

394563

机构创新设计方法学



标准分享网 提供下载
WWW.valveinfo.CN

天津大学出版社

内 容 提 要

本书针对 21 世纪科学技术发展对具有创新精神人才的需求,以创新设计方法为主线,在内容设置上,摒弃了传统机构学教材重分析轻设计的格局,介绍了机构创新设计的特点、方法及其自动化过程的实现等。主要内容包括:现代设计与创新设计方法,机构运动分析与综合的矩阵方法,原始机构型的自动生成,机构创新设计的运动链再生方法,机构创新设计的智能化方法,机构的功能分类及识别,基于知识的机构选型专家系统等

本书主要作为高等院校机械、机械学专业的教师和研究生教材和参考书,对从事机械设计的工程技术人员也是一本很有价值的参考书。

标准分享网提供下载

机构创新设计方法
王玉新 编著
WWW.valveinfo.CN

天津大学出版社出版

(天津大学内)

邮编:300072

河北省永清县第一胶印印刷厂印刷

新华书店天津发行所发行

*

开本:850×1168 毫米^{1/32} 印张:7 1/4 字数:188 千

1996 年 10 月第一版 1996 年 10 月第一次印刷

印数:1--1000

ISBN 7-5618-0897-6

TH·36 定价:12.00 元

前 言

从人类进入文明时期开始,人们就已经开始设计工具和装置,以便扩大人类的体能和智能。在这些活动中,如同1778年瓦特发明蒸汽机从而导致第一次工业革命的发生一样,一些重大的发明,均成为推动人类社会进步与发展的巨大动力。在工业产品高度竞争与发展的今天,科技发明与创新的作用则更为突出。一个巧妙的发明或对原有结构的小小改造,往往会使企业的产品在市场竞争中获胜。一个工业国社会产品的增长以及一个企业的成就主要依赖于产品的质量及其竞争能力,而产品的质量及其竞争能力又是以这个国家和企业的科研能力、设计能力和制造能力为前提的。由此我们可以看到,创新设计对于一个企业乃至一个国家的经济发展,甚至人类社会的发展具有多么重要的意义。

产品原理方案的设计——概念设计,决定了产品的整体设计水平,是实现产品创新的关键环节。在工业高速发展的今天,一些重要的机械结构的原始发明与创造,多由非从事机构学研究的工程技术人员或业余爱好者完成,而机构学者的工作多是运用机构运动学、动力学以及优化知识为发明机构提供其特性及最优尺度。对机构学者而言,就机构的创造性设计问题出现了本末倒置的现象。出现这一现象的关键在于机构学者的研究课题与工业发展相脱节,以及对机构的创造性设计重视不够。因此,高效、自动化地确定出能够满足给定工程设计任务,其结构与尺度都最佳的实用机构,是机构学者面临解决的一个重要课题。解决这一问题的关键在于实现机构创新设计过程的自动化,以及型综合与尺度综合的有机统一。

创新设计要求其创造性思维与设计过程具有定向发散性。受

机构选型复杂性及多解性的限制,专家们往往不能穷举所有的候选设计方案,只能在有限的求解空间内寻求给定设计任务的可行解,这样有可能导致漏掉一些较好的设计方案,并且这一创新设计过程冗长,选型过程完全取决于专家的设计经验。从智能系统的角度来看,创新的概念设计可视为在大的设计空间内基于知识的搜索,一旦设计知识被表示且作为知识与规则分别写入知识库与规则库,拥有大量知识的智能系统可对大的设计解空间进行系统化地搜索、求优。因此,智能专家系统特别适用于概念设计中的选型设计问题。

基于以上对机构创新设计的特点、方法、自动化过程的实现等的考虑,本书以机构创新设计自动化为主线,主要介绍以下问题:

(1)现代设计方法与创新设计 主要介绍创新设计的特点与技法,创新设计的过程,以及解的约束条件。

(2)机构运动分析与综合的矩阵方法 在机构创新设计过程中,要遇到机构动力学性能的评价问题,为此需要一种能够用符号语言表达的运动分析方法与之相适应,而 Shu C H 矩阵法能够以符号逻辑关系表示机构的位移与速度和加速度。同时,对于非从事机构创新设计的工程设计人员和学生,该章也可为他们提供一种机构分析与综合的方法。

(3)原始机构型的自动生成 介绍扬廷力和曹惟庆教授在机构组成原理及非同构运动链的计算机自动生成方面所作的工作,以及 R C 约翰逊教授的机构简图转化为运动链的方法。同时,对本书作者提出的非同构运动链构造的相似性分析方法也作了介绍。

