有一段片刻停歇时间。与齿轮 5 啮合的送纸辊 6 送进的纸张 7 也有片刻的停歇, 以便配合切纸刀的切纸动作。此机构在香烟包装机的送纸机构与软糖包装机的送糖机构中均有采用。

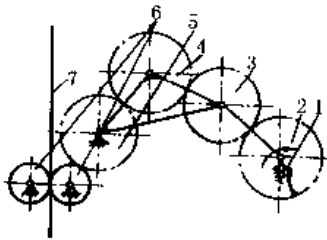


图 19-4-93 齿轮-连杆组合停歇机构

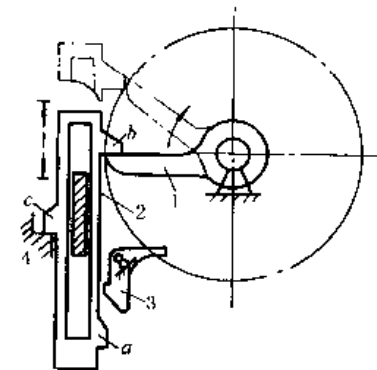


图 19-4-94 有急回作用的间歇移动机构

图 19-4-94 中, 主动转臂 1 转动, 通过凸耳 b 将从动件 2 升起。1 与 b 脱离接触时, 2 的下凸耳 a 被摆动挡块 3 钩住 (构件 3 能靠自重保持图示位置), 滑块停在双点划线位置。1 继续转动时, 先拨动挡块 3 脱钩, 2 下落搁在

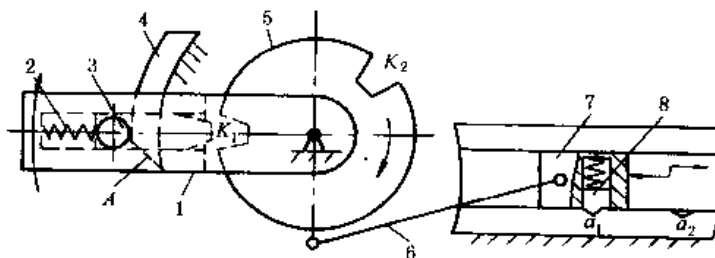


图 19-4-95 斜面拨销间歇移动机构

固定挡块 4 上, 然后转臂 1 又推动凸耳 *b* 上升, 继续下一运动循环。机构具有两端停歇、快速下落的特性。

图 19-4-95 中, 主动杆 1 的滑槽中置有一个可移动的插销 3, 其顶部安装一滚子。当插销 3 插入圆盘 5 的 K_1 槽中时, 圆盘 5 随同主动杆 1 一起转动, 经连杆 6 推动滑块 7 移动。当主动杆 1 转经固定挡块 4 时, 其斜面 *A* 顶起滚子使插销 3 脱离 K_1 槽, 圆盘 5 停歇不动, 相应滑块 7 也停歇不动, 并在弹簧定位销 8 的作用下可靠的定位在 a_1 处。杆 1 转至圆盘 5 缺口 K_2 处时, 在弹簧 2 的作用下, 插销 3 插入缺口 K_2 中, 圆盘 5 又随着杆 1 转动, 直至杆 1 再转经至 4 处, 插销 3 被拔出 K_2 槽, 出现第二次停歇。这样, 主动杆 1 每转两周, 圆盘 5 转一周, 滑块 7 在 a_1 、 a_2 处各停歇一次。弹簧定位销 8 使停歇更为可靠。

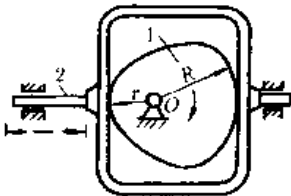


图 19-4-96 等宽凸轮间歇移动机构

图 19-4-96 中, 主动凸轮 1 为由半径 R 的三段圆弧组成, 三角形凸轮的顶点做成半径为 r 的圆角。当凸轮绕 O 点转动时, 使框架 2 在行程的两端停歇, 框架的行程为 $R-r$ 。

图 19-4-97 中, 主动凸轮 1 沿固定导轨向上移动时, 凸轮右下方的活动挡块 *b* 被从动杆 2 上的滚子 *c* 推开, *c* 到达垂直槽底部后, *b* 在弹簧作用下复位。凸轮 1 下移时, 滚子 *c* 只能在凸轮的斜槽内运动, 使从动杆 2 先向左、后向右移动, 然后滚子 *c* 推开凸轮上方活动挡块 *a* 进入直槽。凸轮上移时, 从动杆 2 停歇。所以凸轮往复移动时, 从动杆 2 作一端停歇的往复移动。

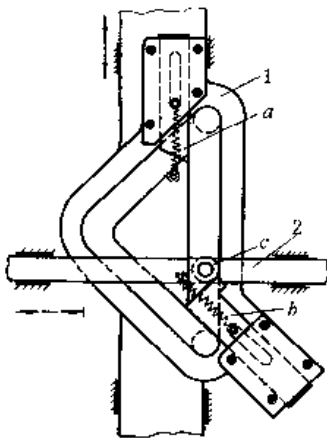


图 19-4-97 有三角形槽的移动凸轮间隙运动机构

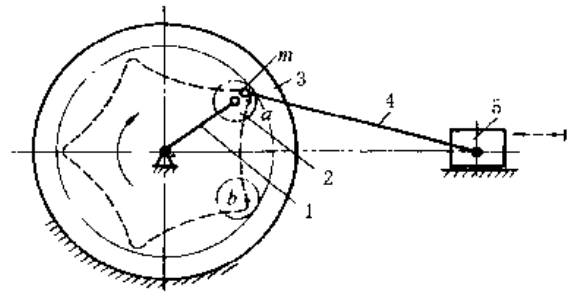


图 19-4-98 利用摆线轨迹的间歇移动机构

图 19-4-98 中, 主动转臂 1 带着行星齿轮 2 沿固定内齿轮 3 作行星运动时, 2 上 m 点的轨迹为短幅内摆线, 若连杆 4 的长度近似等于摆线 ab 的曲率半径, 则 m 点在 ab 段上运动时, 滑块 5 近似停歇。

图 19-4-99 中, 主动曲柄 AB 回转时, 连杆上 m 点的轨迹有一段为直线 m_1m_2 , 利用此直线段实现间歇运动, 有如下两种情况。

① 在 m 点铰接一移动导杆 $abdm$, 使 ab 垂直 m_1m_2 , 当 m 点运动到直线段 m_1m_2 时, 移动导杆停歇。

② 在 m 点铰接一转动导杆 Om , 使其回转中心 O 在直线 m_1m_2 的延长线上, 当 m 点运动到直线段 m_1m_2 时, 转动导杆停歇。

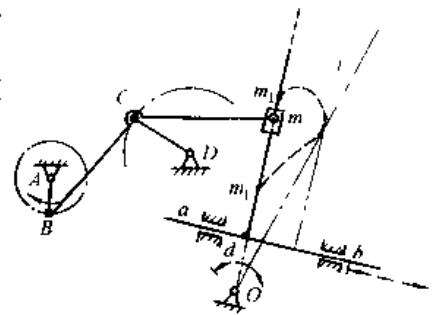


图 19-4-99 利用连杆轨迹的直线段实现间歇运动机构

图 19-4-100a 中, 利用摇块机构中导杆 2 上一点 D 的轨迹实现工作台的单向间歇转位运动。当主动曲柄 1 以图示 ω 方向由 I 到 II 转过 φ 角时, 导杆 2 上抱叉端点 D 的轨迹为曲线 m , 于是抱叉便夹持着工作台上的滚子 5 使工作台顺时针方向绕 C 点转过 θ 角。当曲柄 1 顺 ω 方向由位置 II 回到位置 I 转过 $360^\circ - \varphi$ 角时, 导杆 2 上抱叉端点 D 的轨迹为曲线 n , 这时, 抱叉与滚子 5 脱离 (如图中双点划线所示的位置), 于是工作台便停歇不动。此机构用于立车转位机构。

图 b, 从动杆 5 在极限位置时有一短时的停歇。 $ABCD$ 为曲柄摇杆机构, 连杆 2 上 E 点的轨迹为一腰形曲线, 曲线的 $\alpha\alpha$ 段和 $\beta\beta$ 段为两相同的近似圆弧, 它们的圆心分别在 F 和 F' 。如在 E 、 F 、 G 处铰接构件 4、5, 并使构件 4 的长度 EF 和圆弧段的曲率半径相等。当 E 点在圆弧 $\alpha\alpha$ 上运动, 从动杆 5 在位置 FG 近于停歇, 当 E 点在圆弧 $\beta\beta$ 上运动, 杆 5 在位置 $F'G$ 近于停歇。这样, 实现了从动杆作具有停歇的摆动。由于这种连杆机构的冲击和

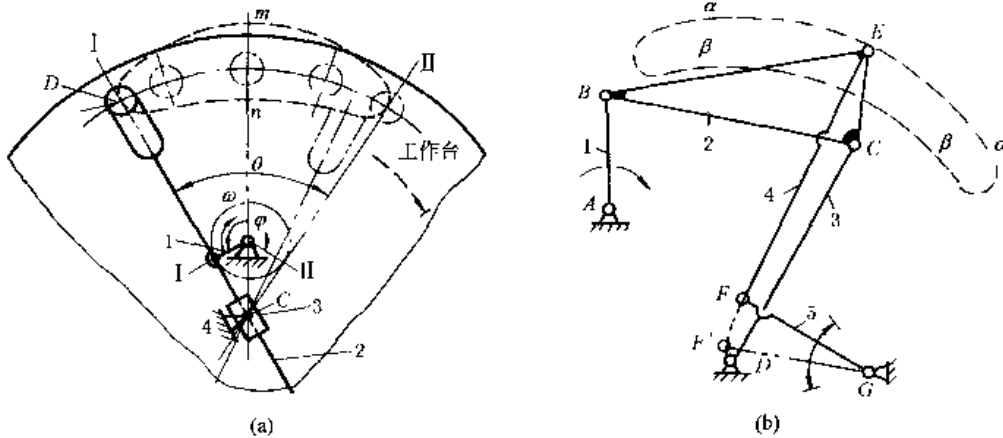


图 19-4-100 利用连杆某点的曲线轨迹实现间歇运动

噪声较小，常代替凸轮机构以适应高速运转的要求。此机构用于织布机等机械中。

图 19-4-101 中，由主动件 1、连杆 2、摇杆 3、移动从动件 4 和机架 5 组成的五杆机构。机构运动时，连杆 2 上的 M 点描绘出的运动轨迹为 $m-m$ ，它是具有两段平行的近似直线段且相距为 h 的对称连杆曲线，其对称轴线与机架 A、D 连心线间的夹角为 $90^\circ - \alpha$ 。在连杆 2 上的 M 点处安装一柱销，并在移动从动件 4 上开有多条互相平行的直线槽，槽中心线为 $m-m$ 轨迹直线段方向，其槽距为 h 。如图示，让柱销与直线槽啮合。当主动件 1 由图示位置按逆时针方向转动时，柱销顺着直线槽进入从动件 4，随着主动件 1 转动，驱使从动件向上移动，主动件 1 转过 180° 时，从动件向上移动距离 h ；主动件继续转过 180° 时，柱销由直线槽中脱出，从动件处于停歇，主动件连续转动，从动件 4 作间歇单向步进移动。

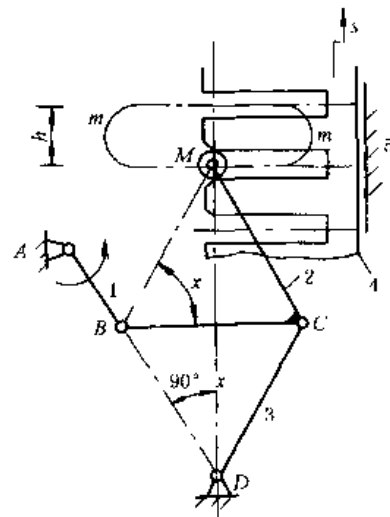


图 19-4-101 连杆型间歇移动机构

8 超越止动及单向机构

图 19-4-102 中，当主动棘轮 1 顺时针方向转动时，通过爪 2 带动轴 3 转动，3 可超越 1 作顺时针方向转动，在超越时由于离心力（转速足够时）的作用能使爪 2 不与轮 1 接触，实现无声超越。如果 1 固定，当 3 反转时被止动。此机构在棘爪 2 开始与棘轮 1 啮合时，要利用棘爪 2 大头的重力，因此机构的回转轴 O 必须水平放置。如起重机吊起重物悬空停留时，重物不能使轴 3 反转。

图 19-4-103 中，左旋弹簧 2 的内径稍小于轴 3 的外径，使结合面间略有预压紧力，弹簧的右端与轮 1 上的销接触，左端为自由端，主动轮 1 顺时针方向转动时，弹簧内径缩小，结合面间的压紧力和摩擦力越来越大带着轴 3 转动，轮 1 逆时针方向转动时，弹簧内径增大，结合面间的压紧力消失，轴 3 可作超越转动。若 1（或 3）固定时，则 3 与图示方向反向转动（或 1 与图示相同方向转动）时被止动。

图 19-4-104 中，轮 2 装在有右螺旋的轴 1 上，起动电机与轴 1 相连，被起动的发动机的起动曲轴与盘 3 相连，起动时电机逆时针方向转动，则轮 2 左移（开始限制件 2 转动，而当件 3 起动后，件 2 又脱离限制装置，图中未示出），其端面与盘 3 压紧靠摩擦力带动曲轴，当发动机转速高于轴 1 时，3 与 2 脱开，发动机曲轴作超越转动。当轴 1 回转时，限制轮 2 转动的装置未在图中示出。

图 19-4-105a，杆 1 左右移动时，均使棘轮 4 单向旋转。此机构已用于脉冲计数器作计数装置。图 b，轮 6 为端面棘轮，杆 2、3（或 4、5）等长，当主动杆 1 往复移动时，固结在杆 4、5 上的棘爪 a 、 b 交替推动端面棘轮 6 单向转动。

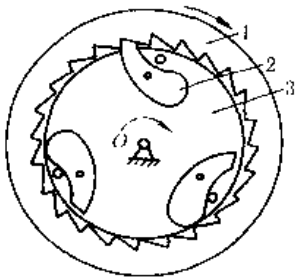


图 19-4-102 无声棘轮超越止动机构

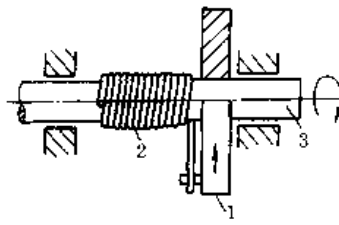


图 19-4-103 弹簧式摩擦超越止动机构

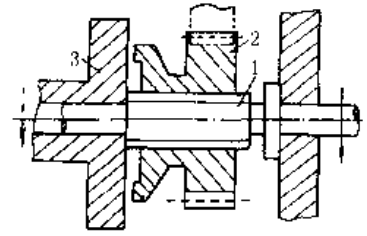


图 19-4-104 螺旋摩擦式超越止动机构

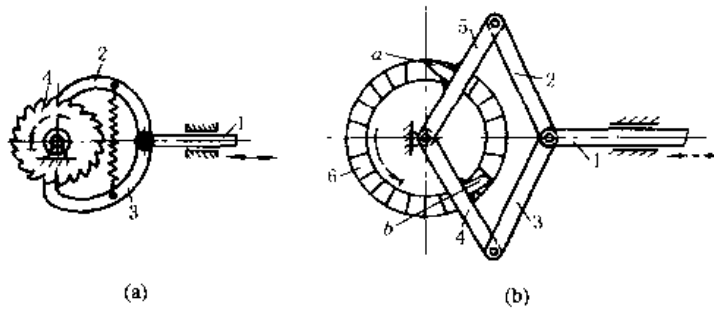


图 19-4-105 双动式单向转动机构

图 19-4-106 中，摇杆 1 上两个棘爪交替推动棘齿条 2 作单向移动。

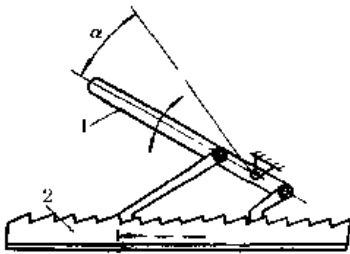


图 19-4-106 双动式棘齿条单向机构

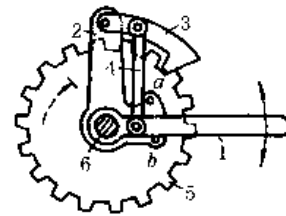


图 19-4-107 无声棘轮单向机构

图 19-4-107 中，构件 1、2 与棘轮 5 自由装在轴 6 上，构件 2 上固定有销 a、b，件 4 与件 1、3 铰接。当 1 顺时针方向转动时，1 通过销 b 带着 2、3 和棘轮 5 一起转动。当 1 逆时针方向转动时，通过 4 将 3 抬起与棘轮脱离，通过销 a 带着棘爪 3 实现无声逆转。

图 19-4-108 中，主动杆 1 带着 2 往复运动时，从动轴 3 作单向转动。

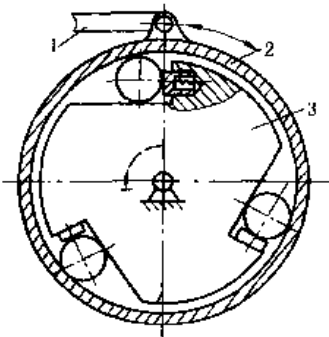


图 19-4-108 钢球式单向机构 (超越离合器)

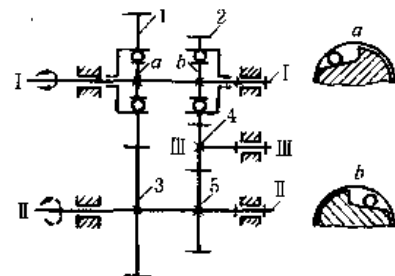


图 19-4-109 超越离合器-齿轮式单向机构

图 19-4-109 中, 齿轮 1、2 和轴 1 之间分别装有超越离合器 *a*、*b*, 它们在轴 1 上反向安装。当主动轴 I 正向转动时, 通过离合器 *a*, 齿轮 1 和 3 带动从动轴 II 转动, 离合器 *b* 空转。主动轴换向时, 离合器 *a* 空转, 而由离合器 *b* 和齿轮 2、4、5 带动轴 II, 此时, 从动轴转向不变, 但传动比发生了变化。

图 19-4-110 中夹头外壳 2 的内侧有圆锥面, 两端有大小不同的圆柱面可作导路来导引嵌着钢球 3 的滑块 4, 弹簧将滑块 4 压向左边, 滑块中心有金属线 5 通过。当摆杆 1 逆时针方向摆动时, 钢球 3 将金属线 5 夹紧并带动其向右移动, 摆杆 1 顺时针方向摆动时, 钢球 3 放松金属线, 摆杆仅带动夹头 2 回程, 金属线 5 不动。

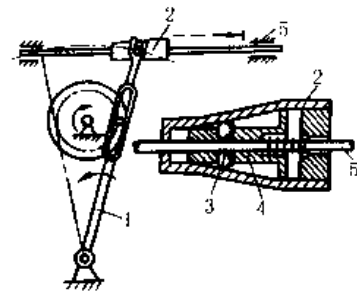


图 19-4-110 单向定长送料机构

9 换向机构

图 19-4-111 中, 主动轮 1 与从动轮 4 间装有惰轮 2 和 3, 2 与 3 装在三角形支承架 *H* 上, *H* 可绕轴 O_4 转动。*H* 位于 I 时 (图中实线所示, 1 与 2, 2 与 3, 3 与 4 啮合) 各轮转向如图示; *H* 位于 III 时 (图中双点划线所示, 1 与 3, 3 与 4 啮合), 轮 4 换向; *H* 位于 II 时 (2、3 均不与 1、4 啮合), 轮 4 不转。换向杆 *h* 必须有良好的固定, 因 *H* 上受的力矩有使其转变方向的趋势。

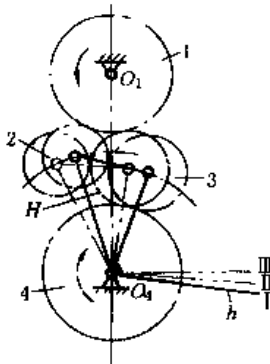


图 19-4-111 三星轮换向机构

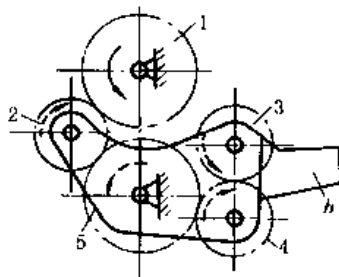


图 19-4-112 三惰轮换向机构

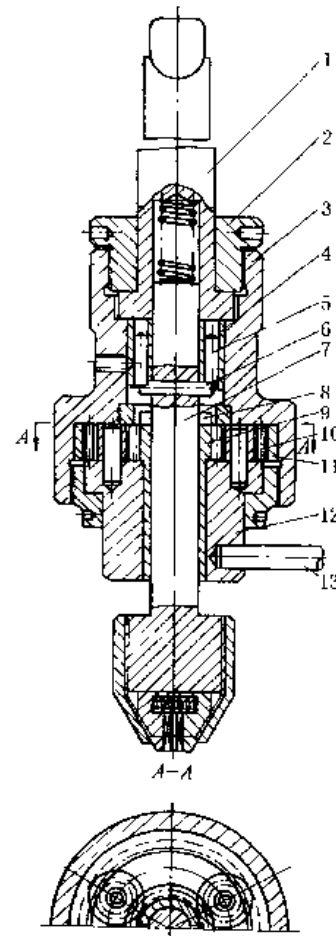


图 19-4-113 拨销换向机构

图 19-4-112 与图 19-4-111 原理相同, 但多一个惰轮, 可减小主、从动轮的中心距, 没有使换向杆 *h* 改变方向的力矩。

图 19-4-113 所示的攻丝工具的拨销换向机构中, 锥柄 1 和套筒体 3 用螺母 2 压紧, 靠接触面的摩擦力带动 3 转动。带有拨销 5 的套筒 4 用紧定螺钉与 3 固结。锥柄 1 向下移动到丝锥接触工件时, 攻丝头轴 7 上的销子 6 插入销子 5 之间, 攻丝头与锥柄同速转动。攻丝完毕时, 6 自动与销子 5 脱离接触, 若将锥柄 1 向上抬起, 则 7 借压缩弹簧的作用力使销 6 进入中心齿轮 9 上的销槽 8 中; 此时, 若使 13 被挡住不动, 则固结在 3 上的内齿轮 11

通过三个小齿轮 10 和齿轮 9 带动轴 7 快速反向转动，将丝锥退出工件。这种装置的特点是整个工作过程中，锥柄既不需反转，又能使攻丝头慢速攻丝、快速退出，并且结构简单，制造、操作方便。

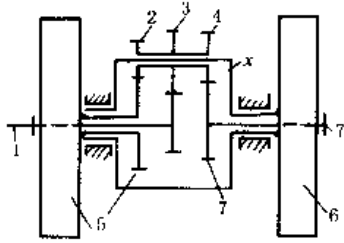


图 19-4-114 行星式换向变速机构

图 19-4-114 中，主动轴 1 和从动轴 7 上分别空套有刹车轮 5 和 6，齿轮 2、3、4 为三联齿轮，套在和轮 6 固连的系杆 x 上。刹住轮 6 时，系统是定轴轮系，按 1-3-4-7 传动，轴 7 与轴 1 同向转动；刹住轮 5 时，轴 1 通过有同一转臂 x 的两个行星轮系 1-3-2-5 和 5-2-4-7 使轴 7 转动，这时轴 7 的转速为：

$$n_7 = \frac{\left(1 - \frac{z_5 z_4}{z_1 z_2}\right)}{\left(1 - \frac{z_5 z_3}{z_1 z_2}\right)} n_1$$

当 $z_3 z_5 > z_1 z_2$ 或 $z_4 z_5 > z_2 z_7$ 时，轴 7 的转向与轴 1 相反，这时，只要变换刹车轮即可换向变速，而不需停车。

图 19-4-115 为履带式水稻收割机的转向装置。1 为主动齿轮，5 为从动链轮，6 是制动器，7 为可转动架体，8 为摩擦离合器。当离合器 8 接通 ($n_1 = n_7$)，制动器 6 松开时，5 与 1 等速同向转动。

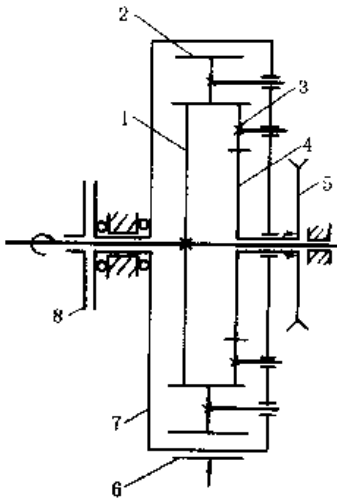


图 19-4-115 行星齿轮换向机构

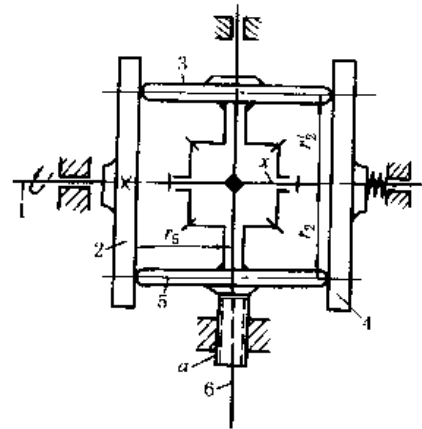


图 19-4-116 差动换向机构

图 19-4-116 中，固连于主动轮 1 的摩擦盘 2，使摩擦盘 3 和 5 以相反的方向转动，再通过锥齿轮差动轮系使轴 6 转动（轴 6 与差动轮系的系杆 x 固连），轴 6 的转速为：

$$n_6 = \frac{1}{2} \left(\frac{r_2 - r_2'}{r_5} \right) n_1$$

调节螺杆 a 使整个锥齿轮差动轮系上升或下降，以改变 r_2 和 r_2' 的尺寸，如式中 $r_2 > r_2'$ ，轴 6 与盘 5 转向相同，否则相反。

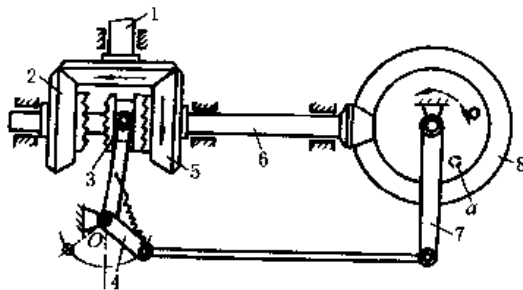


图 19-4-117 往复转动自动换向机构

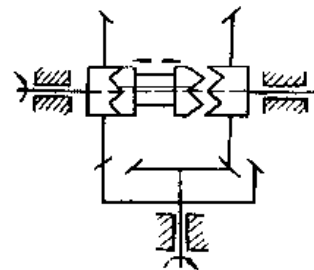


图 19-4-118 换向变速机构

图 19-4-117 中, 主动锥齿轮 1 与空套在轴 6 上的锥齿轮 2、5 啮合, 通过离合器 3 (用滑键与轴 6 联接) 将运动传递到从动锥齿轮 8。当离合器 3 在右边时, 按 1-5-3-6-8 传动, 锥齿轮 8 作顺时针方向转动。当 8 上的销子 *a* 到达虚线位置时, 推动杆 7 (空套在轮 8 的轴上) 并使杆 4 顺时针方向转动, 当杆 4 偏移至 *O* 点左侧, 弹簧拉动离合器 3 至左边, 此时, 按 1-2-3-6-8 传动, 轮 8 作逆时针方向转动, 销子 *a* 从左边推动杆 7, 实现周期性自动换向。

图 19-4-118 原理同图 19-4-116, 但换向的同时, 速比也发生变化。

图 19-4-119 中, 卷筒轴上的锥齿轮通过万向联轴器带动导绳装置的输入锥齿轮 1, 拨叉 4 处于中间位置时锥齿轮 2、3 反向空转。拨叉固定在竖轴 5 上, 竖轴 5 与摆杆 6 固连, 摆杆两端用串联碟形弹簧 7 压紧, 拨叉在中间位置时牙嵌离合器 9 与两边锥齿轮 2 和 3 之间有相等的少量间隙, 此时两弹簧和摆杆 6 处于一直线上。使用前调整好导向滑轮 12 与卷筒上钢丝绳的相互位置, 并使摆杆 6 朝某一方向偏离 (按图示滑轮与钢丝绳的位置, 4 应向右偏) 从而推动拨环 8 并带动离合器 9, 使其与锥齿轮 2 (或 3) 啮合, 螺杆 11 被带动旋转, 从而带动滑轮 12 作轴向移动。当滑轮到达左端并被挡板 10 挡住, 阻力矩增大, 通过锥齿轮 2 与离合器间的啮合斜面相互作用, 克服弹簧反力矩使摆杆 6 (或 4) 向左摆动, 离合器脱开并自动与对面锥齿轮 3 啮合, 螺杆 11 反向旋转, 导轮 12 反向移动, 如此自动往复完成钢绳多层缠绕。

图 19-4-120 中, 棘爪 2 在实线位置时, 摆杆 1 带动棘轮 3 作顺时针方向转动, 棘爪在虚线位置时, 棘轮作逆时针方向转动。

图 19-4-121 中, 杆 4、6 与齿轮 5 固连, 杆 3 与齿轮 2 固连, 两齿轮啮合, 当轮 1 绕固定中心 *O* 顺时针方向转动时, 轮 1 上的销 *a* 推动杆 3 转动, 并带动两齿轮 2、5 绕各自的固定中心 *O*₂、*O*₃ 转动, 使 3、4、6 分别转动到双点划线位置。接着销 *a* 推动杆 4, 使从动杆 6 换向。这样循环下去, 轮 1 每转一圈, 从动杆 6 往复摆动 180°。

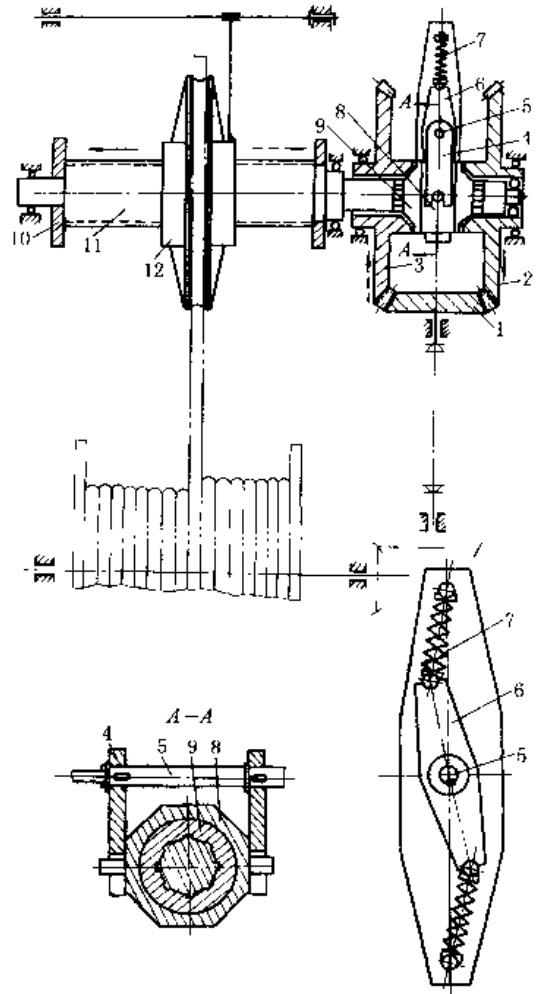


图 19-4-119 卷筒多层缠绕导绳机构

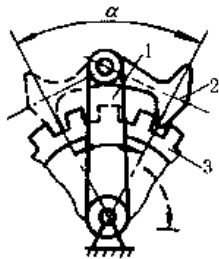


图 19-4-120 棘轮换向机构

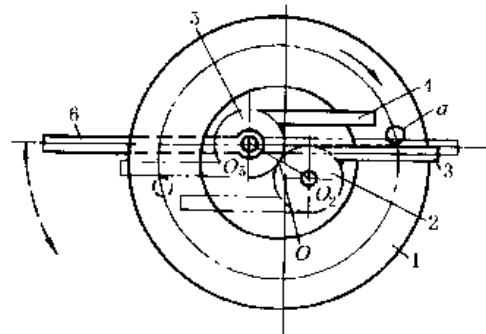


图 19-4-121 摆动自动换向机构

10 差动补偿机构

图 19-4-122 中, 双联定滑轮 1、2 受拉力 *F* 作用时, 通过动滑轮 3 吊起重物 *Q*, 拉力 *F* 为

$$F = \frac{(R_1 - R_2) Q}{2R_1 \cos \alpha}$$

所以，两定滑轮半径差愈小，增力效果愈大；若使动滑轮 3 离定滑轮中心愈远，或使 $R_3 = \frac{R_1 + R_2}{2}$ ，也可提高增力效果。

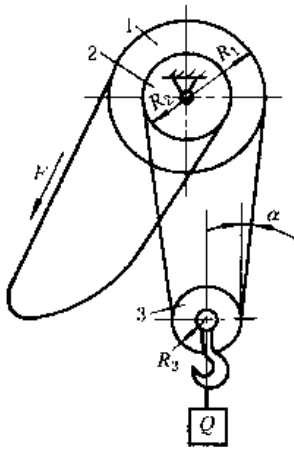


图 19-4-122 增力差速滑轮

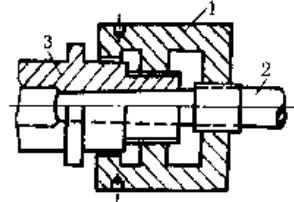


图 19-4-123 铣刀心轴紧固机构

图 19-4-123 中，3 为铣床主轴，2 为心轴，若双螺旋 1 为导程不等的左螺旋，逆时针方向转动 1，能紧固心轴 2，顺时针方向转动 1，则心轴 2 退出。

图 19-4-124 中，圆柱凸轮 7 上固定钻头 9，7 与齿轮 3 的轴用导键连接，齿轮 4、5、6、3 的齿数分别为 23、21、31、34。当齿轮 4、5 用离合器接通时，轮 1 带动 3、6 作差速运动，钻头实现自动慢速进刀。

轮 6 相对于轮 3 差一转所需时间为

$$t = \frac{z_3 z_6}{n_4 (z_5 z_3 - z_4 z_6)} = \frac{1054}{n_4} \quad (\text{min})$$

式中 n_4 ——齿轮 4 的转速，r/min。

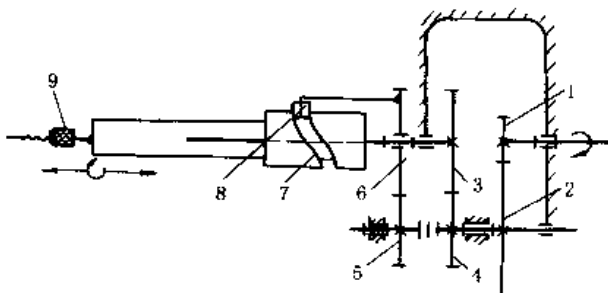


图 19-4-124 差速凸轮机构

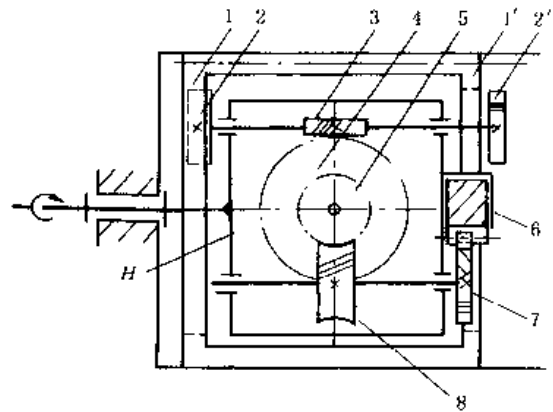


图 19-4-125 镗刀头自动径向进给行星轮机构

图 19-4-125 中，双联内齿轮 1-1' 周向固定，轴向可移，1-2-H 组成行星轮系，蜗杆 3、5 和蜗轮 4、8，齿轮 7 和齿条 6 均装在转臂 H 上。H 主动时，齿条 6 作径向进刀运动。进给量

$$S_6 = 2\pi r_7 n_H \frac{z_1 z_3 z_5}{z_2 z_4 z_8}$$

式中 r_7 ——齿轮 7 的节圆半径；
 n_H ——转臂 H 的转速，r/min；
 $z_1 \sim z_8$ ——各轮的齿数。

适当选择各轮齿数，6 可作微量进给运动。移动齿轮 1 使 1' 和 2' 啮合，则式中 z_1 、 z_2 换成 z_1' 、 z_2' ，可改变 6 的进给量。

图 19-4-126 中, 行走轮 1 (内棘轮) 空套在轮轴 4 上, 六槽圆盘 3 用销 5 与轮轴联接, 并用棘爪 2 与行走轮 1 联接, 当行走轮逆时针方向转动时, 带动轮轴转动, 当行走轮顺时针方向转动时, 轮在棘爪上滑过。轴 4 上有左右两轮, 在转弯时, 两轮转速不等形成差动。应用于以行走轮为主动的畜力割草机中。

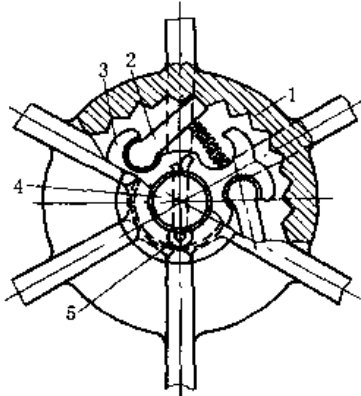


图 19-4-126 棘轮式差动装置

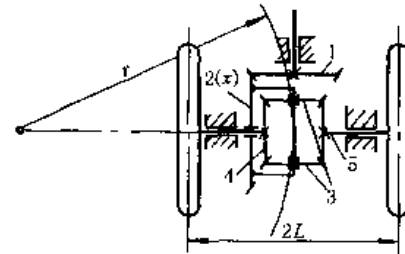


图 19-4-127 汽车差速器

图 19-4-127 是差动轮系将一个转动分解为两个转动的应用实例。汽车转弯时, 为了保持左右两后轮在地上作纯滚动, 两轮转速应不同, n_4 、 n_5 与各自所走弯道的半径成正比, 即

$$\frac{n_4}{n_5} = \frac{r-L}{r+L}$$

式中 r ——转弯半径;
 L ——两后轮轮距之半。

同时差动轮系 n_4 、 n_5 必须满足下式

$$n_x = \frac{n_4 + n_5}{2}, n_x = \frac{z_1}{z_2} n_1$$

当汽车直行时 $n_4 = n_5 = n_x$, 此时, 轮系 3-4-5-x 间无相对运动。当左轮在粗硬的路面上, 而后轮陷于泥泞中时, 左轮阻力甚大, 相当于被刹住 $n_4 = 0$, 右轮几乎没有阻力, 可以自由转动, 转速 $n_5 = 2n_x$ 。

图 19-4-128 中, 太阳轮 2、5, 行星轮 3、3'、4 和系杆 H 组成差动轮系。轮 2 与卷布辊 1 之间通过锥齿轮 2'、1' 直接传动, 轮 5 与卷布辊 6 之间通过锥齿轮 5'、6' 直接传动。各轮齿数为 $z_1' = z_6' = 42$, $z_2' = z_5' = 13$, $z_2 = z_3 = z_3' = z_4 = z_5 = 24$ 。系杆 H 为主动件, 太阳轮 2、5 为从动件, 主、从动件之间转速 n_H 、 n_2 、 n_5 的关系为: $n_2 + n_5 = 2n_H$ 。两卷布辊表面线速度相等, 附加张力约束条件, 则该机构运动确定, 织物以近似恒速、恒张力通过染槽, 使织物染色深浅尽可能一致。

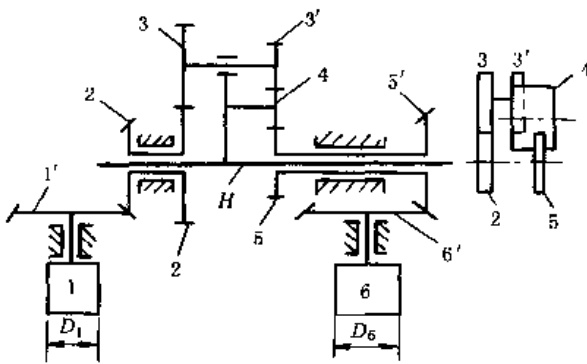


图 19-4-128 卷染机卷布辊用差动机构

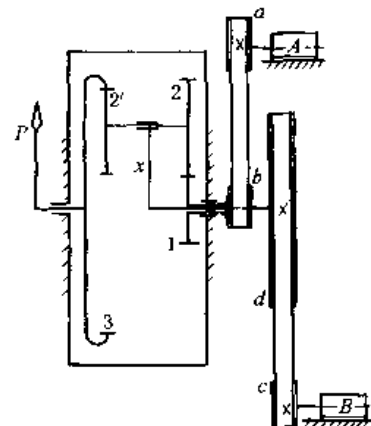


图 19-4-129 同步转速仪

图 19-4-129 是差动轮系将两个转动合成一个转动的应用实例。若带轮直径 $D_a = D_b = D_c = 100\text{mm}$, $D_d = 500\text{mm}$, 齿数 $z_1 = 18$, $z_2 = 24$, $z_2' = 21$, $z_3 = 63$, 则

$$n_3 = \frac{5n_A - n_1}{4} = \frac{n_B - n_A}{4}$$

当两涡轮机 A、B 转速相等（同步）时， $n_3 = 0$ ，固定在轮 3 上的指针 P 不动；当 $n_B > n_A$ 时， n_3 为“+”，指针与涡轮机转向相同；当 $n_B < n_A$ 时， n_3 为“-”，指针与涡轮机转向相反。知道转差后就可调整给汽量，实现涡轮机同步。可见，差动轮系既可进行运动分解，也可实现运动合成。在 Y38 滚齿机等齿轮机床中，广泛地应用着运动合成的差动轮系。

图 19-4-130 为滚齿机工作台的运动误差补偿机构。工作台 2、蜗轮 3、凸轮 4 固联在轴 II 上。加工时，工作台 2 和滚刀（未示出）间应保持严格的运动关系。但由于蜗轮 3 的制造、安装误差，而使工作台与滚刀间有运动误差，图中通过用凸轮 4 的廓线给蜗轮 3 以附加运动来进行误差补偿。凸轮 4 的廓线是根据蜗轮 3 的实测误差设计的。

图中上运动由轴 I 输入，然后分成二路：一路经锥齿轮 10 带动滚刀转动（图中略）；一路经锥齿轮 10、12、13、9、II、8、7 传至蜗轮 3。附加运动则由凸轮 4、齿条 5、齿轮 6 传至锥齿轮 14。再经锥齿轮 13、9、14 及转臂 H 组成的差动轮系，加到轴 II 上。

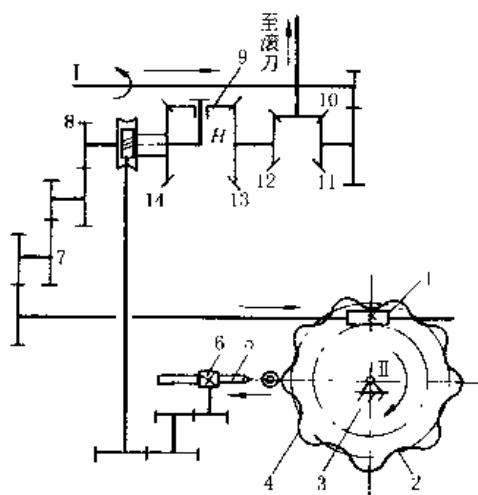


图 19-4-130 凸轮分度误差补偿机构

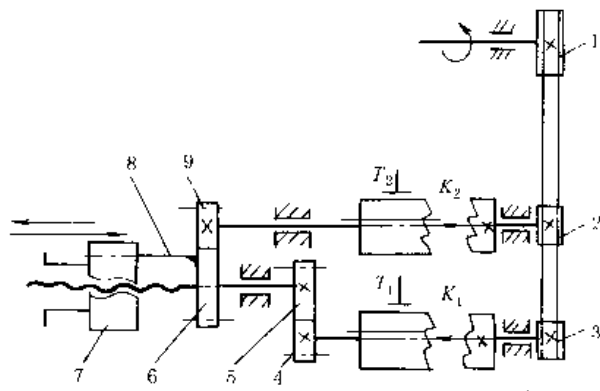


图 19-4-131 快慢速进退的差动螺旋机构

图 19-4-131 中，主动带轮 1 和从动带轮 2、3 用一条皮带张紧作同向转动。齿轮 6 和螺母 7 用滑键 8 相联，两者可同时转动又作相对移动。

制动器 T_2 制动，离合器 K_2 断开， T_1 松开， K_1 接通，即 9 不动，4 转动，则丝杆推动 7 快速进给（7 不转）；若保持 T_1 开、 K_1 通，再使 T_2 开， K_2 通（即 9、4 同时转动），则螺母 7 与丝杆同向转动，得到慢速进给；然后保持 T_2 开， K_2 通，而使 T_1 制动、 K_1 开，则丝杆不动，螺母转动并快速退回。若使电机反转， T_2 制动、 T 开， K_2 开、 K_1 通，则螺母可不转而达到快速退回。

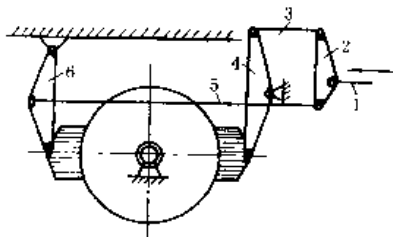


图 19-4-132 单轮刹车装置

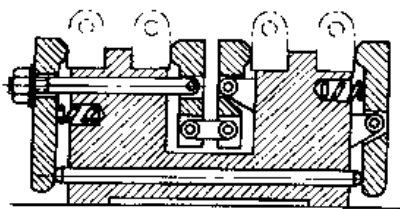


图 19-4-133 多工件夹紧装置

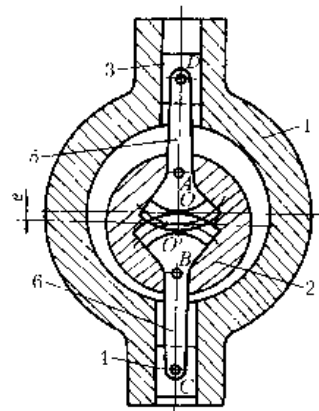


图 19-4-134 位置偏差补偿机构

图 19-4-132 中，刹车时，将操作杆 1 向右拉，使杆 4、6 上的闸瓦均衡施力于车轮，轮轴上不受附加的制动力。

如图 19-4-133 所示，通过拧紧或松开左边螺母，可实现多工件的夹紧或松开。

图 19-4-134 中，主动轴 1 的轴心为 O ，从动轴 2 的轴心为 O' ，连杆 5、6 和从动轴 2 及滑块 3、4 分别铰接于 A 、 B 、 C 、 D ，组成差动机构，再用齿轮啮合封闭，工作中当 O 与 O' 的相对位置发生变化（即偏心距 e 发生变化）可自动补偿，不影响运动的传递。