(4)机构创新设计的运动链再生方法 介绍颜鸿森教授提出的机构创新设计的运动链再生方法。该方法的基本思想是:将现有技术,用机构简图表示,通过释放原动件、机架,将机构运动简图转化为运动链,并生成所有非同构运动链。根据现有技术的特征,将所有非同构运动链再生为机构简图。该方法可高效地获得能够达

到现有专利技术要求,而不受专利权保护的技术方案。

(5)机构创新设计的智能化方法 基于作者近10年来对成型鼓创新设计研究的基础,提出了一种机构创新设计的智能化方法(正向推理策略)。该方法主要强调创新设计全过程的自动化、创新设计过程的定向发散、方案的多级筛选、型综合与尺度综合的统一,以及尺度综合对型综合评价等。

(6)机构的功能分类及识别 主要介绍机构的功能分类,为利用功能组合方法进行机构的创新设计(反向推理策略)提供知识储备。在连杆曲线的识别方面,介绍了曹惟庆教授的连杆曲线识别的模糊数学方法和付氏级数方法。

(7)基于知识的机构选型专家系统 介绍 Hoeltzel 教授的机构选型专家系统和 Yang B 博士等人研制的机构创新设计的 DOMES 系统。

本书的编写动机是:有感于采用 Suh C H 教授的《运动学与机构设计》作为教材的机械学研究生,在课题结束后,他们在机构创新设计的方法及实现等方面缺少必要的知识;面对科技发展对具有创新精神人材的需要,以及机构学者在机械系统创新设计中所应起到的作用,有必要对这些高层次人才以及工程设计人员进行创新设计方法的培养,以利于他们在今后的工作中遵循创新设计规则,为人类社会的发展创造出更多的结构紧凑、高效、节能的机械装置;然而,综观国内现有的研究生教材,还不能满足培养学生创新能力的需求。为此下决心编写本书。

创新设计方法和机构组成理论计算机化方法的发展,特别是人工智能系统的发展,为实现机械系统创新设计的自动化提供了条件。经过几年乃至十几年的努力,一个完善的、具有自学习功能、适应多目标的机械创新设计智能系统必将诞生。届时工程设计人员所要作的只是将设计的目的、机械的运动空间等参数告诉机构创新设计智能系统,所有的创新设计工作则全部由计算机完成。要达到这一目标,需国内外学者,特别是青年学者付出努力。

本书在编写过程中,得到了扬廷力教授、曹惟庆教授、杨基厚教授、颜鸿森教授、陆锡年教授、张策教授、梁崇高教授等的指导与鼓励,在此特表示感谢!

由于作者知识有限,错误之处在所难免,竭诚欢迎各位专家和学者批评指正。

作者

1996年夏

目 录

第一章 现代设计方法与创新设计	(1)
§ 1—1 设计与设计方法	(1)
§ 1—2 创新设计方法	(9)
§ 1—3 创新设计过程	(21)
参考文献	(37)
第二章 机构运动分析与综合的矩阵方法	(38)
§ 2—1 平面机构运动分析的基本杆组方法	(38)
§ 2—2 运动学中的矩阵方法	(42)
§ 2—3 机构综合	(52)
参考文献	(84)
第三章 原始机构型的自动生成	(85)
§ 3—1 机构运动链的拓扑表示	(85)
§ 3—2 运动链的自动生成	(93)
§ 3—3 运动链的再生与原始型的生成	(108)
参考文献	(121)
第四章 机构创新设计的运动链再生方法	(123)
§ 4—1 摩托车后悬置机构创新设计	(123)
§ 4—2 铰链夹紧机构创新设计	(133)
参考文献	(139)
第五章 机构创新设计的智能化方法	(140)
§ 5—1 机构创新设计自动化的必要性	(140)
§ 5—2 机构创新设计的智能化方法	(142)
§ 5—3 成型鼓机构创新设计实例	(146)
参考文献	(162)

第六章 机构的功能分类及识别	(164)
§ 6—1 机构的功能分类	(164)
§ 6—2 连杆曲线特性	(166)
§ 6—3 连杆曲线的识别	(179)
§ 6—4 连杆曲线的应用	(194)
参考文献	(197)
第七章 基于知识的机构选型专家系统	(198)
§ 7—1 基于知识的机构创新设计方法	(198)
§ 7—2 机构创新设计专家系统(DOMES)	(206)
参考文献	(218)