11 气、液驱动机构

图 19-4-135 中，为使凿岩机 8 在巷道断面的各个方位均能打眼，采用了由两个油缸控制的托架摆动机构。

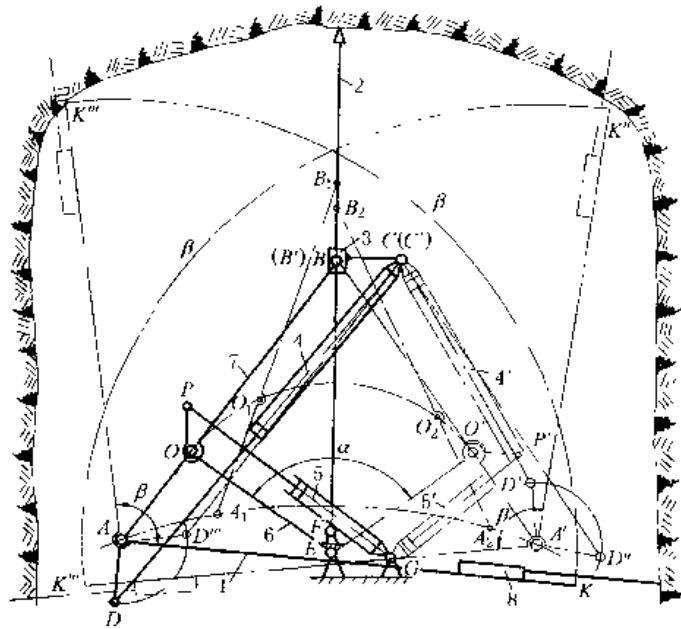


图 19-4-135 凿岩台车液压托架（叠形架）摆动机构

凿岩机 8 打眼时，先将立柱 2 固定（通过气压千斤顶顶在坑道顶板上），当油缸 5 的活塞杆伸缩时，可使摇臂 6 绕 E 转动，并可停在 α 角内的任一位置，摆臂 7 上 A 、 B 点分别在轨迹 AA_1A_2A' 与立柱 2 上占有相应位置（如 $A_1O_1B_1$ ， $A_2O_2B_2$ ）， AB 位置固定后，油缸 4 的活塞杆可使托架 1 绕 A 点转动，并可在 β 角范围内任一位置停住（如 AK 或 AK'' ， $A'K$ 或 $A'K''$ ），使凿岩机 8 进行打眼。通过油缸 4、5 配合动作，可使凿岩机在坑道横断面内的三向任意方位进行打眼。

图 19-4-136 中，当供料机构处于实线位置时，铸锭 6 自加热炉进入盛料器 4，由水压缸 1 的推动，机构转至位置 $AB'C'D$ ，盛料器 4 翻转 180°，铸锭被卸在升降台 7 上。此双摇杆机构也用于振动造型机的翻台机构。

图 19-4-137 中，摆动气缸 1 的活塞杆通过连杆带动杆 2 上下运动，完成顶箱动作。

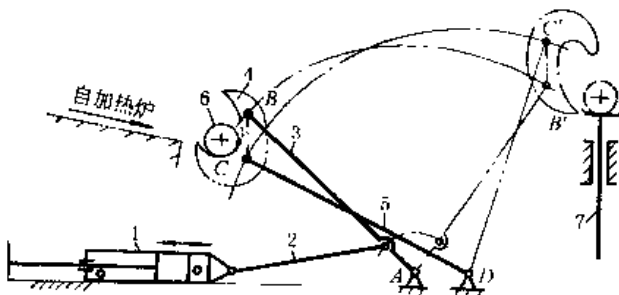


图 19-4-136 铸锭供料机构

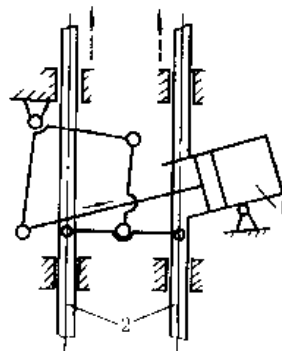


图 19-4-137 造型机的顶箱机构

图 19-4-138 中，卷筒 1 是由数个围绕筒体 2 圆周的平行四边形机构 $ABCD$ 的连杆 BC 组成，这些平行四边形机构的 A 、 D 与筒体 2 铰接。当活塞杆 4 向右运动时，通过连杆 BE 使 AB 、 DC 向右摆动，此时，卷筒 1 外径缩小，装上金属带卷；当活塞杆 4 向左运动时， AB 、 DC 向左摆动，卷筒 1 外径胀大，将已装上的带卷张紧，以便松带。松带时，为使带材保持一定的拉力，利用制动器 3 造成一定的滑动摩擦阻力（松带时，金属带由其他装置拖动，图中未示出）。此机构在金属轧材厂的退火电炉上有应用。

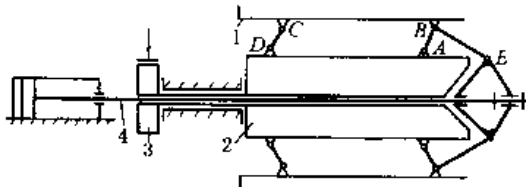


图 19-4-138 卷筒胀缩机构

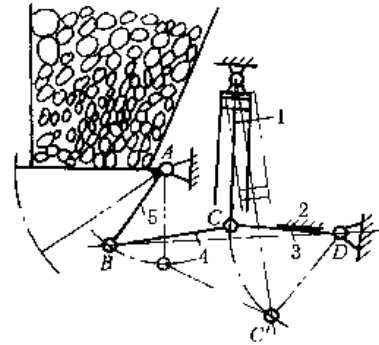


图 19-4-139 平板式气动闸门机构

图 19-4-139 中，气缸的活塞杆 1 通过连杆 4 带动闸门 5 开或关。实线所示位置为闸门关闭状态，此时， C 点稍越过 BD 连线，处于上方位置，使具有自锁作用。即将关闭时，杆 3、4 趋近直线，有很大的增力作用，使闸门关紧。2 为限位挡块。双点划线表示闸门开启状态。

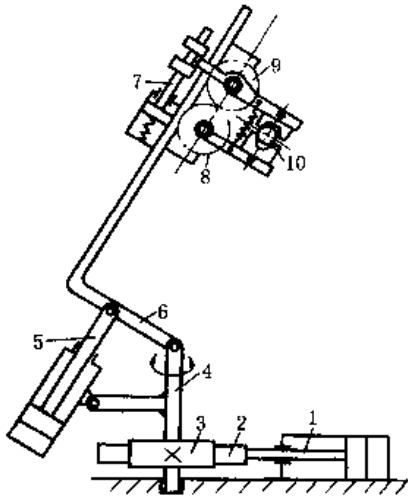


图 19-4-140 多油缸驱动的机械手抓取机构

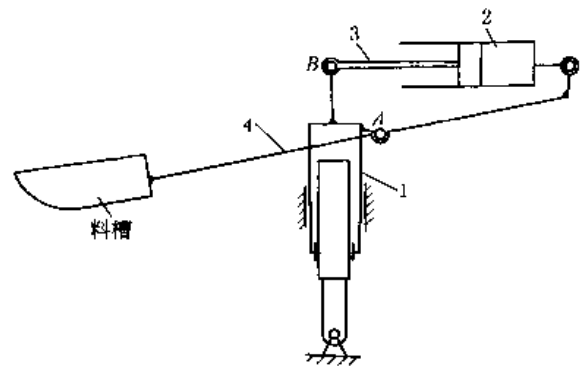


图 19-4-141 装料槽的升降摆动机构

图 19-4-140 中，油缸的活塞杆 1 带动齿条 2 和齿轮 3，使立轴 4 转动。活塞杆 5 使弯臂 6 抬起或下降。活塞杆 7 使互相啮合的齿轮 8、9 反向转动，以夹紧或松开工件 10。

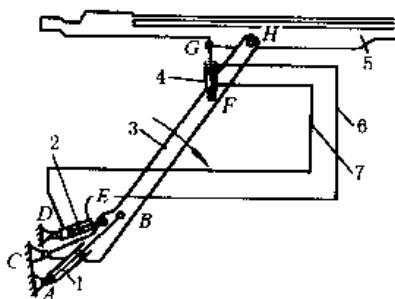


图 19-4-142 凿岩机推进器
支架平行升降机构

图 19-4-141 中，料槽杆 4 与油缸 1 的 A 点铰接，当油缸 1 不动，油缸 2 动作时，可使料槽绕 A 点摆动；当油缸 2 不动，而油缸 1 动作时，则料槽平行升降。两油缸协调动作，可使料槽得到所需的复合运动。

图 19-4-142 中，推进器支架 5 与摆臂 3 在 H 铰接，摆臂 3 用油缸 1 驱动使其绕 C 转动。油缸 2、4 直径相等并分别在 E 、 F 、 G 与 3、5 铰接，二者充满油，用油管 6、7 连通。当油缸 1 使 3 向下转动时，油缸 2 中的油经油管 6 流入油缸 4 的上方，使支架 5 绕 H 逆时针方向转动保持 5 的水平位置。3 向上转动时，油缸 2 中的油经油管 7 流入油缸 4 的下方，使支架 5 顺时针方向转动仍保持 5 的水平位置。为了使 3 转动时，5 能保持水平，铰接点 C 、 D 、 E 间和 F 、 G 、 H 间的位置关系应计算确定。

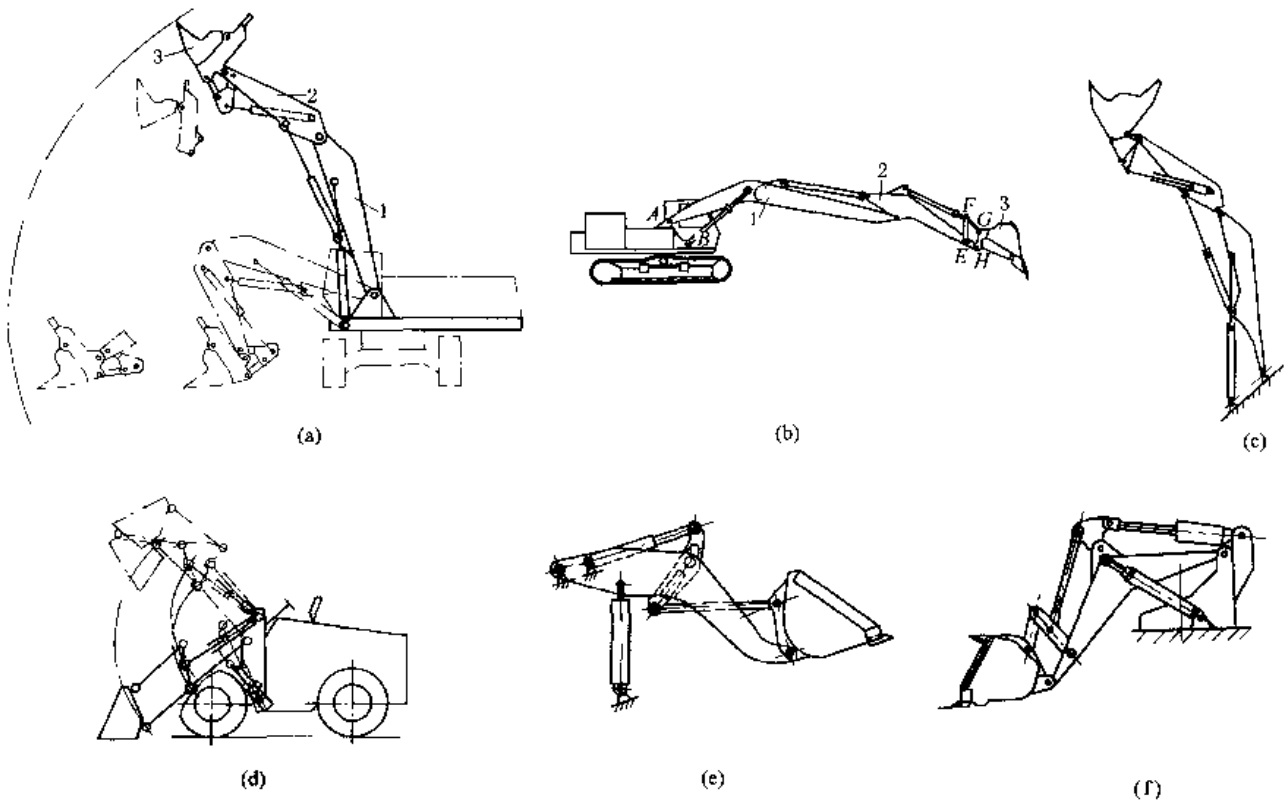


图 19-4-143 动臂屈伸液压、驱动机构

图 19-4-143a 为正铲挖掘机的挖掘机构。图 b 为反铲挖掘机的挖掘机构。上二机构分别由大臂 1、小臂 2 和铲斗 3 组成，由三个油缸驱动，能自由伸展，便于向不同高度挖掘和卸载。图 c 为图 a 的机构简图。图 d、e、f 为装载机的装载机构，分别用两个油缸驱动。

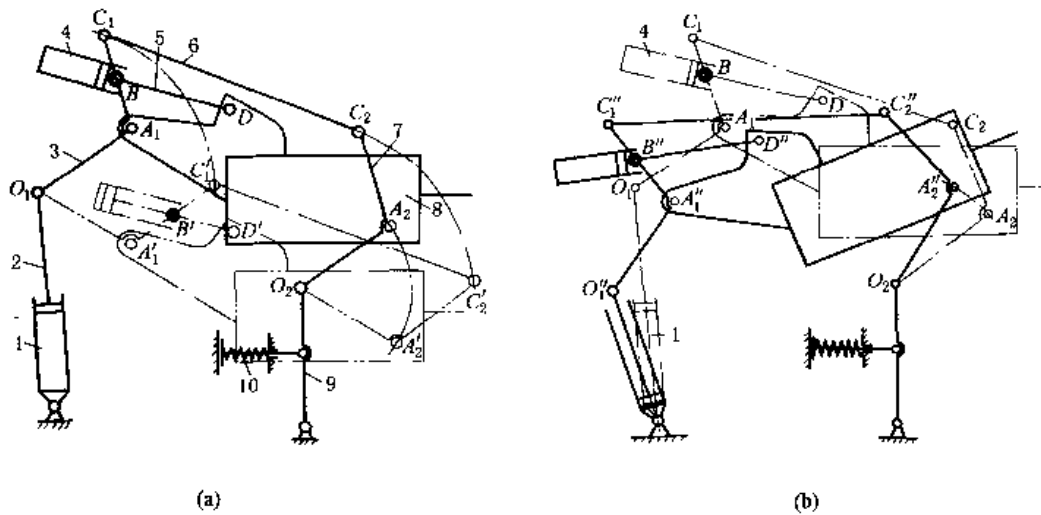


图 19-4-144 锻造操作机的钳杆升降机构

图 19-4-144 中，弯杆 3、7 的下端分别和活塞杆 2，支承 9 铰接，而上端和连杆 6 铰接，二弯杆上的 A_1 、 A_2 与钳杆装置 8 铰接，弯杆 3 上 B 点与油缸 4 铰接，8 上的 D 点与活塞杆 5 铰接。支杆 9 通过撑杆 10 保持图示位置（弹簧起缓冲作用）。分析机构运动时， O_2 可看成与机架的铰接点。动作从以下两种情况分别说明。

图 a，当油缸 1 的活塞杆 2 不动（停止进排油），即 O_1 点固定，此时若油缸 4 进油，使活塞杆 5 缩回，则机构位置相应运动到双点划线位置。即钳杆装置平行地下降到 $A_1'D'A_2'$ 位置。

图 b，当油缸 4 停止进排油，即 BD 长度保持不变，此时 $A_1C_1C_2A_2$ 是固定的平行四边形， $O_1A_1C_1C_2A_2O_2$ 相当于一个构

件,油缸 1 进油其活塞杆缩回时(设原来活塞杆是伸出状态),则钳杆装置绕 O_2 转动一个角度,如实线位置 $A_1D_1A_2'$ 。工作中可通过两个油缸同时进排油来达到具体需要的位置。

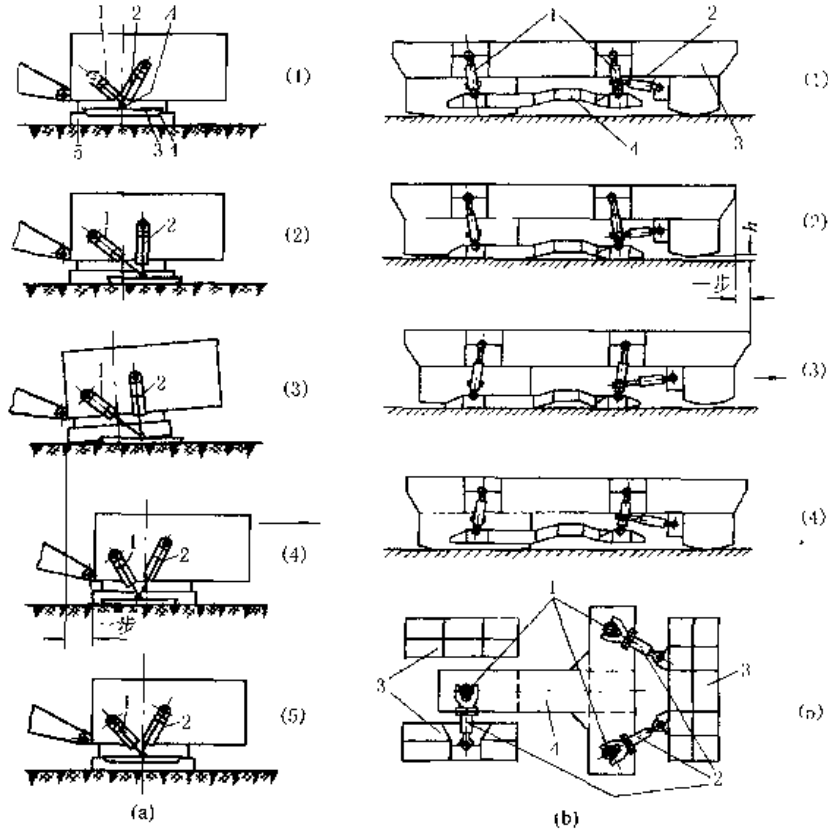


图 19-4-145 液压柱塞铰接式步行机构

图 19-4-145a 为大型挖掘机步行机构。由推进油缸 1、举升油缸 2 和靴座 3 共同铰接于 A 处组成。步行动作如下：①两油缸柱塞杆缩回，将靴座 3 悬起；②推进油缸 1 柱塞杆伸出，使靴座右移并放下；③举升油缸 2 柱塞杆伸出使靴座紧压土壤，并迫使挖掘机机体升起斜支在土壤上；④推进油缸 1 柱塞杆缩回，从而拉动挖掘机向右移动一步。至此，完成一循环，往后，重复上述循环。

图 b 为巨型移动式设备的步行机构。步行机构由三个竖向油缸 1 和三个横向油缸 2 与 T 形履板 4、机座 3 铰接而成。步行动作如下：①右端两个油缸 2 的柱塞杆缩回，将悬挂的履板 4 向右拉；②三个油缸 1 的柱塞杆伸出，将履板 4 放下，并将机座 3 举高离地 h ；③右端两个油缸 2 柱塞杆伸出，将举升的机座向右推移一步；④三个油缸 1 的柱塞杆缩回，放下机座并提起履板，至此，完成一个循环。往后，重复上述循环。如需要转向，由三个横向油缸协同动作，使 T 形履板在平面上转动一个角度即可。这一步行机构应用于移动式破碎机组等巨型设备上，移动总重可达 250t 或更大。

12 增力及夹持机构

图 19-4-146 中，采用了双升角斜楔，大升角 α_1 用来使夹紧构件迅速接近工件，小升角 α 用来使夹紧构件夹紧工件保持自锁。

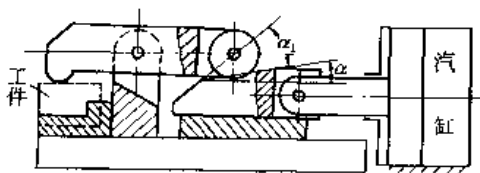


图 19-4-146 斜面-杠杆式增力机构

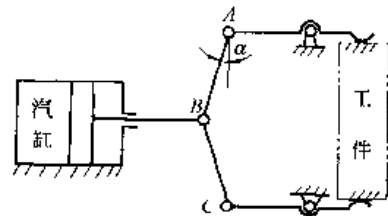


图 19-4-147 铰链杠杆式夹紧机构

图 19-4-147 中, 夹紧力随被夹件尺寸的变化而变化, 角 α 越小夹紧力越大, 一般 $\alpha = 10^\circ \sim 25^\circ$ 。

图 19-4-148 为六杆曲柄肘杆机构, 是利用机构接近死点位置所具有的传力特性实现增力的实例。如果肘杆 3 的两极限位置 EC_1 和 EC_2 在 ED 线的两侧, 当曲柄 1 回转一周时, 滑块 5 可上下两次 (可用于铆钉机); 如果杆 3 的两极限位置取在 ED 线的一侧, 则滑块 5 上下一次 (如冲床)。设滑块产生的压力为 Q , 杆 2、4 受力为 F 、 P , 两肘杆 3、4 长度相等时, 曲柄 1 施加于连杆 2 的力为:

$$F = \frac{QL_2}{L_1 \cos \alpha}$$

式中 α ——肘杆 3、4 与 ED 线的夹角;

L_1 、 L_2 ——力 F 和 P 的作用线至轴心 E 的垂直距离。

在加压工作开始时, 角 α 和线段 L_2 很小, 因此曲柄 1 施加于杆 2 上的力 F 很小, 达到增压效果。在精压机、冲床等锻压设备中, 为了获得短行程和高压, 常采用这种机构。

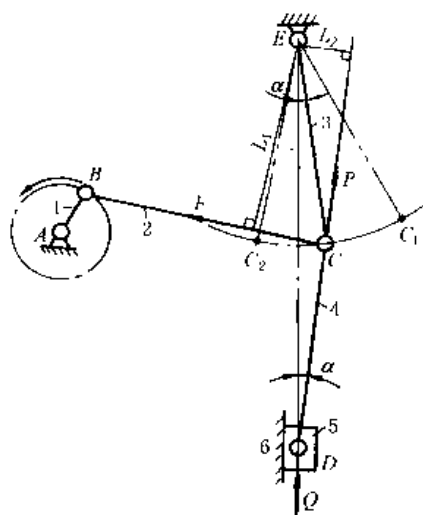


图 19-4-148 冲压增力机构

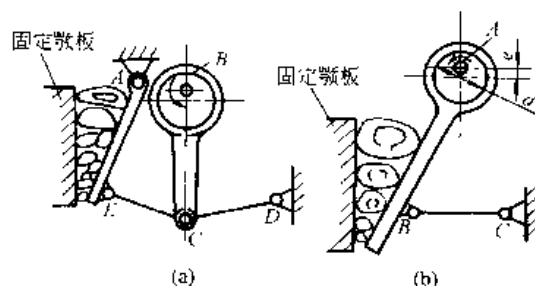


图 19-4-149 破碎机构

图 19-4-149a, 偏心轮绕固定点 B 转动时, 带动活动颚板 AB 摆动, 产生增力作用。但动颚板仅作绕轴心 A 的简单摆动, 两颚板的靠近量下大上小, 因此, 上部不能获得较大的破碎功。

图 b, 这种机构的动颚板装于连杆上, 当偏心轮绕固定点 A 转动时, 动颚板作平面复合运动。动颚板和固定颚板的靠近量上大而下小, 这样能在破碎机的上部获得很大的破碎功, 破碎效果好, 而下部因行程小, 能得到较细较均匀的矿块, 偏心距 e 越小, 破碎力越大, 但过小的偏心距将降低效率, 偏心距可近似由下式确定:

$$e = \frac{fd}{\frac{1}{\eta} - 1} = \frac{fd\eta}{1 - \eta}$$

式中 f ——轴承的滑动摩擦因数;

d ——偏心轮轴颈直径;

η ——效率。

图 19-4-150 中, 为保证砖坯 10 上下密度一致, 需上下压头同时移动, 进行双向等量加压, 滑块 7 在拉杆架 8 的导轨中滑动, 下压头装在 8 的下部, 8 的上部与杆 5 铰接, 5 的上端有一滚轮 4 可沿固定凸轮 3 滚动, 凸轮 3 的曲线应能满足双向等量加压的要求。此机构可使压砖时的压力 (最大可达 1200t) 不作用于机架上。

图 19-4-151 中, 电动机 3 通过无级变速机构和离合器带动蜗杆机构 2, 再经过一对齿轮 5 传动两个同步旋转的曲轴 4。两个曲轴的偏心率不同, 从而各产生一个频率相同但振幅不同的运动。实现加工过程慢速回程较快的特性。能提高生产率。

图 19-4-152 中, 货车的重力 W 作用在通过钢绳芯的 $n-n$ 线上, 弯杆 3 可绕 A 转动, 杆 3、4 在 C 处铰接, 4 与弯杆 2 在 B 处铰接, 弯杆 2 可在支座 5 中左右滑动, 矿斗作用于 $n-n$ 线的重力 W 相当在杆 1 上作用有力 W 和力矩 Wl , 这两力使杆 3、4 绕 C 转动, 并对钢绳进行夹紧。

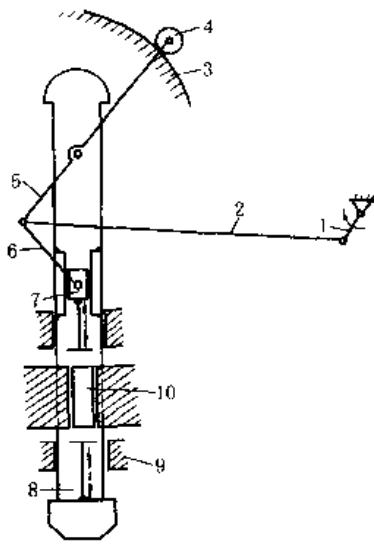


图 19-4-150 卸载式压砖机

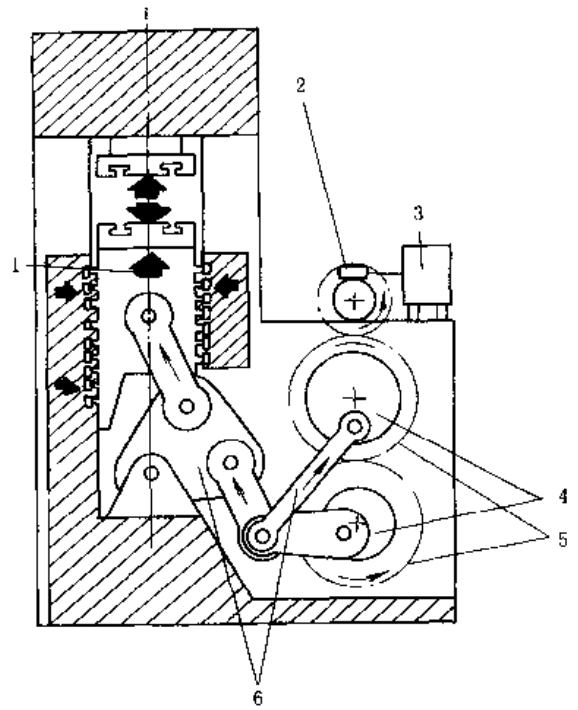


图 19-4-151 双肘杆机构

1—滑块；2—蜗杆机构；3—带有无级变速机构的电动机；
4—曲轴；5—齿轮；6—双肘杆

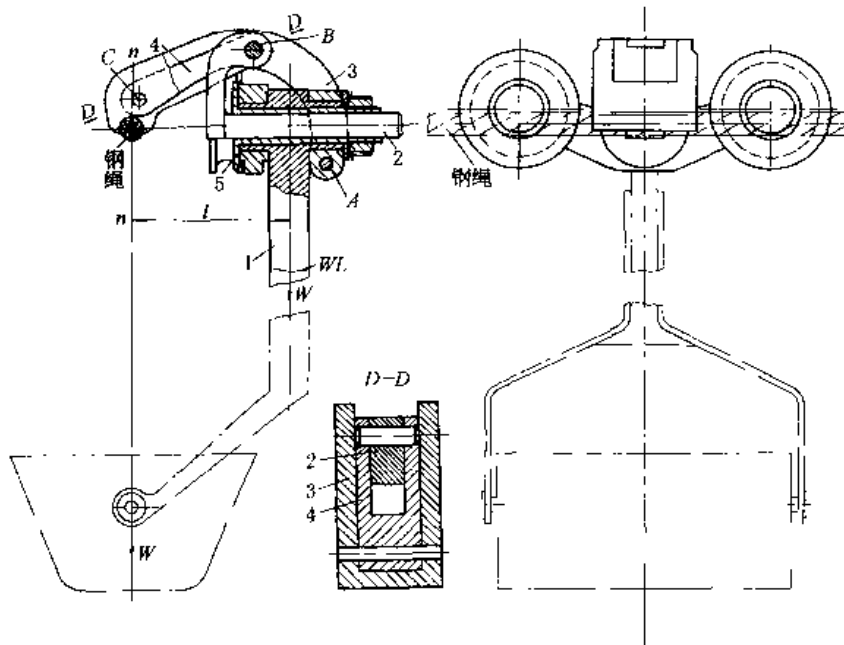


图 19-4-152 单线架空索道抱索器机构

图 19-4-153 所示的压铸机合模机构由两个摆杆滑块机构对称安装组成。当高压油进入油缸 7 推动活塞右移时，驱动力 P 通过连杆 5 加在曲柄 1 上的 D 点处，迫使杆 1 绕轴心 A 摆动，并通过连杆 2 使活动压模 3 向固定压模 4 靠近，当活塞推至右端位置时，两压模 3 和 4 正好合拢，而曲柄 1 的 AB 线刚好与连杆 2 的 BC 共线，机构处于死点。这时，高压油的驱动力 P 撤除，并使金属液进入两模板间。因上下两曲柄滑块机构同时处于自锁状态，当注入金属液而产生几百吨的压力时，压模 3 也不会移动。

图 19-4-154a 为利用偏心凸轮的夹紧机构，适用于夹紧行程小，振动小的场合，工作时转动偏心轮。图 b 为利用斜面快速固定机构，工作时转动左边手柄。

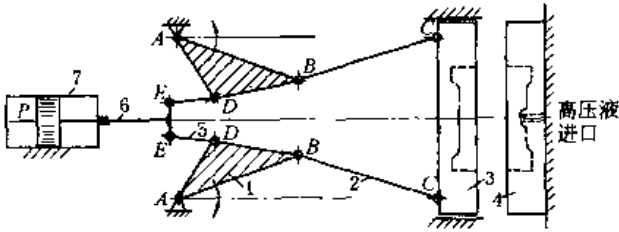


图 19-4-153 压铸机合模机构

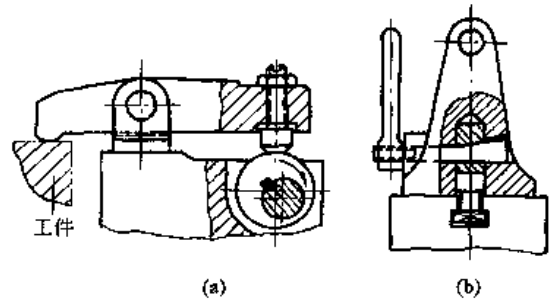


图 19-4-154 能自锁的快速夹紧机构

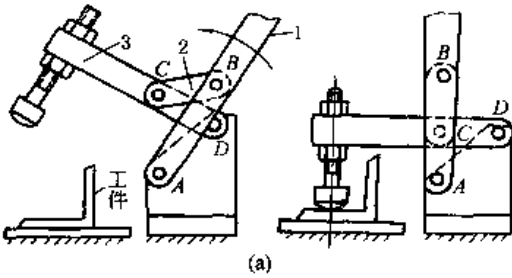


图 19-4-155 利用死点的自锁夹紧机构

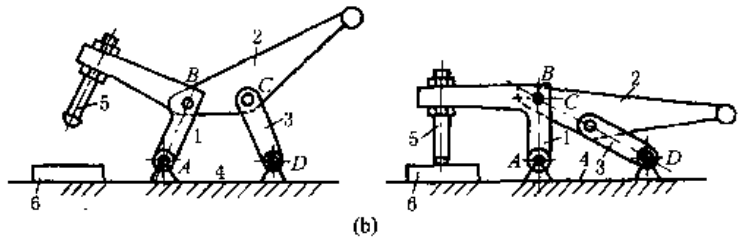


图 19-4-155a, 逆时针方向转动手柄 1, 使其与连杆 2 成一直线, 这时机构处于死点位置, 摇杆 3 对工件进行夹紧。图 b, 转动手柄 2, 使其与摇杆 3 成一直线, 此时机构处于死点位置而自锁, 并使工件夹紧。这种利用死点达到自锁的夹具, 虽自锁性差, 但结构简单, 运作迅速。

图 19-4-156 中, 操作杆 1 左移时, 销 a 通过块 2 使夹爪沿图示箭头方向移动, 放松工件; 操作杆 1 右移时, 借斜面及滚轮的作用使夹爪反向移动夹紧工件。

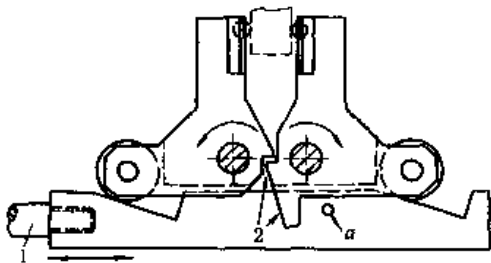


图 19-4-156 摆动夹紧机构

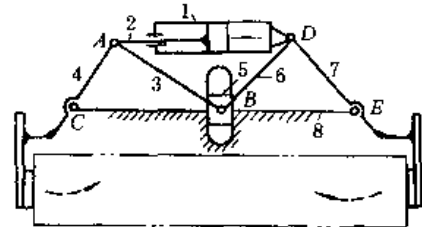


图 19-4-157 气动夹紧机构

图 19-4-157 中, 汽缸两侧机构的构件尺寸对应相等, 汽缸及其活塞杆 1、2 反向伸开 (或相向收拢) 带动杆 4、7 动作, 滑块 5 可上下滑动, 使 4、7 同时动作并夹紧 (或放松) 物料。

图 19-4-158 中, 操作杆 1 与右爪 3 铰接于 A, 爪 2、3 间以压簧相连, 当 1 绕 A 下摆时, 通过爪 2 上的凸块使夹爪夹紧, 杆 1 上摆时, 在压簧的作用下夹爪松开。

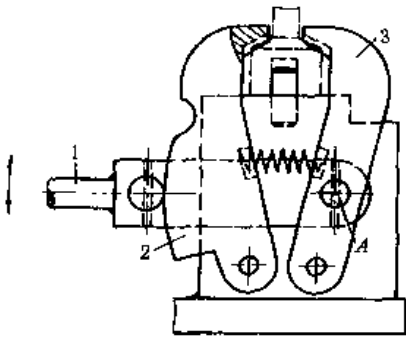


图 19-4-158 浮动拉压夹紧机构

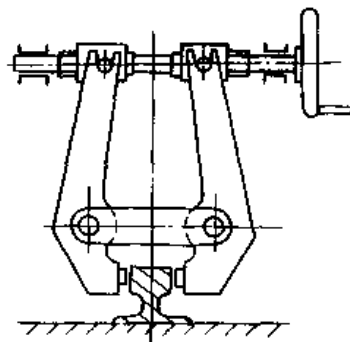


图 19-4-159 轨道夹持机构

图 19-4-159 为用螺旋手动夹持机构将设备固定在轨道上，常用于轨道起重机上。

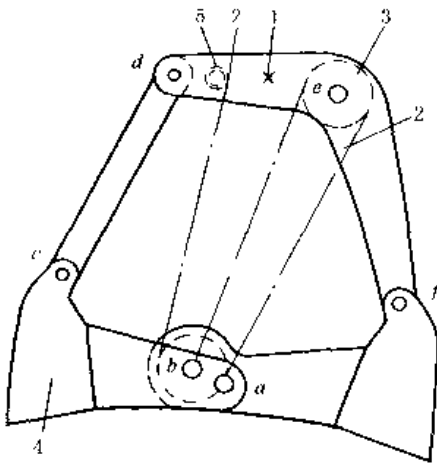


图 19-4-160 斜压式双颚抓斗机构

图 19-4-160 中，1 为吊挂抓斗的升降绳，抓斗开闭时通过控制绳 2 操纵使颚铲 4 开闭。轮 3 为增力滑轮，轮 5 为导向轮。

图 19-4-161a 为杠杆滑槽式，结构简单，动作灵活，手爪开闭角度大。若尺寸 a 、 b 和拉力 F 一定时，增大 α 角可使夹紧力 F_1 增大，但 α 过大会导致汽缸行程太大，一般选取 $\alpha = 30^\circ \sim 40^\circ$ 。

图 b 为连杆式，可产生较大的夹紧力，均为铰链连接磨损较小，但结构较复杂，适用于抓取重量较大的工件。若尺寸 b 、 c 和推力 F 一定时，减小 α 角可增大夹紧力 F_1 。当 $\alpha = 0^\circ$ 时，利用死点能自锁，此时去掉外力 F ，重物不会把手爪推开而脱落。

图 c 为自锁式，由于手爪回转中心 O 在重力作用线 $\frac{G}{2}$ 的内侧，手爪挂上工件后，工件自重对 O 点产生的力矩使手爪自动夹紧工件而不会脱开。用于搬运较大工件。

图 19-4-162 中，伸缩机构 1 一端和手爪的基部 3 铰接，另一端用铰销插在基部的滑动槽中滑动。伸缩机构的中间有一铰链 6 固定在固定

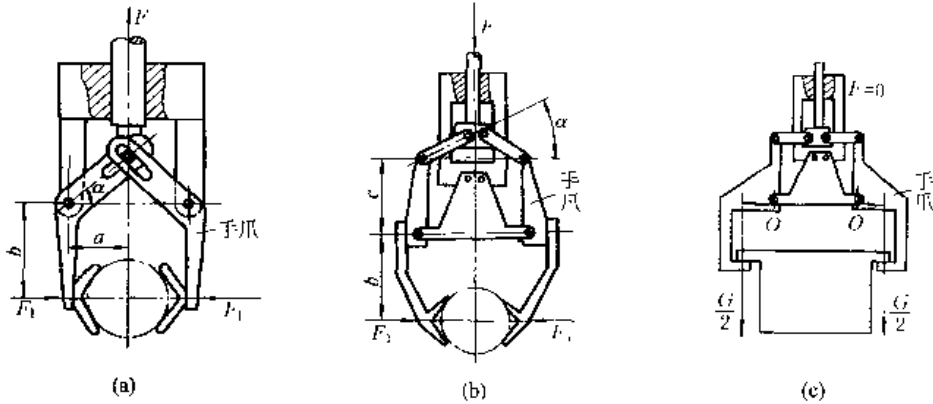


图 19-4-161 几种机械手的夹持器

基体 5 上，而对称的另一铰销则可在固定基体的槽中滑动，此铰销为驱动轴。当驱动轴向上运动时，伸缩机构张开，爪 7 便获得很大的开口度，如图 a 所示。当驱动轴向下运动时，则各连杆收缩，二爪闭合，如图 b 所示。

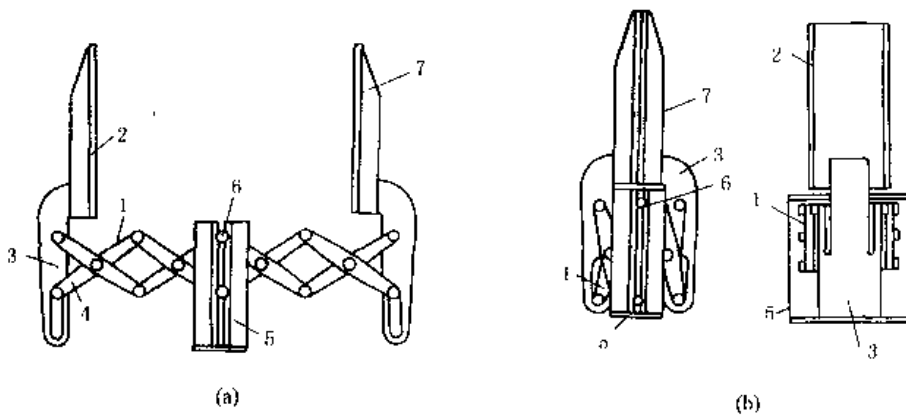


图 19-4-162 开口度大的夹紧机构

图 19-4-163a，电磁铁 5 的两极上，均安装可变形的袋 1，袋中装有磁粉体 2，当袋与被吸着物 4 接触时，袋的外形可随被吸物外形改变。线圈 3 通电时，具有磁性的被吸物 4 就会被电磁爪 1 抓住。断电时，物体被释放。图 b 为被吸物较大时的结构。

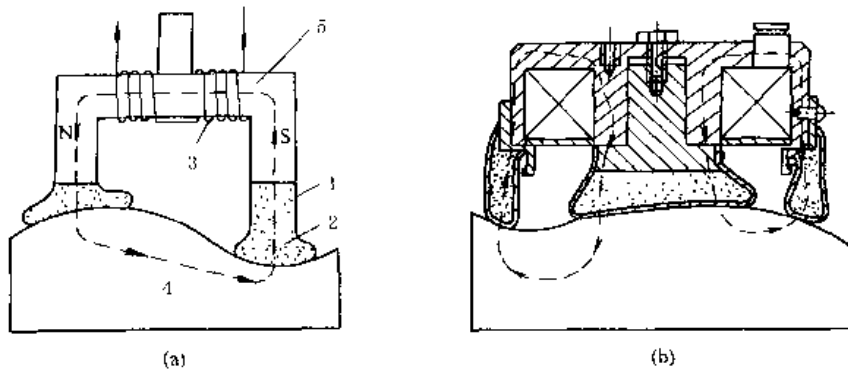


图 19-4-163 电磁抓取机构

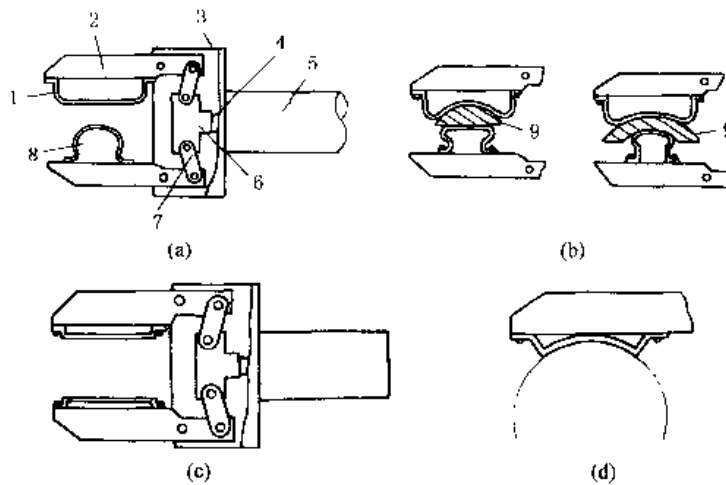


图 19-4-164 弹性手爪的抓取机构

在图 19-4-164a 所示的抓取机构中，两手爪上，一爪装有平面弹性材料 1，另一爪装凸面弹性材料 8，其形状必须保证有足够的变形空间。当活塞杆 4 右移时，接头 6 带动连杆 7 使两手爪 2 相向运动，弹性材料与工件 9 接触后，即随工件的外形而变形，并用其弹性力夹紧工件。

图 b 为抓取二种不同形状的工件时，弹性材料变形的情况，它既保证了有足够的抓取夹紧力，又避免了夹紧力过于集中而损坏由易破碎材料制成的工件。

图 c、d 是另一种结构形式的抓取机构。这类机构可抓取特殊形状的工件，也可抓取易破损材料制成的工件。

13 实现预期轨迹的机构

图 19-4-165a，机构尺寸满足关系： $L_1 = L_2$ 、 $L_3 = L_4$ 、 $L_5 = L_6 = L_7 = L_8$ ，当杆 2 转动时，Q 点的轨迹为垂直于 OA 的一条直线。

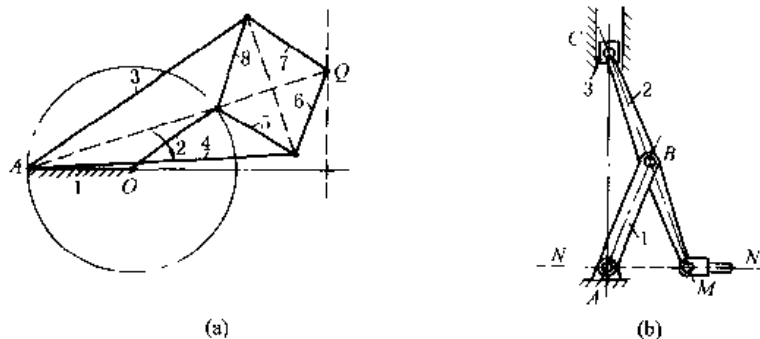


图 19-4-165 精确直线机构

图 b, 机构尺寸满足关系: $AB = BC = BM$, 当滑块 3 沿垂直线上下滑动时, 杆 2 端点 M 沿水平线 NW 作精确直线运动。

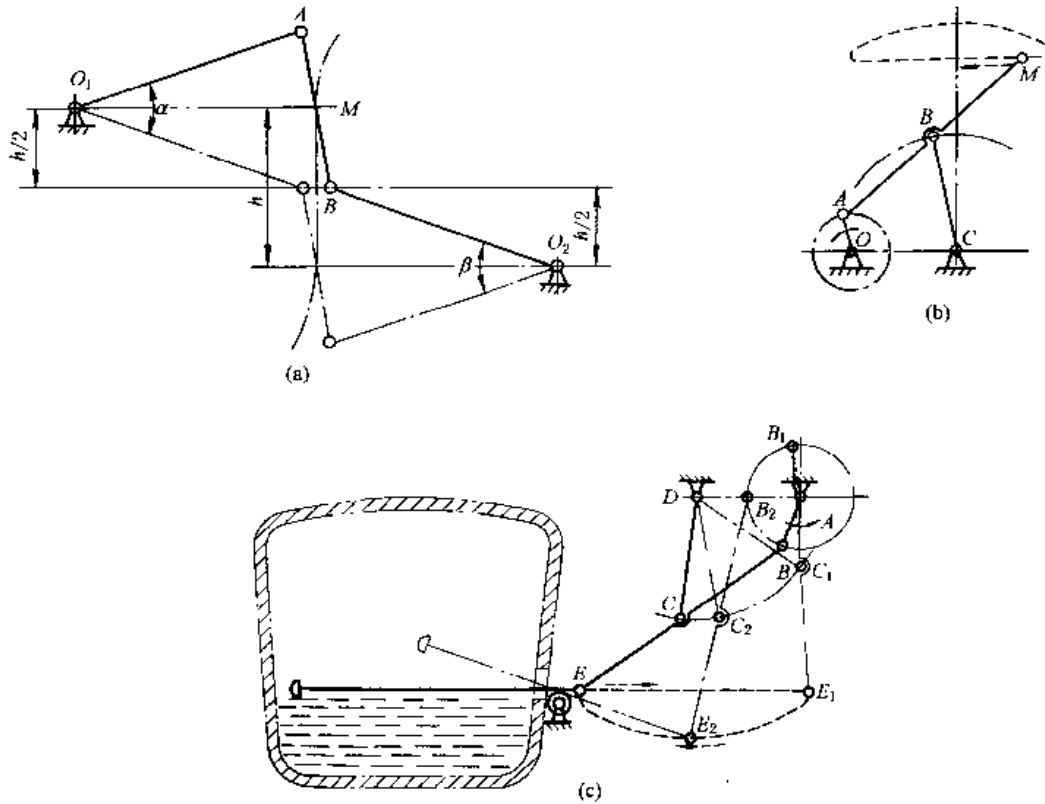


图 19-4-166 近似直线机构

图 19-4-166a 取 $AB = h, O_1A = O_2B = 1.5h$, 则 AB 中点 M 在行程为 h 范围内(相应摆角 $\alpha = \beta \approx 40^\circ$)的轨迹近似直线。图 b 所示机构, 当 $AB = BC = BM = 2.5OA, OC = 2OA$, 则 OA 绕 O 点转动, A 点在左半圆时, M 点的轨迹为近似直线。图 c 是扒渣机, 是图 b 的具体应用实例。

利用曲柄摇杆机构连杆曲线的直线段来实现近似的平移的机构实例很多, 如搅拌机、电影放映机的拉片机构等。

图 19-4-167 中, 曲柄 1 转动时, 连杆 2 上的 M 点沿图中点划线所示轨迹运动, 若在 M 点设置抛光轮, 则可以利用轨迹的近似直线段进行皮革打光工作。