第一章 现代设计方法与创新设计

§ 1-1 设计与设计方法

一、工程设计

1. 工程设计的概念

“设计”与人类的生产活动密切相关,它是把各种先进技术成果转化为生产力的一种手段和方法。设计是创造性劳动,设计的本质是创新,其目的是实现产品的功能,建立性能好、成本低、价值高的系统和结构,以满足人类社会不断增长的物质和文化需要。

测绘一台(新)机器,虽然结构复杂,零件成百上千个,但没有任何创新,不能算是设计;而用球面结构实现建筑钢架自动固定的结构,虽然结构简单,但由于具有自定位功能,钢架结构的稳定性强,易于拆装,因而可称为设计。

工程设计是把各种先进技术、成果转化为生产力的过程。从18世纪60年代到19世纪40年代,产业革命经历了蒸汽机时代、电气时代和电子时代,而目前已经进入了以微电子技术为主要标志的信息时代。计算机、光通讯、记忆材料、纳米加工技术等先进技术,系统工程、创造性工程、价值工程、优化工程等先进理论都将通过设计反映到有时代气息的产品中去,从而引起一系列产品设计的革命。

工程设计按其性质可分为常规性设计与创新性设计。以成熟

技术结构为基础,运用常规方法而进行的产品设计是常规性设计。常规性设计在工业生产中大量存在,并且是一种经常性工作。为了满足市场需求,提高产品的竞争能力,就需要改进老产品,研制新品种,降低生产材料、能源的消耗,改进生产加工工艺等等。在这种情况下,就需要在设计中采用新的技术手段、技术原理和非常规方法,即需要进行创新设计。所谓创新性设计就是旨在提供具有社会价值的、新颖而独特成果的设计。

2. 工程设计的基本特征

(1)约束性 设计是在多种因素的限制和约束下进行的,其中包括科学、技术、经济等发展状况和水平的限制,也包括生产厂家所提出的特定要求和条件,同时还涉及环境、法律、社会心理、地域文化等因素。这些限制和要求构成了一组边界条件,形成了设计师进行谋划和构思的“设计空间”。设计师要想高水平地完成设计工作,就要善于协调各种关系,灵活处置,合理取舍,精心构思,而这只有充分发挥自己的创造力才能做到。

(2)多解性 解决同一个技术问题的办法是多种多样的,要满足一定目的的设计方案通常也并不是唯一的。任何设计对象本身都是包括多种要素构成的功能系统,其参数的选择、尺寸的确定、结构形式的设想等等都有很强的可选择性,因此,思维活动空间仍是很大的。

(3)相对性 设计结论或结果都是相对准确的,而不是绝对完备的。设计者经常处于相互矛盾之中。例如,既要降低成本,又要增加安全性、可靠性;既要能满足近期需要,又要照顾到长远发展;既要功能全,又要体积小,如此等等。这种相互矛盾的要求给设计工作增加了难度,加上事先难以预料的一些不确定因素的影响,使得设计者在对设计方案的选择和判定时只能做到在一定条件下的相对满意和最佳。工程设计的这种相对性特点一方面要求设计者必须学会辩证思考,另一方面也给设计者提供了显示和发挥自己创造才能的机会。同样的设计要求,不同的人可以做出水平不同的

设计成果。

3. 工程设计的程序

工程设计全过程的程序可分解为如图 1-1 所概括的基本组成部分。第一步是认识和明确设计问题,从而制定待制造产品所需满足的技术要求。第二步是回顾以往在解决类似设计问题时的做法,其资料可从专利、专业文献、其它刊物、人员接触和经验等来源获得。