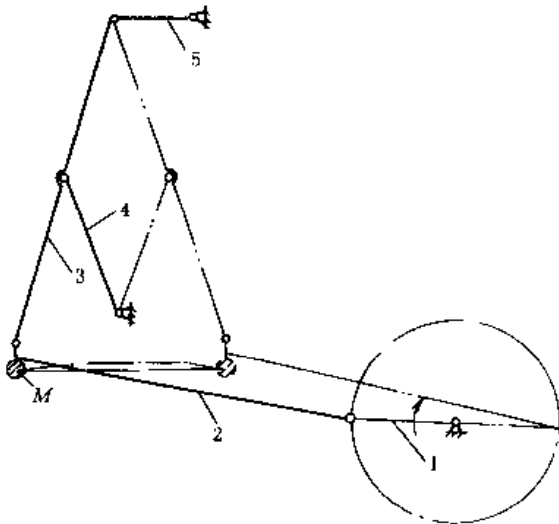


图 19-4-167 皮革打光机的近似直线机构

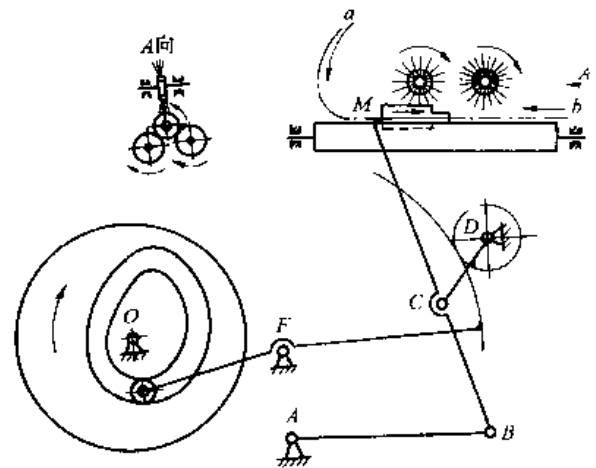


图 19-4-168 以预期速度沿轨迹运动的凸轮连杆机构

图 19-4-168 中, 洗瓶机中的推瓶机构要求推头 M 自 a 沿轨迹以较慢的匀速推瓶并自 b 快速退回。以铰接四杆机构 $ABCD$ 实现连杆上 M 点轨迹, 而以凸轮控制 CD 杆的运动, 从而实现 M 的预期速度。扇形齿轮是用来减小凸轮升程的。

图 19-4-169 中, 当机构各杆具有图示位置关系时, 油缸 1 活塞杆的伸缩使起重臂 2 上的 E 点沿垂直线升降。图中 h_1 、 h_2 表示两个升高位置。

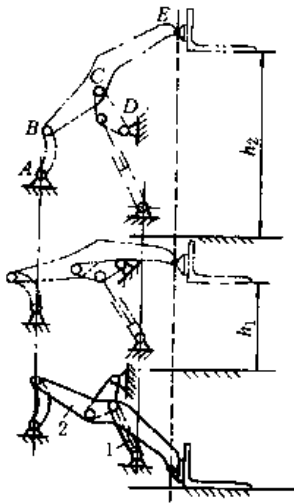


图 19-4-169 起重铲的垂直升降机构

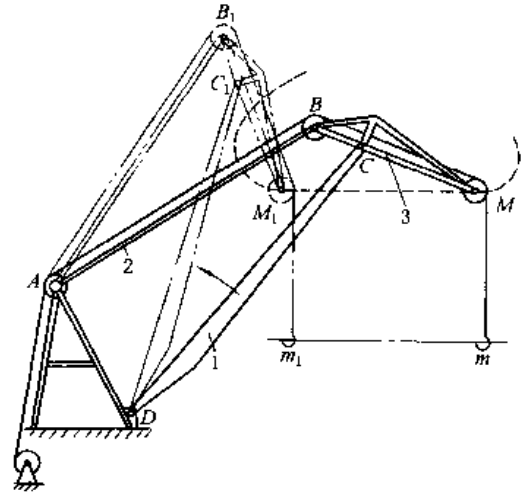


图 19-4-170 起重机变幅机构

图 19-4-170 为起重机结构, 取 $BC = 0.27AB$, $CM = 0.83AB$, $CD = 1.18AB$, $AD = 0.64AB$, 当主动件 AB 绕 A 转动到 AB_1 位置时, 象鼻梁 3 上的 M 点作近似直线移动到 M_1 点, 吊钩 m 同样移动到 m_1 。

图 19-4-171a, 齿轮 1 的节圆直径等于齿轮 2 的节圆半径, 齿轮 2 作为固定机架, 齿轮 3、4 直径相等均与轴 6 用键连接, 齿轮 1、3、4 与转臂 5 铰接。当转臂 5 绕 O_1 转动时, 齿轮 1、3、4 作行星运动。铰接于齿轮 1 节圆上的销 7 沿齿轮 2 的直径作直线运动。采用固定内齿轮传动也能得到直线运动, 见往复运动机构(图 19-4-40)。

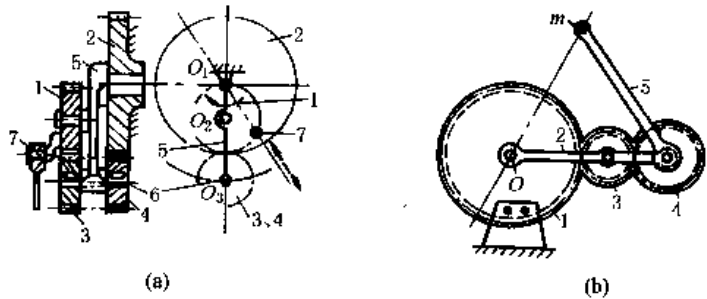


图 19-4-171 齿轮传动的直线机构

图 b, 齿轮 1 为固定机架, 其中心 O 铰接转臂 2, 齿轮 3、4 与转臂 2 铰接, 齿轮 4 的节圆直径等于齿轮 1 节圆半径, 与转臂 2 等长的摆臂 5 与齿轮 4 固联。当转臂 2 绕 O 转动时, 摆臂 5 的端点 m 在齿轮 1 的直径上作往复直线运动。

图 19-4-172a, 构件 2、3、4、5、6、7 和机架组成两个平行四边形, 在边长为 b 的正方形导向框架 2 内有一等宽凸轮 1 (由四段圆弧组成, 即 R_1 、 R_3 、 R_2 、 R_3), 当凸轮绕固定点 O_2 顺时针方向转动时, 框架 2 上的 M 点, 作边长为 $a = \frac{b}{1+\sqrt{2}}$ 的正方形轨迹。设 t_1 、 t_2 、 t_3 为钻头的三个刀刃, 它们组成一个等边三角形, 其边长 $r = a$, 若钻头与等宽凸轮一起固连在钻杆上并绕固定点 O_1 转动, 则刀刃将在与框架 2 底板固联的工件 (图中未示出) 上钻出边长为 a 的正方形孔。根据所需的边长 a , 可求出其他尺寸:

$$R_1 = \frac{a\sqrt{2}}{2}, R_2 = \frac{a(2+\sqrt{2})}{2}$$

$$R_3 = b = a(1+\sqrt{2})$$

图 b, 长 r_x 的转臂 1、2 分别绕 O_1 、 O_2 转动 (其中一个为主动), 使节圆半径均为 r_3 的行星齿轮 3、4 绕尺寸相同的固定内齿轮 5、6 作行星运动。拨杆 7 铰接于行星齿轮 3、4 上的 A 、 B 点, $AB = O_1O_2$, 且 $O_3A = O_4B = r_x$, 则拨杆上任意点都随行星齿轮作近似方形轨迹运动。实现此轨迹的机构尺寸为 $r_x = 3r_3 = 6r_0$ 。正方形的边长 $a = 7\sqrt{2}r_0$ 。这种机构在送料机构中有应用。

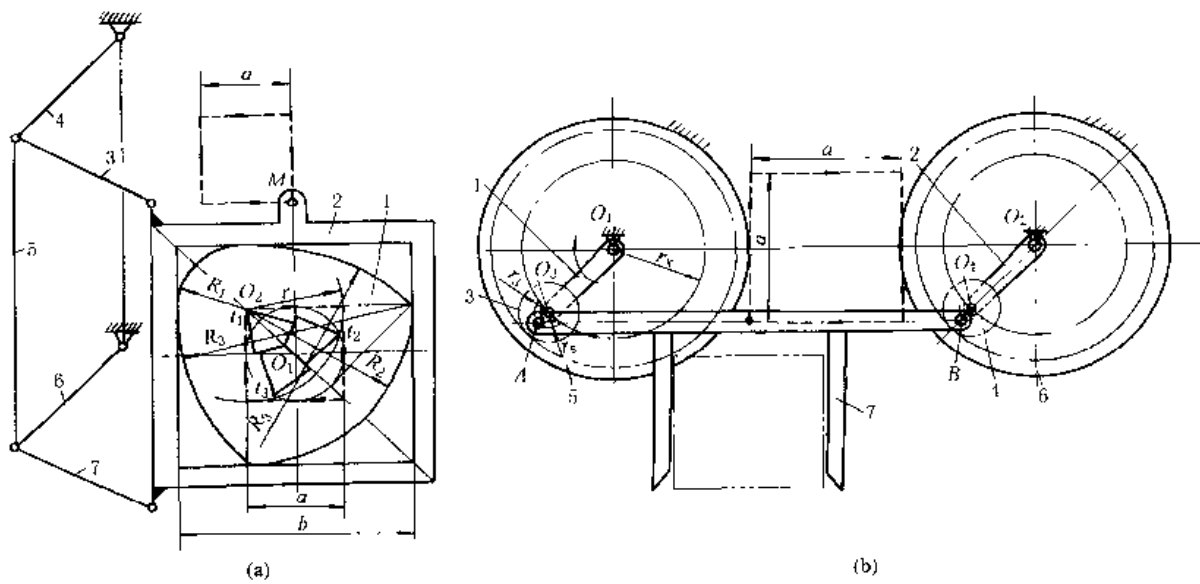


图 19-4-172 方形轨迹机构

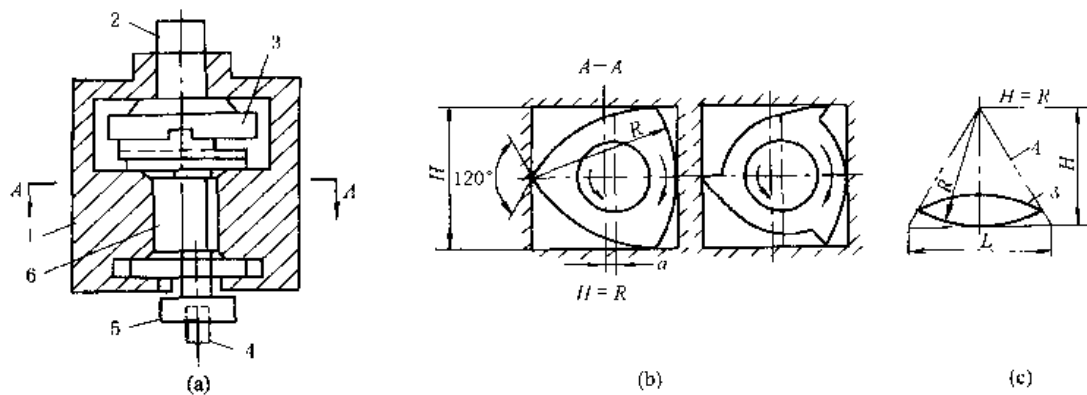


图 19-4-173 加工方孔钻的结构

图 19-4-173a, 主轴 2 通过十字沟槽联轴器 3 驱使三棱柱杆 6 在机座 1 的方孔内绕方孔中心以半径 a 作圆周运动, 三棱柱中心公转的方向与三棱柱沿方孔内边滚动方向相反, 三棱柱 6 通过卡盘 5 带动三角钻头 4 重演三棱柱 6 与方孔之间的相对运动关系, 加工出方孔。三棱柱和三角钻头的尖角均为 120° , 如图 b 所示。此法加工出的正方形直角处出现一圆角, 圆角半径约为正方形孔边长的 0.15 倍。

如将机座 1 的方孔改作成正三角形孔, 钻头改成双棱弧形钻, 则可加工出正三角形孔 (如图 c); 如将机座 1 的方孔改作成正六方形孔, 钻头改成五边形钻, 则可加工出正六方形孔。

如图 19-4-174a, 刀盘卡紧在车床的车头上, 工件装在工件卡盘上, 而工件卡盘装在可作纵向移动走刀的车床拖板上。如果在刀盘上对称安装两把车刀, 加工时使刀盘转速比工件转速快一倍, 且两者转向相同, 这样刀具就能将工件切削出近似的正方形的外表面。

为了使刀盘与工件转向相同且转速差一倍, 在两轴间增加一套齿轮, 设 $z_1 = z_2 = 24$, $z_3 = 48$, 则:

$$i_{13} = \frac{n_{II}}{n_I} = (-1)^2 \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = \frac{48}{24} = 2$$

如图 b, 若把工件和刀具间的相对运动看成工件固定不动, 而刀盘中心 O_1 以工件的转速绕工件中心 O 反方向转动, 同时刀盘还绕自己的中心 O_1 以比工件快一倍的转速转动, 那么刀盘上刀具的刀尖就在工件表面上形成椭圆轨迹, 两把车刀的刀尖在工件表面上切出两个轴线互相垂直的椭圆, 其长轴为 $A + R$, 短轴为 $A - R$ 。切削后的工件轮廓 $CDEF$ 就是由四段椭圆弧线所组成的近似正方形。当加大刀盘半径并减小刀尖与工件中心 O 的距离, 则椭圆很扁, $CDEF$ 就愈接近正方形。

如果在刀盘上安装三把车刀，彼此夹角为 120° ，就能切削出正六边形的工件。

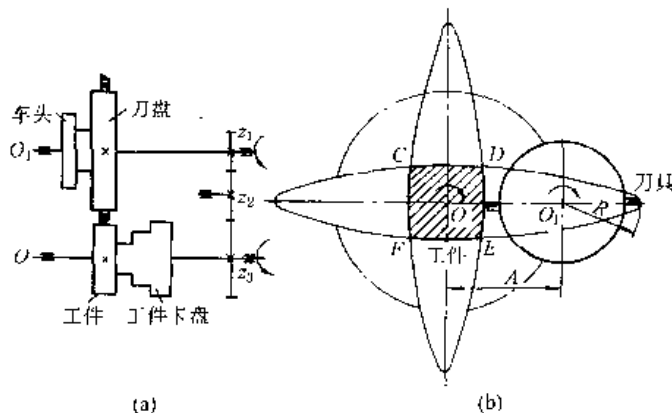


图 19-4-174 车削正多边形工件的机构

图 19-4-175 中，双联凸轮 1 和 1' 绕 O 轴转动，送料台 2 沿近似矩形轨迹运动。其动作过程如下：

送料台 2 上升（下降）时，滚子 H 处于凸轮 1' 的圆弧部分，杆 HIJ 不动，而滚子 A 在凸轮 1 的上升（下降）曲线的作用下，向右（左）摆，通过平行四边形机构 BCFE 及其延伸杆 CD 和 FG 将 2 举起（放下），这时，杆 KJ 绕 J 点上摆（下摆），因此送料台 2 运动轨迹的上升（下降）部分是一圆弧。送料台 2 水平向右（左）移动时，滚子 A 处于凸轮 1 的圆弧部分，机构 ABCDEFG 静止不动，而滚子 H 处于凸轮 1' 的上升（下降）曲线部分，杆 HIJ 绕 I 点作顺（逆）时针方向摆动，杆 JK 推（拉）2 向右（左）移动。

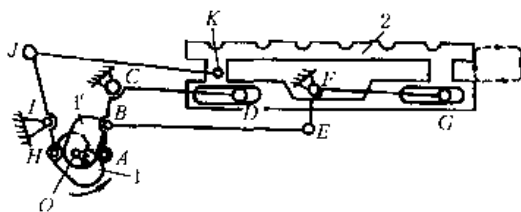


图 19-4-175 近似矩形送料机构

图 19-4-176 为圆珠笔装配线上的自动送进机构中所采用的双凸轮联动机构。主动轴 I-I 上的盘状凸轮 2 控制托架 3 上、下运动，从而将圆珠笔 5 抬起和放下，端面凸轮 1 及推杆 6 控制托架 3 左、右往复移动，从而使圆珠笔 5 沿着矩形轨迹 K 运动，将笔杆步进式地向前送进。

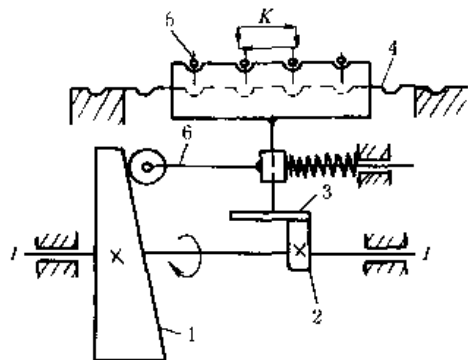


图 19-4-176 双凸轮步进送进机构

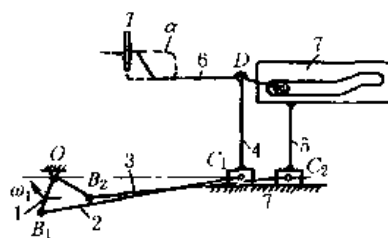


图 19-4-177 凸轮-连杆组合推包机构

图 19-4-177 中，滑块 4 与推杆 6 铰接，滑块 5 上固联导槽 7，杆 6 端部的滚子可在导槽中运动。当曲柄 OB_1 、 OB_2 绕 O 回转时，推杆 6 端部的推板 T 的轨迹 α 为近似矩形。此机构在饼干包装机的推包机中有应用。

图 19-4-178 中，主动偏心轮 1 通过推杆 2、杠杆 3、推杆 4 和推杆 5 来控制砂轮 6 的轴心位置，使其按椭圆轨迹运动，其轴心方程为：

$$x_2 = e \cos n\varphi$$

$$y_2 = \frac{b}{a} e \sin n\varphi$$

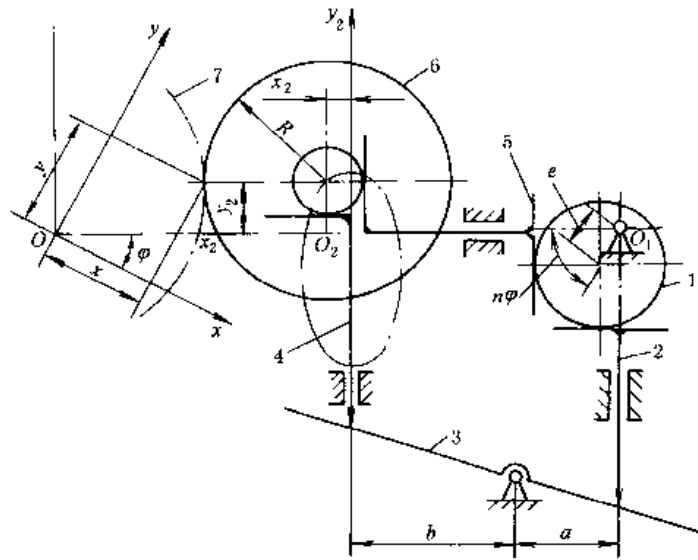


图 19-4-178 磨削非圆零件机构

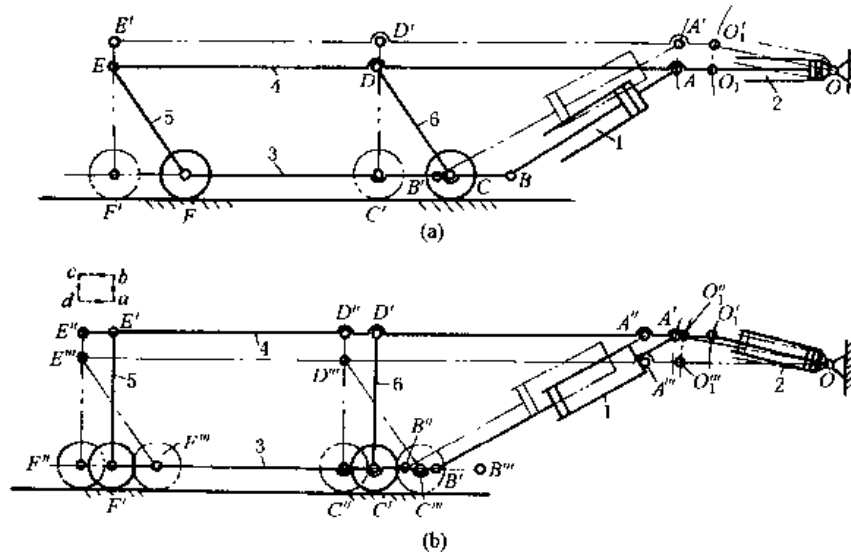


图 19-4-179 油缸驱动步进送料机构

图 19-4-179 所示为油缸驱动步进送料机构。其动作如下：①油缸 2 的活塞杆不动，油缸 1 的活塞杆外伸时，使油缸 2 绕 O 点上摆，横梁 4 沿弧线 $\widehat{O_1O_1'}$ (轨迹线 \widehat{ab}) 上升，底盘 3 及车轮向左水平移动，油缸 1 及连杆 5、6 均作包含有顺时针方向转动的平面复合运动，使机构到达 $OO_1A'B'C'D'E'F'$ 位置 (图 a)；②油缸 1 的活塞杆不动，油缸 2 的活塞杆外伸，使横梁 4 连同整个小车向左水平移动 (轨迹线 bc)，这时机构位置为 $OO_1A'B'C'D'E'F'$ (图 b)；③油缸 2 的活塞杆不动，油缸 1 的活塞杆缩回，这时，缸 2 绕 O 点摆回，横梁 4 沿弧线 $\widehat{O_1'O_1''}$ (轨迹线 \widehat{cd}) 下降，底盘 3 及车轮向右水平移动，缸 1 及连杆 5、6 均作包含有逆时针方向转动的平面复合运动，这时，机构到达 $OO_1A''B''C''D''E''F''$ 位置 (图 b)；④油缸 1 的活塞杆不动，油缸 2 的活塞杆缩回，横梁 4 连同整个小车向右水平返回原位 (轨迹线 da)，即回到 $OO_1ABCDEF$ 位置 (图 a)，完成一次运动循环。

这样利用两个油缸交替动作使横梁按 $abcd$ 的轨迹运动，以便运送物料。轧钢厂运送钢卷的步进梁采用了这种机构。

图 19-4-180a，机架 1 上有直交的沟槽，其内滑块 2、3 分别组成移动副，滑块分别与杆 4 铰接。当滑块 2、3 在槽内移动时，杆 4 上除 AB 中点 M 画出以 O 为圆心， OM 为半径的圆 a 外，杆上其余各点均为椭圆轨迹，如 β 。设杆 4 上 $AC = a$ ， $AB = b$ ，杆的倾斜角为 φ ，则 C 点在坐标系中的坐标为：

$$x = b \cos \varphi + a \cos \psi$$

$$y = a \sin \varphi$$

C 点轨迹的椭圆方程为：

$$\frac{x^2}{(a+b)^2} + \frac{y^2}{a^2} = 1$$

销 A、B 间的距离可调节，以变更长、短半轴的长度，因而可得到不同大小的椭圆。

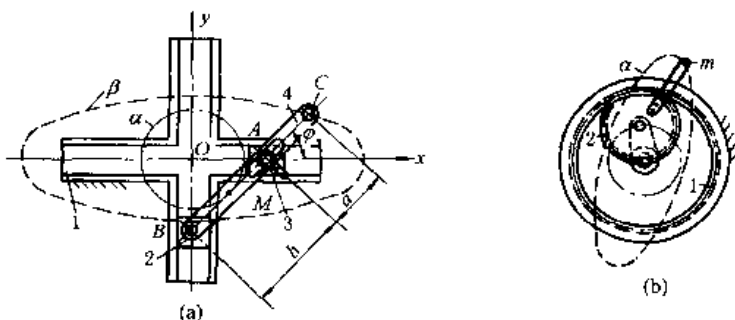


图 19-4-180 椭圆仪机构

图 b，齿轮 2 沿固定内齿轮 1 作行星运动，齿轮 2 节圆直径等于齿轮 1 的节圆半径。当齿轮 2 作行星运动时，其上节圆外的一点 m 的运动轨迹为椭圆 α 。

椭圆仪机构除用于解算装置，绘椭圆曲线外，尚用于仪表及夹具的增力装置。

图 19-4-181 中，曲柄 AB 回转时，连杆 BC 上的 E 点形成图示轨迹，采用两套相同尺寸的曲柄摇杆机构，将它们连杆上的相应点 E、E' 与输送机的推杆 1 铰接，这样，主动曲柄 AB 的回转可带动推杆按 E 点轨迹平动，利用轨迹上部近似水平段推送固定导杆 2 上的工件。

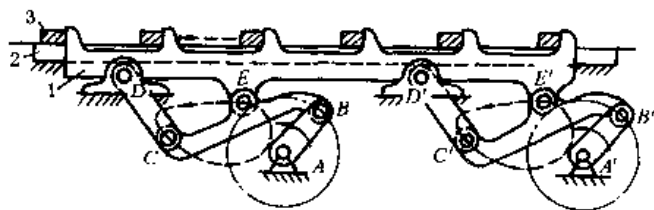


图 19-4-181 连杆送料机构

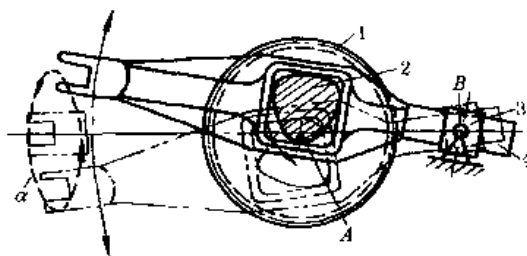


图 19-4-182 偏心凸轮与连杆组合送料机构

图 19-4-182 中，与齿轮 1 固联的偏心凸轮 2 绕 A 点转动时，使摆动导杆 4 在摇块 3 中绕 B 点摆动，导杆 4 左端的开口叉按图示轨迹 α 运送物料。此机构也可用于电影机的抓片机构。

图 19-4-183 所示为振摆式轧钢机构，由上下对称的两个五杆机构组成，1、4 为主动曲柄，5 为支承辊，6 为工作辊。当 1、4 转动时，工作辊的中心 F 按轨迹 α 曲线运动，并对钢材进行轧制。工作辊在不同位置时的包络线即为钢坯开口处的形状 mm。轧辊与钢坯开始接触点处的咬入角 β 宜小，以减轻送料辊的载荷，直线段 L 宜长，使钢材表面平整。当机构各构件长度不变，仅改变两主动曲柄的转速，即可使杆 2 上点 F 的轨迹 α 及工作辊的包络线 mm 发生变化，使轧制钢坯的开口度相应地增加或减小。这样，当无专门的压下装置时，可轧制规格范围变化不大的各种轧件。

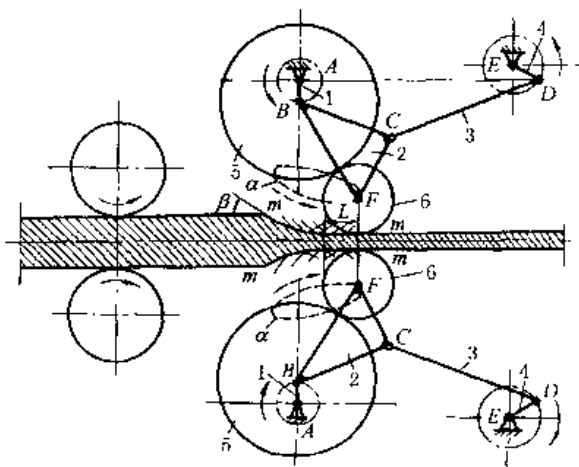


图 19-4-183 振摆式轧钢机构

图 19-4-184 中，齿轮 1、2 分别绕定轴 O_1 、 O_2 转动，两轮相互啮合，齿轮 1 与连杆 6 组成回转副 A，齿轮 2 与连杆 7 组成回转副 B，连杆 6、7 组成回转副 C。在连杆 6、7 上分别固接有和面爪 3、4，其伸出长度可以调节。各构件间尺寸关系为：两齿轮的尺寸相同； $AC = BC$ ； $O_1A = O_2B$ 。在机构初始位置， O_1A 、 O_2B 和 O_1O_2 共线，且在相反方向转动。

和面爪 4 相对于连杆 7 可以固定在不同位置, 构件 5 为盛面缸, 可绕自身轴线转动。当齿轮 1 绕定轴 O_1 转动时, 和面爪 3、4 上的 D 、 E 点分别描绘出轨迹曲线 d 和 e , 可满足和面要求。

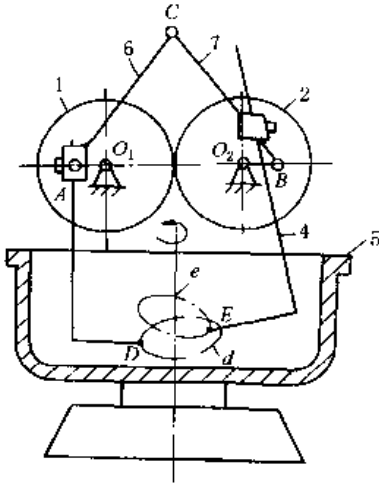


图 19-4-184 和面机用齿轮连杆机构

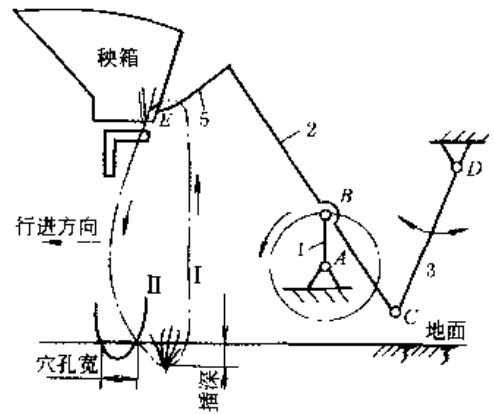


图 19-4-185 水稻插秧机构

图 19-4-185 中, 连杆 2 上固接着插秧爪 5, 工作时要求插秧爪模拟人手动作, 从秧箱中取出秧后插入土中。插秧爪 5 从秧箱中分秧时走的轨迹要近似圆弧, 以便插秧爪顺利分秧和取秧可靠; 要求插秧爪入土后到插深位置时稍向后运动, 出土时, 渐成垂直走向, 以保证不将插好的秧苗重新带出。

14 安全保险、制动装置

图 19-4-186 中, 轮 1 主动, 盘 6 从动, 过载时销 5 被剪断, 1 和 6 间产生相对转动, 2 离开凹窝被转动, 使其上的销 4 抬起 (处于半径为 R 的圆周上) 碰撞开关 3 而停车。

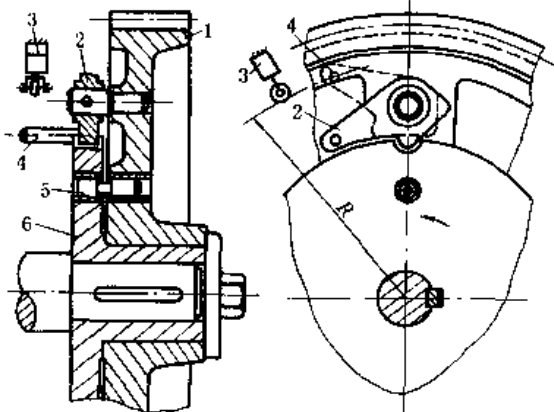


图 19-4-186 剪切销保险装置

图 19-4-187 中, 连杆 AB 由 4、6 两杆铰接于 C 处, 并用螺栓 5 固联, C 点不在 AB 线上, 过载时螺栓 5 断裂, 并及时发出信号停车, 保护其他杆件不受损坏。

图 19-4-188 中, 带动承载的齿轮 4 和套 3 以爪式离合器相接, 在 3 的左端隔 180° 配有 V 形槽与滚子 2 接合, 2 装在主动轴 1 上, 过载时 V 形槽斜面与滚子 2 相互作用将 3 和 4 推向右边, 在转过 180° 后, 3 上的 V 形槽对准滚子, 则 3 在弹簧的作用下向左移与 2 接合, 齿轮 4 仍停留在右侧, 4 脱离 3。轮 4 要重新转动时, 必须将其左移使它和 3 接通。

图 19-4-189 为锻造操作机钳杆旋转机构的过载保护装置。当锻件被送进砧上、上砧突然压住旋转着的锻件时, 摩擦盘 2、3 打滑, 可以防止原动机 1 过载, 造成钳杆旋转机构损坏。

机构通过齿轮 4 输出, 碟形弹簧 5 可调整摩擦力矩的大小。

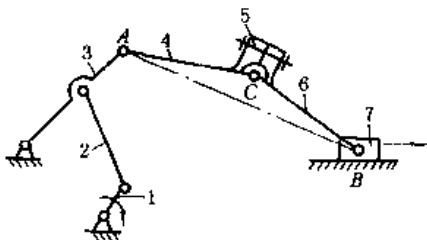


图 19-4-187 加压机的保险装置

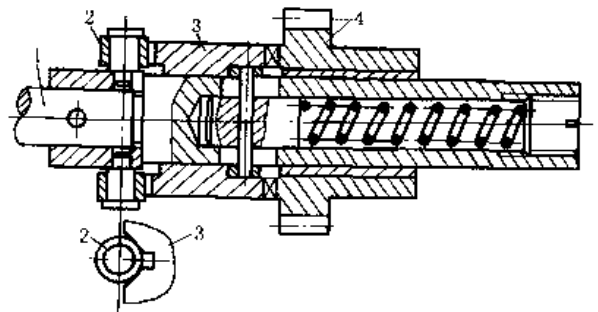


图 19-4-188 爪式保险离合器

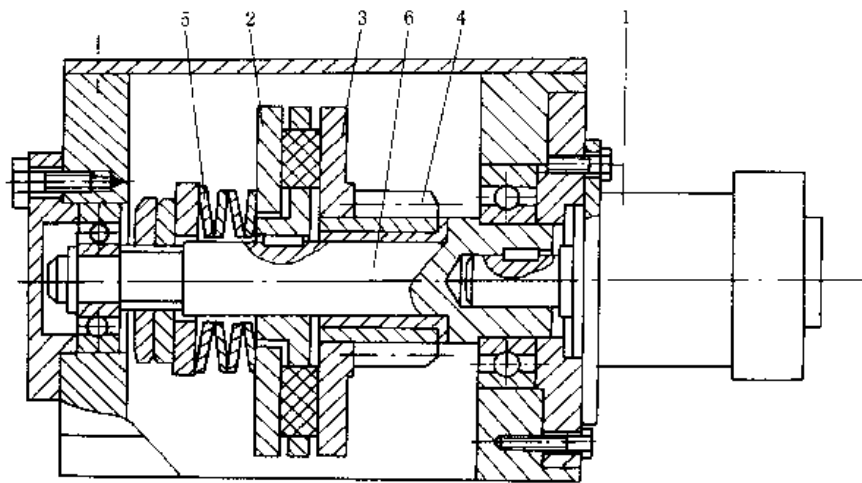


图 19-4-189 摩擦式过载保护装置

图 19-4-190 中, 主动带轮 1 通过套筒 6 活套在轴套 5 上, 带轮通过摩擦片 7 和 8、5 端面间的摩擦力带动轴 2。过载时, 摩擦面间打滑, 起保险作用。摩擦面间的压力是由碟形弹簧 9 产生的。摩擦面也可做成锥面, 以增大接触面间的正压力。用螺母 10 调整压紧力的大小, 可改变极限力矩值。图中 3 是键, 4 是螺钉。

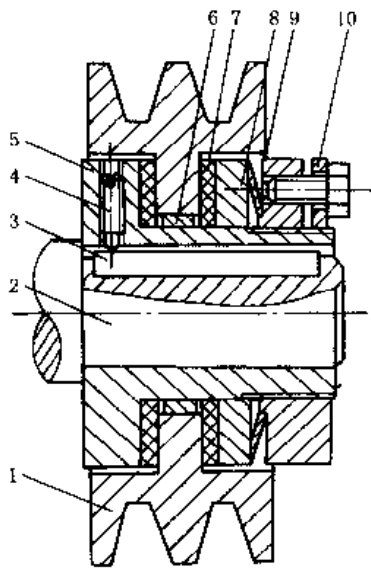


图 19-4-190 平面摩擦保险离合器

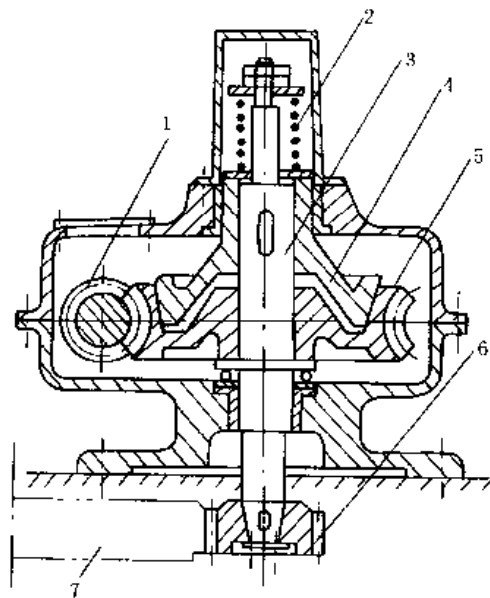


图 19-4-191 极限力矩联轴器超载保护装置

图 19-4-191 中, 超载时, 摩擦盘 4 打滑, 防止烧坏原动机。机构是由原动机带动蜗杆 1, 驱动蜗轮 5, 通过摩擦盘 4 和主轴 3 传动齿轮 6、7 输出。弹簧 2 可调节摩擦力矩的大小。

图 19-4-192 中, 主动套 1 通过钢球 2 带动方柄丝锥 3, 过载时, 丝锥方柄将钢球 2 推至孔中, 1、3 间打滑, 防止丝锥折断。螺钉用以调节弹簧压力, 以调整极限扭矩。

图 19-4-193 中, 主动盘 1 和从动盘 2 都装有滚珠, 由于弹簧 4 推力的作用, 主动盘和从动盘的滚珠相啮合。套筒 3 用键与轴联接, 同时用滑键与从动盘 2 相联。螺母 5 用来调整弹簧压力, 当传递的扭矩超过许用值时, 弹簧被压缩, 使从动盘 2 向右滑移。机构用于经常过载又需要安全的地方, 如机床的进给机构。

图 19-4-194 中, 主动曲柄 1 绕 A 转动, 带动摇杆 3 绕 D 点摆动, 此时 D 相当于一固定支座。过载时, 杆 3 的支点 D 压缩弹簧实现保护作用。

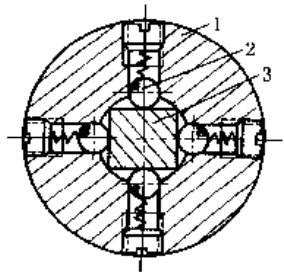


图 19-4-192 钢球保险器

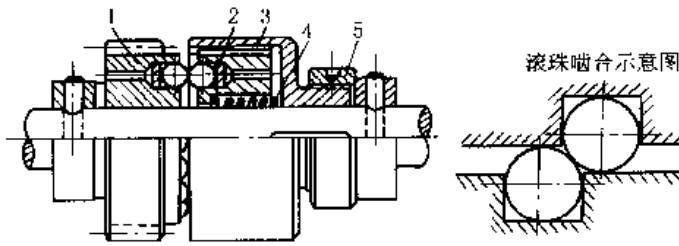


图 19-4-193 滚珠式安全联轴器

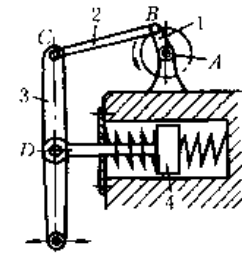


图 19-4-194 弹簧支座过载保险装置

图 19-4-195 为弹簧保险机构。正常工作时，如图 a，由主动杆 1 通过滑块 2、弹簧 3 带动杆 4、5 和棘爪 6，使棘轮 7 作单向间歇转动。过载时杆 1 通过滑块 2 压缩弹簧 3，并使销 a 由杆 8 的窄槽滑到凹口中，如图 b，此时，棘爪 6 被抬起，杆 5 的摆动不再带动轮 7。如在图示位置设行程开关 b，则杆 1 回程时碰撞开关 b，使电路断开，机构停止运动。

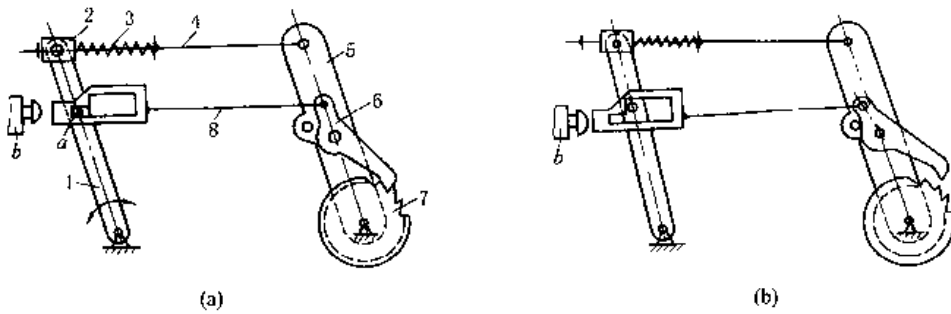


图 19-4-195 弹簧保险机构

图 19-4-196 中，1 是主动轴，5 是从动轴，如制动器 4 松开，则内齿轮 3 空转，轴 5 不动（由于轴 5 上有载荷，不易被带动）。拉紧制动器 4，则 3 不动，1 带动 5 转动。

图 19-4-197 中，曲柄 1 主动，摇块 3 与从动盘 5 铰接，带有重锤 4 的杆 2 可相对于 3 滑动。曲柄 1 转速不高时，盘 5 不动（由于盘 5 上有载荷），1、2、3 成为曲柄摇块机构。轴 1 转速增高到一定值后，4 的离心力有使 1、2 拉成直线的趋势，盘 5 被带动。若固结在从动盘 5 上的从动轴过载，盘 5 不动，又成为曲柄摇块机构。

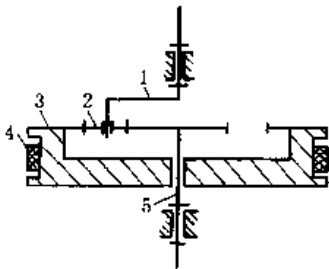


图 19-4-196 差动离合器

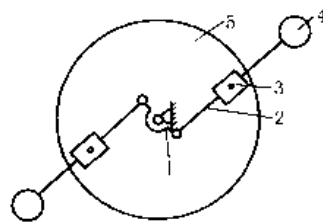


图 19-4-197 离心式保险离合器

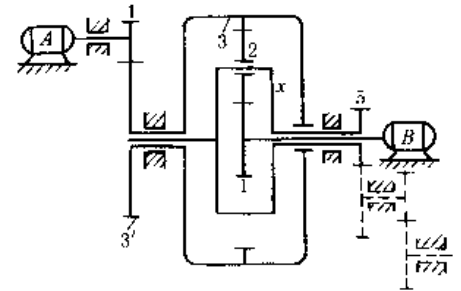


图 19-4-198 双电机驱动的提升机构

图 19-4-198 为双电机驱动的提升机构。工作时若一个电机发生故障，可通过电气保护将该电机制动，另一电机继续工作。可用于铸造吊车。通过轮 5 将运动输出，轮 5 的转速为

$$n_5 = \frac{n_B z_1 z'_3 - n_A z_4 z_3}{z'_3 z_1 + z_3 z'_3}$$

式中 n_A 、 n_B ——分别为电机 A、B 的转速。

图 19-4-199 为断纱自动停车机构。正常工作时，重量很轻的探测器 9 挂在纱 8 上，杆 7 被弹簧 6 拉紧，使铰链 A 相对固定，凸轮 1 作为发动机构，带动滑杆 10 左右移动。断纱时，探测器 9 下落到虚线位置，杆 10 向右运动受到阻碍，C 点不动，杆 11 迫使杆 7 转动，通过 5、4 推动停车执行机构 3，使离合器 2 脱开。从而使机器工作系统的主动轴 I 和从动轴 II 断开。

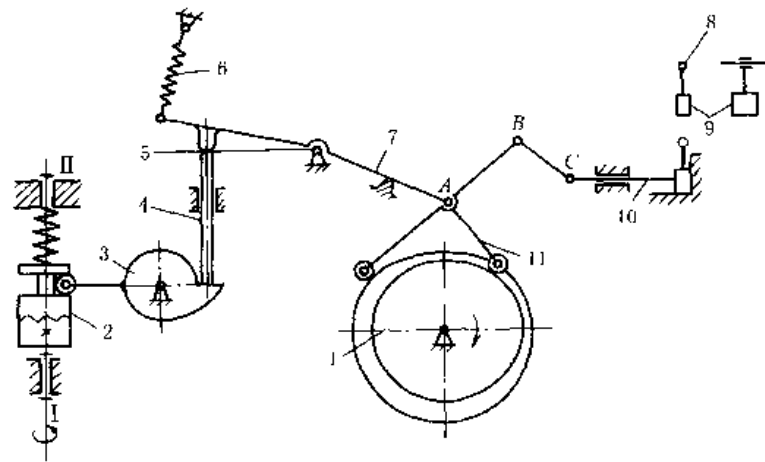


图 19-4-199 断纱自动停车机构

图 19-4-200 中，1 是可调长度的曲柄，2 上有线圈，3 为衔铁，当线圈中通电时，2、3 吸合，组成不变长度的连杆。断电时，2、3 可相对伸缩，曲柄 1 虽继续转动，但连接包装系统的齿条 4 和齿轮 5 仍保持不动。如果纸 7 和被包装物 10 中有一个没有被送到包装位置，则水银开关 12 或光电开关 6 (8 是光源) 中就有一个没有闭合，线圈中无电，包装系统停止工作。

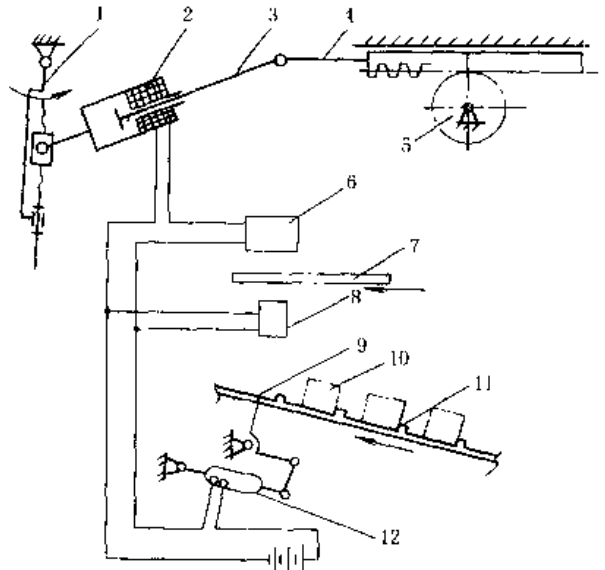


图 19-4-200 包装联动光电控制自动停车装置

图 19-4-201 中，具有左、右螺纹的螺杆 5 绕轴线 $x-x$ 转动，带动螺母 1 和 4 相向移动而缩短距离，使摇杆 2 和 6 分别沿顺时针和逆时针方向转动，从而带动左、右两闸块 a 制动轮 3。

图 19-4-202 中，制动块 1 被弹簧 2 驱动制动，液压缸电机通电时，推杆伸出使制动块松闸。

图 19-4-203 中，制动盘 1 用键固定于轴 3 上，在该圆盘与箱体 4 之间的孔腔内充满液体，其液力影响作用于轴 3 上的制动力矩。

图 19-4-204a 为盘式制动器的安装简图。制动缸 2 通过机架 3 成对布置在制动盘 1 的两侧。制动缸端部的摩擦块 4 对制动盘压紧产生制动。

图 b 为制动缸结构图。碟形弹簧 7 推动活塞 9 及顶杆 8，使制动摩擦块 2 压向制动盘 1。当 A 管通入液压油后，活塞 9 右移压碟形弹簧 7 而松闸。3 为缸体，4 为导引部分，5 为调整垫片，6 为磨损量指示器。