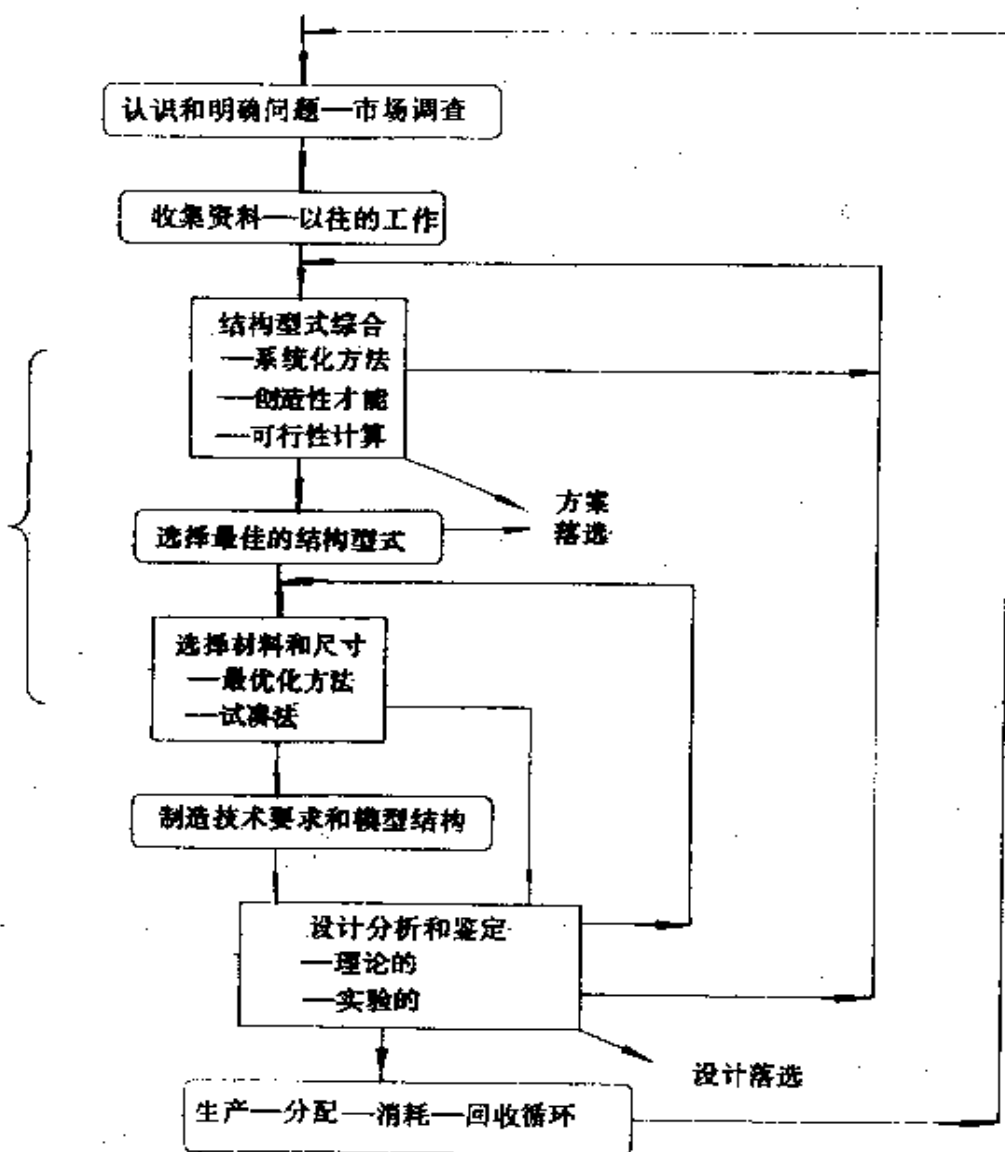


图 1-1

图 1-1 中第三步是进行基本结构形式综合,以便有可能解决设计问题。在这一具有创造性的步骤中,需要的是创造才能和综合技巧。设计开始先提出各种设想而暂不考虑最终的价值。然后根据经验和通过简单的可行性计算,鉴别出不可取的部分,并将其及早摒弃,一般会产生几种设计结果;第四步从中选出最有希望的一种;第五步是按所选的结构形式确定尺寸和材料。对于重要的设计,应采用最优化方法。另一方面,从方便的角度看,采用试凑法再配合一些简单的分析计算,往往是比较合适而妥当的。在第六步中,应为制造所设计的原机制定技术要求;第七步是进行理论分析和试验鉴定,以检验设计到底是成功还是失败。因为能检验厨师水平的在于菜肴味道,而不在于烹调方法,同样,真正能检验设计人员水平的在于产品性能,而不在于图纸上的设计技术要求。一个产品如果在严格的鉴定过程中能顺利地获得通过,即可进入第八步的生产—分配—消耗—回收循环过程。至此,算是达了所在企业的总目标。

工程设计过程是一个反馈的过程,图 1-1 中表示了一个典型的反馈回路。一个有成就的设计人员的基本素质是决不丧失信心,在设计程序中的任何一步,都力争获得信息,从而使自己能按图上反馈回路所示的路线返回到前一步。实际上,为生产—消费循环所证实了的成功的设计常常是由于在设计过程中同时做了试制研究而获得的。因此,在长期持续不断的基础上反复应用图 1-1,可使产品设计获得很大的进步。