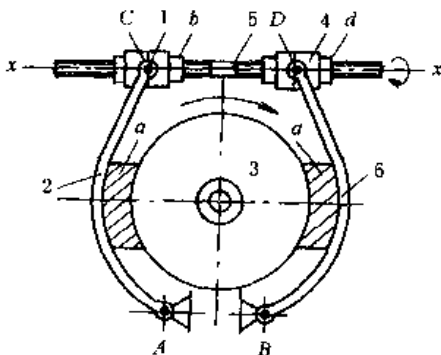


图 19-4-201 外抱块式制动器

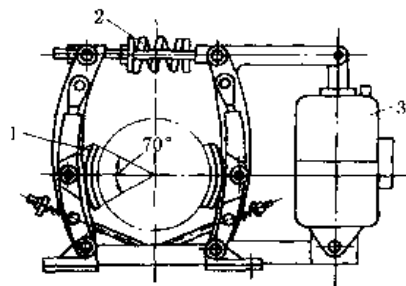


图 19-4-202 液压推杆块式制动器

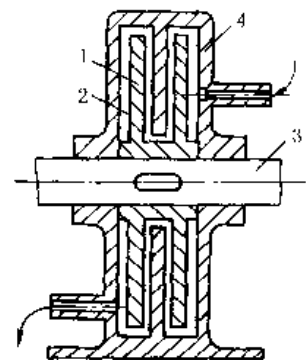


图 19-4-203 液力制动装置

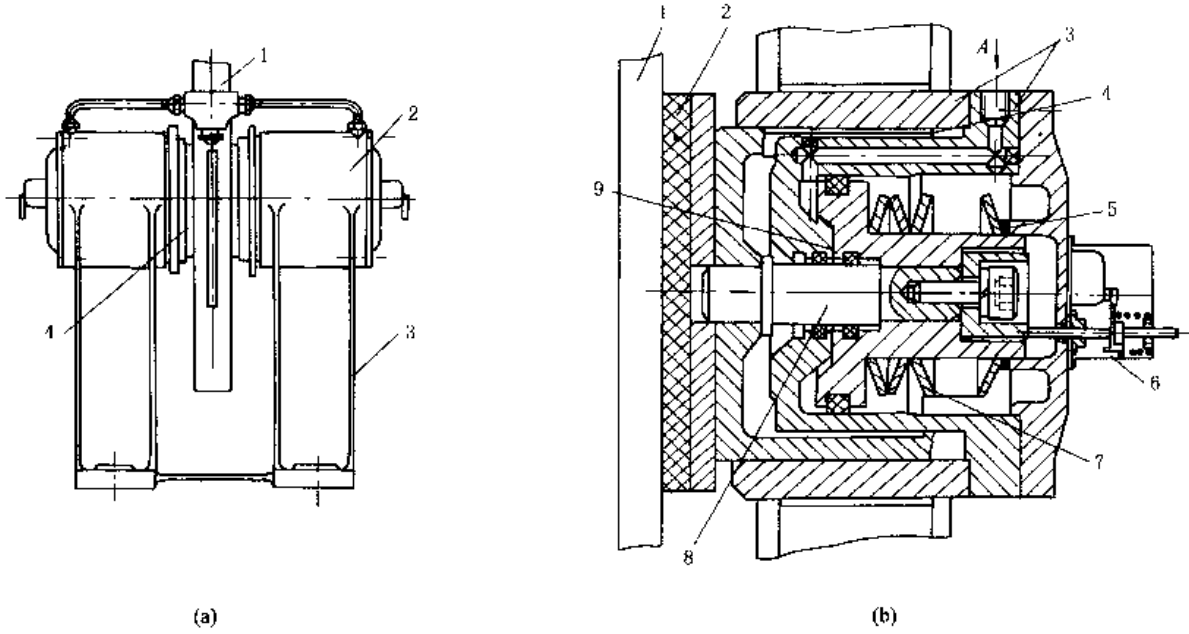


图 19-4-204 液压盘式制动器

磁粉制动器（图 19-4-205）是在内定子 1 与转子 7 之间充以磁粉 2，线圈 3 通电后，磁粉 2 在磁场的作用下（4 为磁路）形成磁粉链，对转子 7 产生制动力矩。转子与转动轴相连，定子 1 固定，6 为隔磁环，5 为导磁壳体。

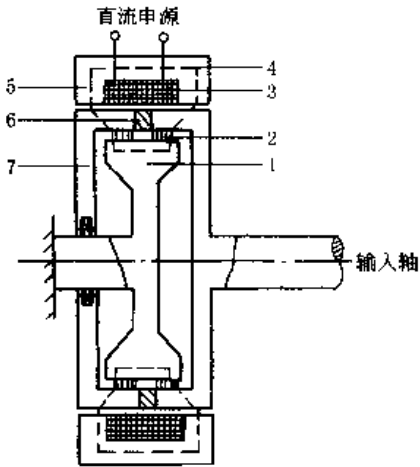


图 19-4-205 磁粉制动器

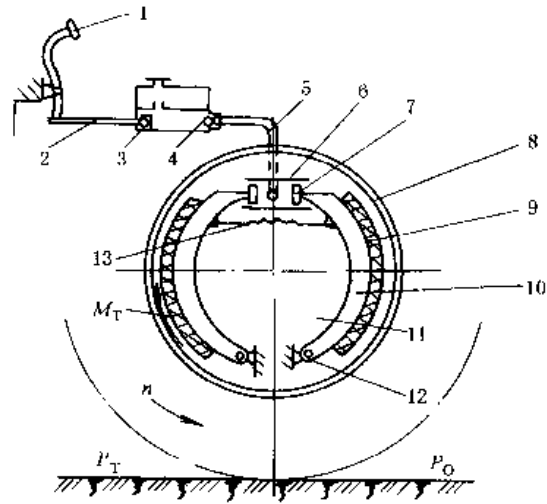


图 19-4-206 内张蹄式制动器

- 1—制动踏板；2—推杆；3—主缸活塞；4—制动主缸；5—油管；
- 6—制动轮缸；7—轮缸活塞；8—制动鼓；9—制动衬片；10—制动蹄；
- 11—制动底板；12—支承销；13—制动蹄回位弹簧； M_T —制动力矩；
- P_0 —车轮对地面作用向后的圆周力； P_T —地面对车轮作用向前反作用力

内张蹄式制动器（图 19-4-206）多用于汽车。汽车要减速制动时，踩下制动踏板 1，驱动主缸活塞 3 使制动缸 6 中的液压增高，使轮缸活塞 7 向外伸张，则制动蹄 10 上的制动衬片 9 对制动鼓 8 进行制动。

15 定位联锁机构

图 19-4-207 中，定位销 2 由弹簧使其进入转动件 1 的定位槽孔，而利用凸轮 3 使其退出。为防止定位销自动滑出定位槽，其楔角应满足自锁条件，即 α 应小于摩擦角，一般 $\alpha = 5^\circ \sim 7^\circ$ 。

图 19-4-208 中，转盘 3 逆时针方向转位时，由于斜面的作用，将定位销 1 由定位槽 A 中推出，而定位销 2 由凸轮 4 或其他机构控制使之由定位槽 B 中退出。转盘转位后，定位销 1 在弹簧作用下插入定位槽 A'，这时，另

一定位销 2 在弹簧作用下插入相应的定位槽 B'。双销定位比单销定位磨损小，精度高。

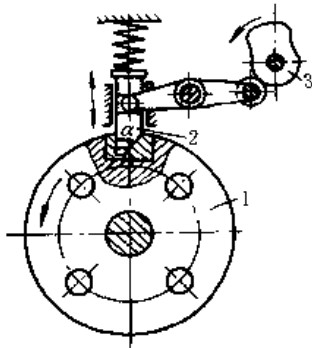


图 19-4-207 单销定位装置

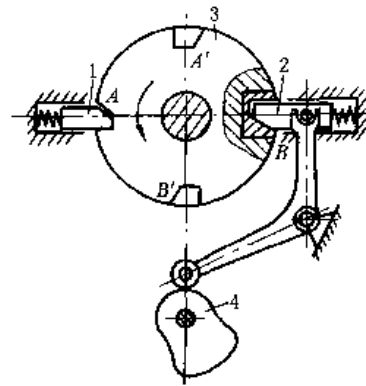


图 19-4-208 双销定位装置

图 19-4-209 中，在件 2 的不同半径的圆周上，设置有挡块 a、b、c、d，转动杠杆 1，使 1 上的 A 端处于不同半径的圆周上，则相应圆周上的挡块与 A 接触时盘 2 被定在这位置上。

图 19-4-210 中，钥匙 1 使上排弹子 7 和下排弹子 2 刚好接触在 3、5 的分界面上，此时 1 可转动，并带动 3 转动，3 的凸块拨动销子 4，将它插入门框体 5 的孔中。如将 1 拔出，则弹子 2、7 一起下落，7 将卡入 3、5 的分界面中阻止 3 转动，这样，就将 4 锁住。

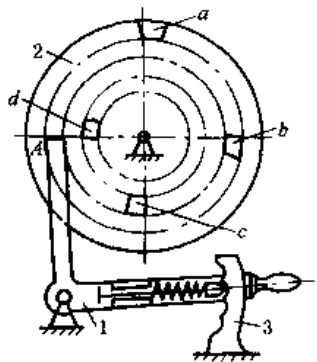


图 19-4-209 可调定位器

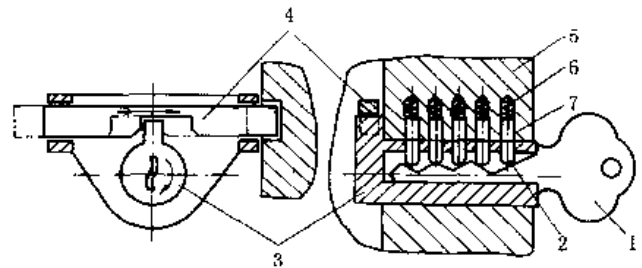


图 19-4-210 弹子锁结构

图 19-4-211a 中，轴 1、2 互相关联，移动其中一根轴，则另一根轴被锁住。如先移动轴 2，则 2 将钢球 4 向上推入轴 1 的凹槽中（图 b），这时，轴 1 被锁住不能动，反之，轴 1 先移动时可将轴 2 锁住。

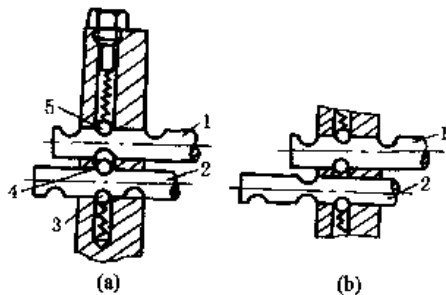


图 19-4-211 两轴移动联锁装置

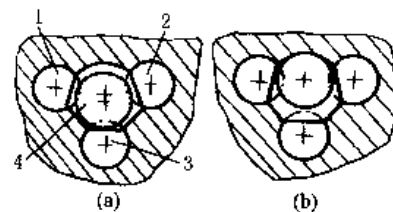


图 19-4-212 三轴移动联锁装置

图 19-4-212a 中 1、2、3 三根轴只能先移动一根，如先移动轴 3，则将钢球 4 推入 1、2 的槽中。图 b 表示 1、2 被锁住位置。

图 19-4-213a，轮 1 的圆弧面将锁杆 2 推入 3 的凹槽中时，轮 1 可转动，轮 3 被锁住，只有 1 的凹口对着锁杆 2 时，轮 3 才能转动，这时锁杆 2 推入轮 1 的凹口中，将 1 锁住。

图 b，一轮的凹弧与另一轮的凸弧相对时，凸弧的轮可以转动，而凹弧的轮被锁住，如图示为轮 1 被锁住。

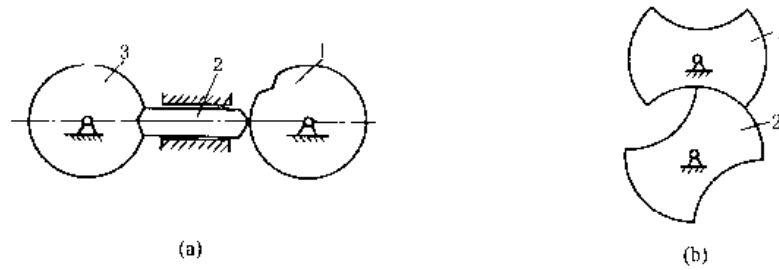


图 19-4-213 两转动轴的联锁

图 19-4-214 中，具有凹槽的定位盘 5、7 大小相同。齿轮 1、2、3、4 的齿数分别为 $z_1 = 50$ ， $z_2 = 150$ ， $z_3 = 50$ ， $z_4 = 50$ 。初始位置时，两盘槽口对准，定位齿 6 插入两盘的槽中定位，拔出定位齿后，定位盘 7 开始转动。若 7 转 1 转或 2 转，则 5 仅转 $1/3$ 或 $2/3$ 转，两盘的槽口仍相互错开，6 不能入槽口定位，只有当 7 转 3 转时 5 才转一转使两盘槽口对准，定位齿又插入槽中定位，所以盘 5 还可起计数的作用。

万能分度头要扩大原有分度孔板的分度数时，就可依上述原理使孔板与分度销盘间产生差速转动。

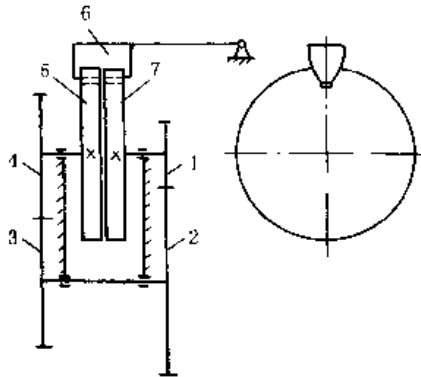


图 19-4-214 差速定位机构

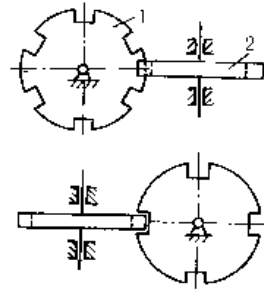


图 19-4-215 两垂直交错轴联锁

如图 19-4-215 所示，轮 2 被锁住，只有当轮 1 的凹口对着轮 2 时，才可能转动轮 2，锁住轮 1。

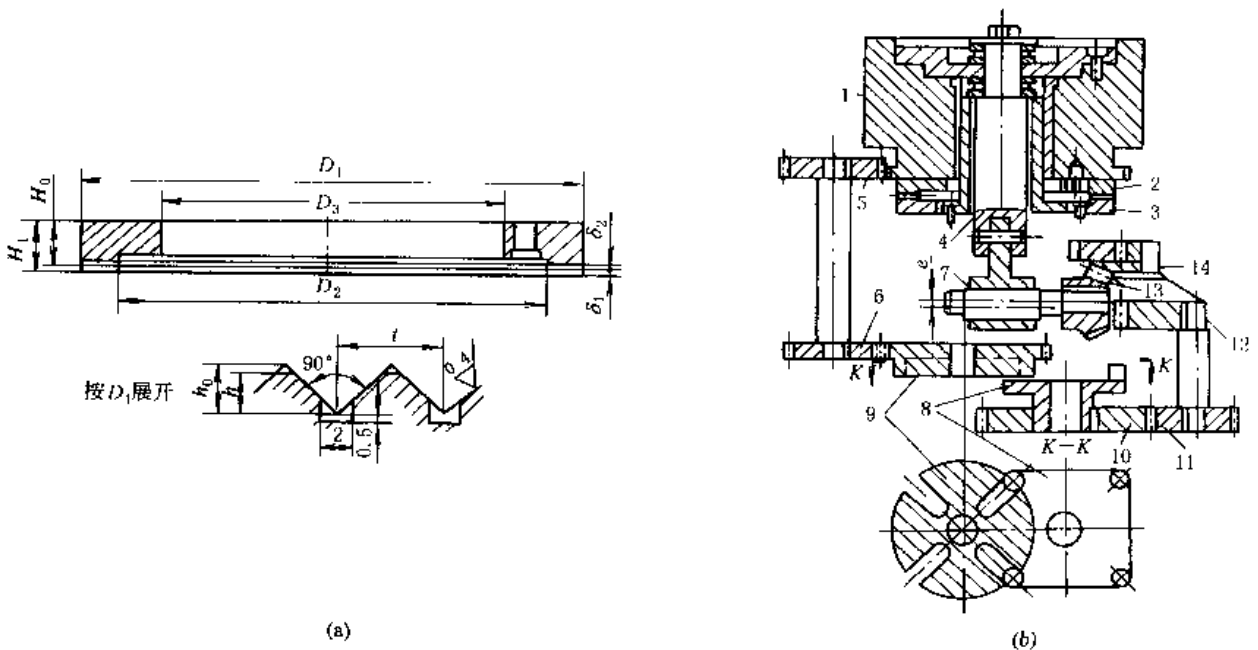


图 19-4-216 鼠齿盘定位机构

齿盘结构如图 19-4-216a 所示，牙齿断面形状是齿顶交角为 90° 的三角形齿，齿槽沿圆盘径向布置。两个齿盘的结构相同，一个固定在机座上，一个固定在转位盘上，两齿盘保持同心，如图 b 所示，上定位齿盘 2 固定在转位工作台 1 上，下定位齿盘 3 固定在机座上，工作台 1 需转位时，首先通过锥齿轮 13、14，偏心轴 7，连杆和滑动轴 4，使工作台 1 升高，使上、下定位齿盘脱离，然后，由齿轮机构 11、10，四销四槽槽轮机构 8、9 和齿轮 6、5 驱动工作台 1 转位，转位停止时，转动偏心轴 7，使工作台落下，上、下齿盘相互嵌合而定位。

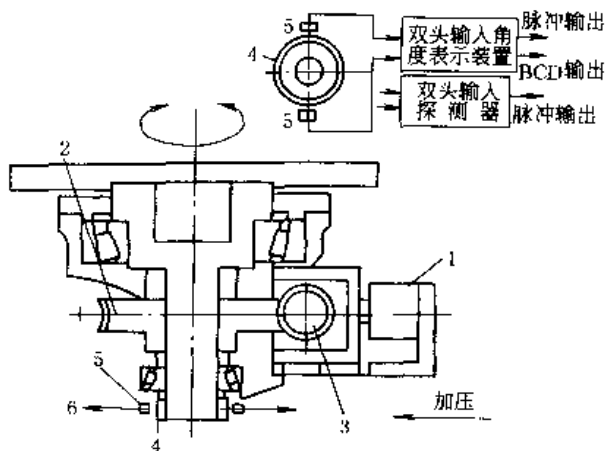


图 19-4-217 蜗轮和刻度盘组合转动定位机构

齿盘式定位机构的定位刚度和精度均较好。若要有较高的定位精度和刚度，则齿盘要精加工，工作齿面要进行研磨，欲使适应多种分度角的变化，可采用多对齿盘组成“差动式”定位装置。

图 19-4-217 所示为工业机器人水平转动部件，可作任意角度转动，往返定位精度 $\pm 4''$ （手臂长 500mm 时，顶端定位误差在 $\pm 0.01\text{mm}$ ）。该机构使用了由直流伺服电动机驱动的高精度蜗杆蜗轮副 3、2，同时应用液压缸 1 保证其经常为零齿侧间隙。采用交错控制方式，装有索尼公司生产的高精度回转刻度盘 MSE-3600。图中，4 为回转刻度盘，5 为检测头，6 为角度表示装置的输出。

16 伸缩机构

图 19-4-218 中，偏心环 2 偏心地（偏心距为 e ）与外管 3 固定在一起。偏心套 1 活套在偏心环 2 上，且上下两端卷边包住环 2（但不影响 1、2 间相对转动），套 1 的上端只须稍稍卷边，其下端卷边后的端面孔与外管 3 同心，孔径稍大于内管 4 外径。当旋转偏心套 1 时，内管随偏心套 1 下端面孔偏摆与外管楔紧实现联接。

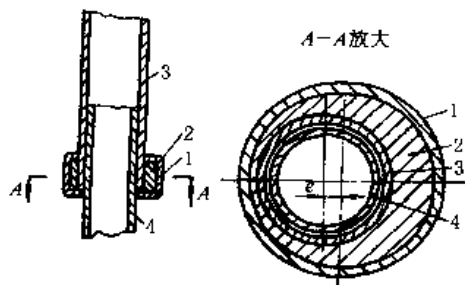


图 19-4-218 偏心套伸缩管

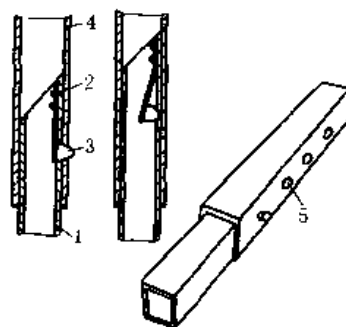


图 19-4-219 销钉伸缩套

图 19-4-219 中，内伸缩套 1 上固定有弹簧片 2，销钉 3 固定在弹簧片上，在外伸缩套 4 上有定距孔 5，调节销钉 3 使其在不同位置的孔中以实现伸缩。

图 19-4-220a，长度相等的支撑杆 AB 和 DC ，彼此铰接于中点 E ，滚轮 1、2 与支撑杆铰接于 B 、 D 点，可在上下平板的导槽中滚动，汽缸下部与下平板固联，活塞杆上部以球形头与上平面球窝于 F 点接触。通过升降汽缸 3 可使上平台垂直升降。这类剪式伸缩机构均为平行四边形机构的变形。

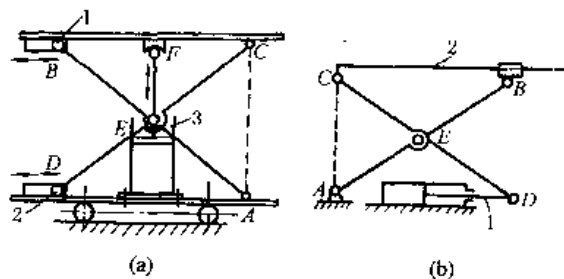


图 19-4-220 剪式升降平台

图 b，长度相等的支撑杆 A 、 B 和 C 、 D ，铰接于中点 E ，杆的 B 、 D 端分别与滑块及活塞杆 1 铰接，卧式油缸的活塞杆 1 使平台 2 垂直升降。

图 19-4-221 为由多个平行四边形铰接而成的剪式架，杆 1 上端与 A 铰接，杆 2 下端铰接滚子 B 可在垂直的导槽中滚动，伸缩架的右上端 C 与件 3 铰接，右下端滚子 D 紧贴件 3 的垂直面，并可上下滚动。这样，件 3 可在水平方向来回移动。这种多个平行四边形伸缩架能获得较大的

伸缩行程。

垂直升降的检修平台和仓库用升降台均应用了这种伸缩机构。

图 19-4-222 中，平行四边形机构 ABCD 用油缸驱动，活塞杆 1 的伸缩使平台 2 平移升降。

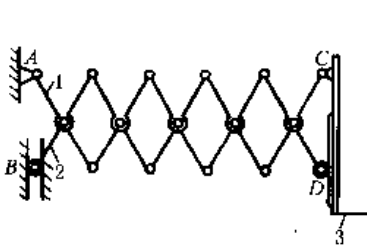


图 19-4-221 大行程剪式伸缩架

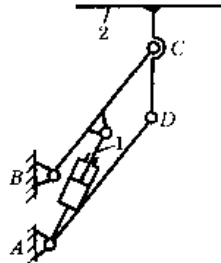


图 19-4-222 平移升降台

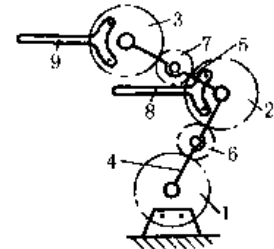


图 19-4-223 齿轮传动的平行升降台

图 19-4-223 中，齿轮 1、2、3、6、7 彼此啮合，其中心分别与转臂 4、5 铰接，齿轮 1 为固定机架，齿轮 1、2、3 的节圆直径相等。当转臂 4 转动时，与齿轮 2、3 固联的平行杆 8、9 作平行升降运动。

图 19-4-224 中，门架 1、2、3 借助多级油缸 4 伸缩，链条 5 的一端与链轮架 6 的 A 点固连，另一端绕过货叉 7 上的链轮 8 和链轮架 6 上的链轮 9 与油缸 4 的 B 点固联。当油缸的活塞杆外伸时，带动门架升高使货叉由最低位置升到最高位置。货叉 7 的导向架未在图中表示。

图 19-4-225 中，钢绳 11 的下端与滑架 5 的 a 点连接，另一端绕过固定架 2 上部的滑轮 3 与卷筒 1 缠绕，钢绳 10 的下端与滑架 7 的 b 点连接，另一端绕过滑架 5 上部的滑轮 4 与固定架 2 的 d 点连接，钢绳 9 的下端与滑架 8 的 C 点连接，另一端绕过滑架 7 上部的滑轮 6 与滑架 5 的 e 点连接。当顺时针方向转动卷筒 1 时，三个滑架同时外伸。反之，则同时缩回。

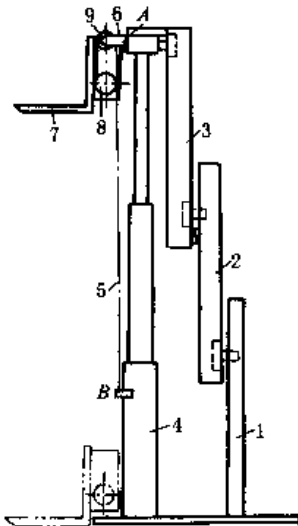


图 19-4-224 叉车三级门架伸缩机构

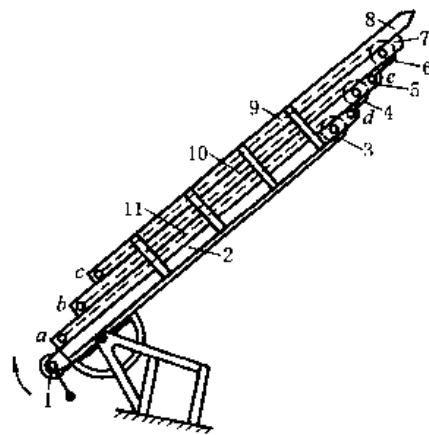


图 19-4-225 钢绳联动伸缩架

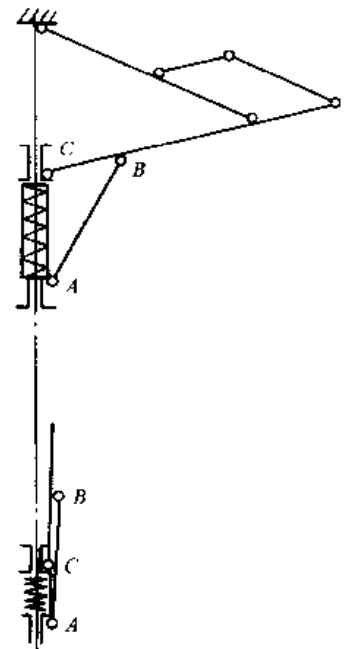


图 19-4-226 自动伞伸缩机构

图 19-4-226 为自动伞伸缩机构。中间伞杆由可伸缩的数节组成，利用弹簧将伞自动打开。压缩弹簧时伞架折叠缩短。

图 19-4-227 中，卷筒 1 上缠有两根钢绳，分别通过两侧滑轮 a、b、c、d、e 与上平台 5 连接，图中左侧是平台降下位置，右侧是平台升起位置。

图 19-4-228 为汽车升降平台，通过油缸使升降平台升降。

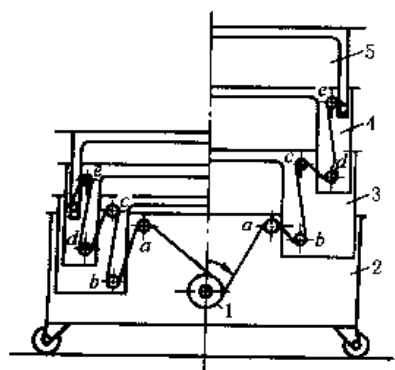


图 19-4-227 钢绳联动升降平台

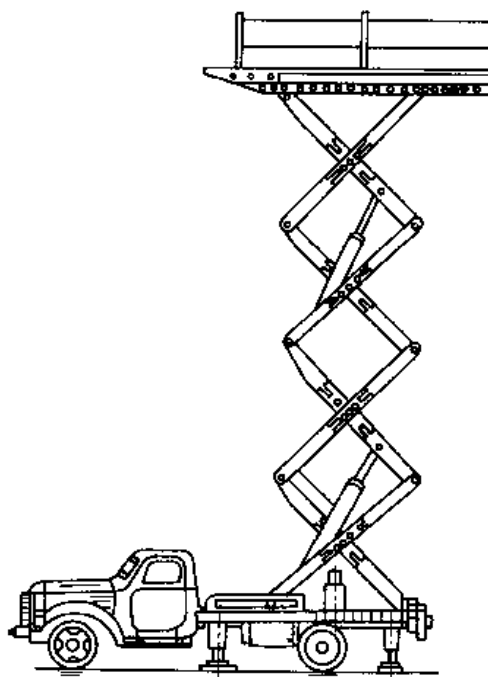


图 19-4-228 汽车升降平台

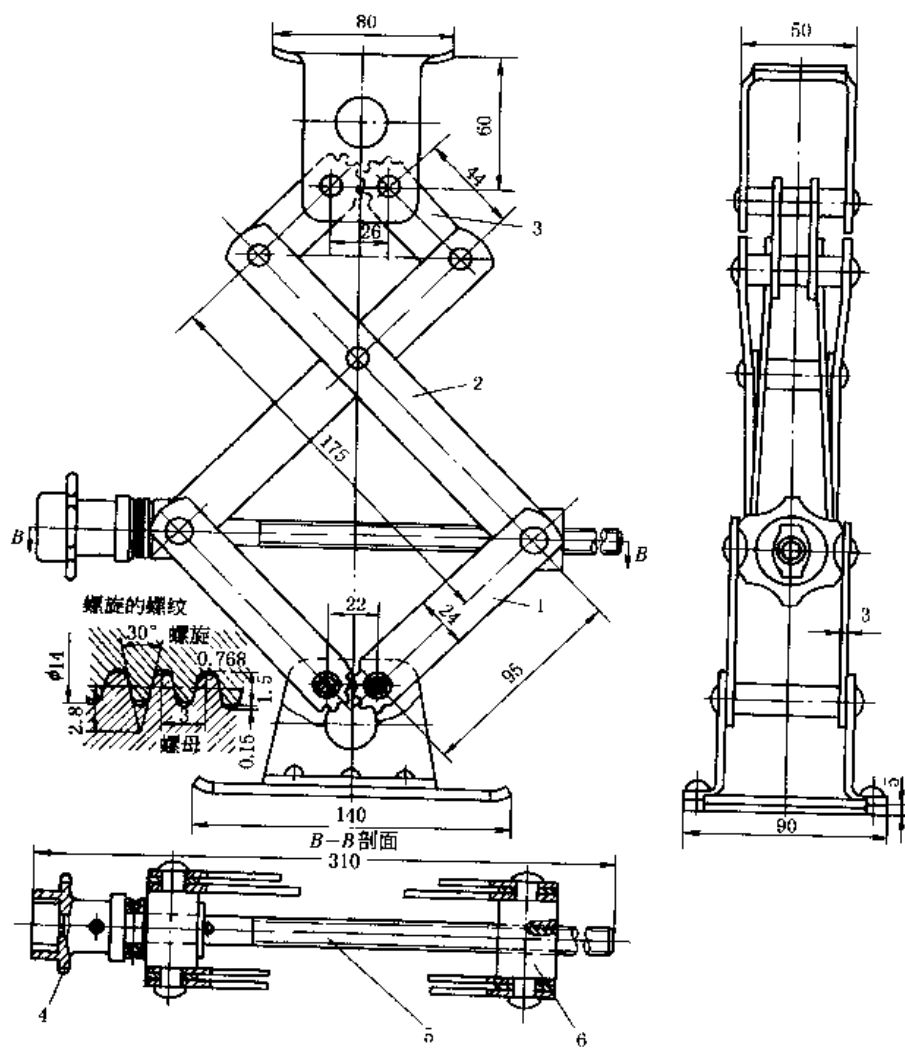


图 19-4-229 汽车千斤顶

图 19-4-229 中，转动插入螺旋头 4 的扳手，驱使螺旋 5 转动，于是螺母 6 开始沿螺旋轴线移动，使杠杆系 1、2 和 3 合拢或分开，从而使重物上升或下降。为了使杠杆系分合均等，杠杆 1 和 3 分别啮合。这种型式的千斤顶的特点是螺旋承受拉伸。

17 振动机构

图 19-4-230 所示为单质体振动机构，由主动曲柄 1 通过弹性连杆 2 带动单质体 m （料槽、管或筛）作往复摆动。由于在一次振动循环中摆杆 3 总是向左倾斜，所以物料向右运动。这种机构可用于物料的输送与筛分

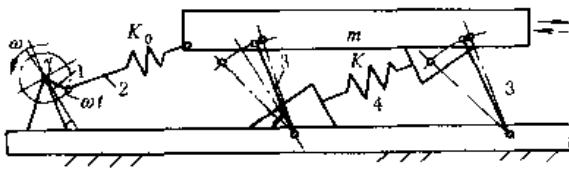


图 19-4-230 单质体振动机构

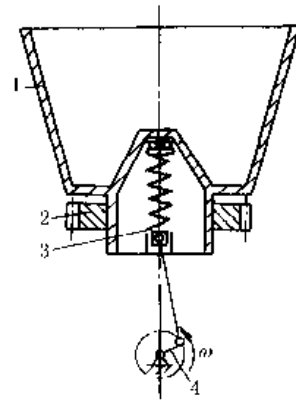


图 19-4-231 振动离心机构

图 19-4-231 中，齿轮 2 带动 1 转动，曲柄 4 通过滑块和弹簧使 1 产生垂直运动，因而 1 内的含水粒状物料沿内壁（带孔的钢板）上升，水从孔中分离出来。

图 19-4-232 所示为弹性连杆式螺旋垂直振动输送机。工作构件 4 为一垂直安装的螺旋形槽体，螺旋槽的下方沿圆周方向安装着倾斜布置的主振弹簧 3，弹簧的另一端固定于基础上，槽体 4 由水平偏心轴 1 及垂直安装的弹性连杆 2 驱动，由于在槽体与基础之间装有与主振弹簧相垂直的杆 5，因而槽体作垂直与扭转、振动叠加的组合振动。

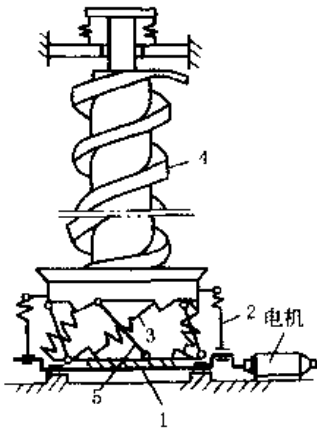


图 19-4-232 螺旋垂直振动输送机

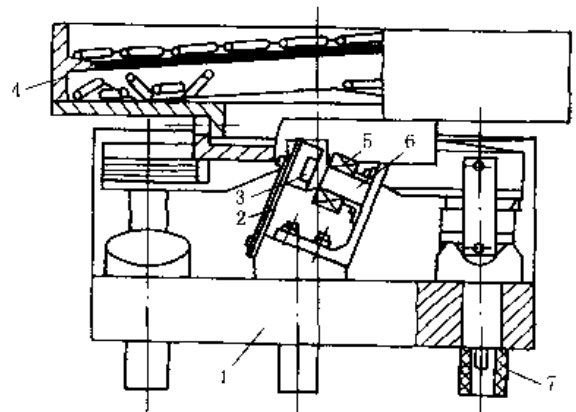


图 19-4-233 漏斗型电磁振动喂料机

图 19-4-233 中，沿圆周装有 4 个电磁激振器，每个电磁激振器均呈倾斜安装。由电磁激振器产生的电磁激振力强迫漏斗 4 及底座 1 产生垂直振动和绕垂直轴的扭转振动。图中 2 为板簧、3 为衔铁、5 为线圈、6 为铁芯、7 为橡胶减振器。振动频率通常为 3000 次/min，双振幅为 0.5 ~ 1.5mm。机器在近共振状态下工作。

图 19-4-234a 为插入式振捣器，由带有增速齿轮的电动机 7、增速器 4、软轴 3 和偏心式振动棒 1 所组成。电动机 7 通过增速器 4 和软轴 3，将动力传递给偏心轴 2 使振动棒 1 振动，用来振捣混凝土。在电动机轴 5 和增速器大齿轮之间有防逆转用的超越离合器 6。

图 b 为外滚锥行星高频振捣器，采用了行星增速原理，滚动体沿着不同直径的滚道（滚道大小可以更换）作滚动运动，造成质量不平衡的离心作用，使外壳 3 获得高频振动，其振动频率为：

$$f = \frac{n}{\frac{D}{d} - 1} \quad (\text{次/min})$$

式中 n ——滚动体驱动轴的转速, r/min;
 d ——滚动体直径, mm;
 D ——滚道直径, mm。

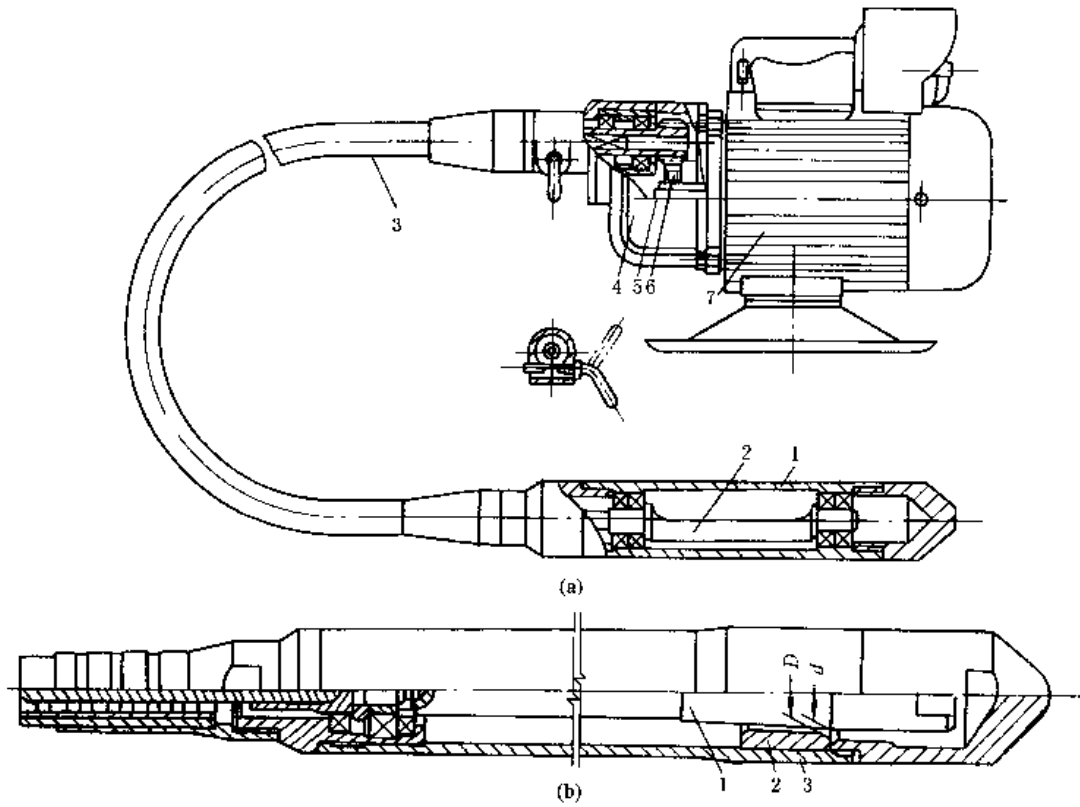


图 19-4-234 插入式振捣器

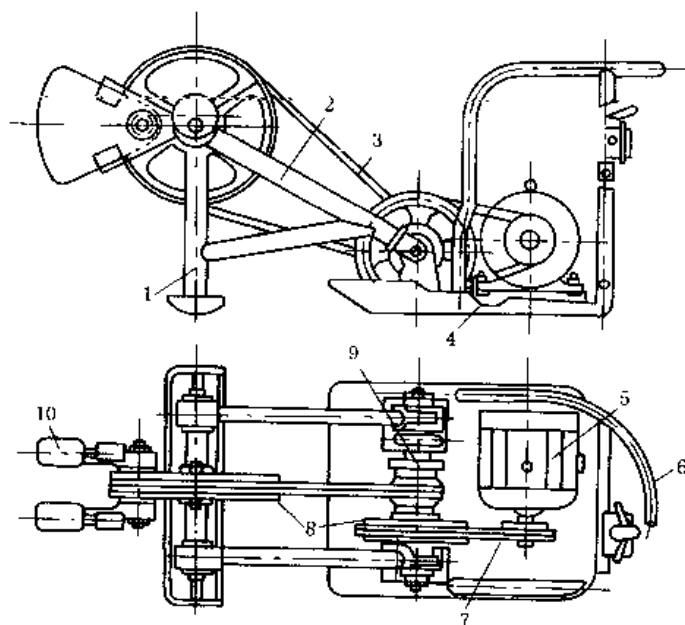


图 19-4-235 惯性激振蛙式夯土机

1—夯头; 2—夯架; 3、7—V带; 4—底盘; 5—电动机; 6—把手; 8—V带轮; 9—传动轴架; 10—偏心块

图 19-4-235 中, 电动机 5 通过两级 V 带 7、3 使带有偏心块 10 的带轮回转。当偏心块 10 回转至某一角度时, 夯头 1 被抬起, 在离心力作用下, 夯头被提升到一定高度, 同时整台机器向前移动一定距离; 当偏心块转到一位置后, 夯头开始下落, 下落速度逐渐增大, 并以较大的冲击力夯实土壤。

该机用于建筑工程中夯实灰土和素土地基以及完成场地的平整工作。

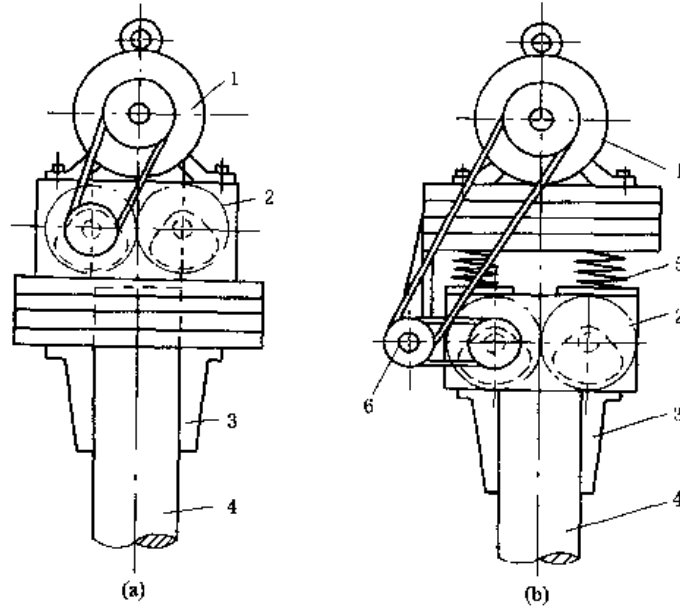


图 19-4-236 振动锤

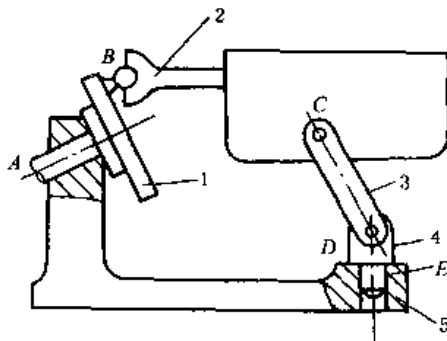


图 19-4-237 空间五杆简易振动机

图 19-4-236a 为电动机与激振器连在一起的振动锤。为了防止由于冲击引起电动机损坏, 在图 b 中用弹簧 5 将电动机 1 与激振器 2 隔离。为了预防由于振动引起带的伸长与缩短, 在电动机底座上增设一个中间带轮 6, 中间带轮轴与激振器轴在一个水平平面内。图中 3 为夹持器, 4 为冲击锤。

图 19-4-237 为简易振动机, 用于实验室。它为一空间五杆机构, 共包含有 4 个运动构件和一个固定构件以及 4 个转动副 A、C、D、E 和一个球面副 B。在这种机器中, 当主动杆 1 转动时, 可以使杆 2 获得特殊的空间运动。如果将杆 2 制成一箱盒, 并将试验用工件置于箱盒内, 则当机构运动时, 即能达到对其进行振动试验的目的。

参 考 文 献

- 1 机械工程手册电机工程手册编辑委员会编. 机械工程手册. 机械设计基础卷. 第二版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 2 现代机械传动手册编辑委员会编. 现代机械传动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 3 [苏] Армоболевский И. И. Теория Механизмов и Машин. М., 1975
- 4 黄锡恺, 郑文纬主编. 机械原理. 第六版. 北京: 高等教育出版社, 1989
- 5 [美] C. H. Suh, C. W. Radcliffe 著. 运动学及机构设计. 上海交通大学机械原理及零件教研室译. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 6 [美] G. N. Sandor & A. Erdman 著. 高等机构设计——分析与综合. 第 1、2 卷. 庄细荣、党祖棋、杨上培译. 北京: 高等教育出版社, 1992
- 7 楼鸿棣, 邹慧君主编. 高等机械原理. 北京: 高等教育出版社, 1990
- 8 [苏] И. И. Армоболевский, 等著. 平面机构综合. 孙可宗、陈兆雄、张世民译. 上、下册. 北京: 人民教育出版社, 1965
- 9 [俄] К. В. Фролов 主编. 机械原理. 刘作毅等译. 北京: 高等教育出版社, 1997
- 10 [美] H. H. Mable & F. W. Oevik, Mechanisms and Dynamics of Machinery. John Wiley and Sons, 1975

- 11 杨基原编著. 机构运动学与动力学. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 12 [德] J. Voimer 著. 连杆机构. 陆锡平等译. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 13 R. J. Brodell, Design of the Crank-rocker Mechanism with cenit Time ratio. *J of Mechanisms*. 1970
- 14 [美] A. H. Seni. Mechanism Synthesis and Analysis. McGraw-Hill Book Company, 1974
- 15 吴序堂等编著. 非圆齿轮及非匀速比传动. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 16 陈志新著. 共轭曲面原理. 上册. 北京: 科学出版社, 1974
- 17 [美] H. A. Rothbart. Cams. John Wiley and Sons, 1956
- 18 [美] F. Y. Chen. Mechanics and Design of Cam Mechanisms. Pergamon Press, 1982
- 19 邹慧君等编译. 凸轮机构的现代设计. 上海: 上海交通大学出版社, 1991
- 20 彭国勋, 肖正扬著. 自动机械的凸轮机构设计. 北京: 机械工业出版社, 1990
- 21 石永刚, 徐振华编著. 凸轮机构设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1995
- 22 赵韩, 丁爵曾, 梁锦华编著. 凸轮机构设计. 北京: 高等教育出版社, 1993
- 23 殷鸿梁, 朱邦贤编著. 间歇运动机构设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1996
- 24 [苏] C. H. 柯热夫尼柯夫等著. 机构参考手册. 孟宪源等译. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 25 阮忠唐主编. 机械无级变速器设计与选用指南. 北京: 化学工业出版社, 1999
- 26 [日] 牧野洋著. 自动机械机构学. 胡茂松译. 北京: 科学出版社, 1980
- 27 [美] H. H. Ryffel. Machinery's Hand Book (22nd Edition). New York: Industrail Press, 1984
- 28 徐灏. 机械设计手册. 第2版. 第4卷. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 29 卜炎. 机械传动装置设计手册. 上册. 北京: 机械工业出版社, 1999

ISBN 7-5025-4961-7



9 787502 549619 >

ISBN 7-5025-4961-7/TH · 168 定价：35.00元