二、设计方法的发展

为了寻求保证设计质量、加快设计速度、避免和减少设计失误的方法和措施,并适应科学技术的发展,人们开始对设计的过程进行研究。总结其规律,只有借助于日益丰富的知识,获得一种不断改进的“工具”,才能研制更好的产品。这引发了设计方法的产生及发展的研究。设计方法可理解为:设计中的一般过程及解决具体问题的方法、手段。

设计方法的发展大致可以划分为三个阶段:17世纪前的“直觉设计阶段”,17世纪后的“经验设计阶段”及其后形成的“传统设计阶段”和目前的现代设计阶段。传统设计方法的特点是静态的、经验的、手工式的。而现代设计方法的特点是动态的、科学的、计算机化的方法。现代设计方法与传统设计方法的区别如下:

(1)设计性质 传统的设计偏重于技术,现代设计则面向功能目标,将技术、经济和社会环境因素综合在一起统筹考虑,不但重视设计的内容,也注意设计进程的管理。

(2)设计进程 传统的设计在战略进程和战术步骤上有随意性,现代设计则强调设计进程及步骤的模式化。

(3)设计方式 传统设计以经验总结、规范依据为主,现代设计则强调预测与信号分析及创造性的相互配合。

(4)设计思维 传统的设计是面向结构方案的“收敛性思维”,现代设计则是面向整机总功能目标的“发散性思维”。

(5)设计方法 传统的设计采用少数的验证性分析以满足限定的约束条件,现代设计则是多元性方法直接综合,使其在各种条件下实现方案与全域优化目标。

(6)设计的评价 传统的设计采用单项与人为的准则(如强度、刚度、成本等),现代设计则采用科学的模糊综合评判。

总之,现代设计方法是现代广义设计和分析科学方法学的简称,是一门多元综合而成的新兴交叉学科。现代设计方法的任务是通过现代设计内涵、规律、进程、原理、原则、策略决策、途径步骤、方法及手段的研究,探索出符合国情的,实现高效、优质、经济的设计所需遵循的规律和一套科学的设计方法。

现代设计方法的研究已有近60年的历史。早在本世纪三四十年代,人们就已对新的设计思想、设计方法及创新性设计进行了探索研究,例如人机工程学、价值分析、智暴法等等。但到50年代中期,尤其是60年代初,才对现代设计法的研究引起普遍的重视。近10年多来,对现代设计方法的研究进入了高潮。由于现代设计方

法涉及的面很广,各国学者的研究侧重点不尽一致,甚至就连名称也不统一,分别称之为:设计方法学、工程新设计方法、工程设计原理、工程设计学等等,这样便形成了几种学派。

在美国,现代设计方法的研究开展较早,并形成一种创新性设计学派。他们认为,对设计步骤与程式不能规定过细、过死,只要有一粗略的过程即可,重点应放在各种重要的设计方法、CAD与创新性上。英国学者也同样主张创新性开发及对重要设计方法如系统工程、价值分析、可靠性分析、安全技术、人机工程、市场分析与CAD等研究。在西德,对现代设计方法的研究是以机械总体设计为基础,着重研究设计一般进程模式及工作条理化。在总体设计步骤、程式、原则、技巧以及需求与技术系统设计之间转换的方法方面作了大量的工作。

三、现代设计方法

1. 现代设计方法主要分类

(1)突变论方法学 事物的突变性是产生突破的机理,有的是孕育性突变,有的则是瞬时性突变。以突变创造为基石的方法学,称作突变论方法学。

(2)智能论方法学 是以发挥智能载体(人、机、生物、有机物等)的作用为核心的方法,如CAD、CAE、人工智能。

(3)信息论方法学 以历史性与试验性数据为分析依据以取得原始设计参数的方法学,如相关分析、谱分析、方差分析等。

(4)系统论方法学 以从整体系统出发为前提的分析设计方法,如模式识别法、系统辩识法、逻辑分析法。

(5)控制论方法学 以控制与动态作为深化分析,取得符合客观变化的参数,如动态分析法、动态优化法、动态系统辩识法等。

(6)优化论方法学 以满意与优化为目标的分析、设计方法,如优化设计法、方案优化法等。

(7)对应论方法学 以相似、模拟分析作为捷径,以取得设计参数,如相似设计法、模拟分析法、仿真技术等。

(8)功能论方法学 保证有限使用期限内设计对象的经济及功能有效为宗旨的方法,如可靠性设计、功能价值工程、可靠性分析预测等。

(9)模糊论方法学 有模糊分析、模糊评价、模糊设计等。

2. 现代设计方法的特点

(1)程式性 现代设计方法研究设计的全过程,要求设计者从产品规划、方案设计、技术设计、施工设计到试验、试制进行全面考虑,按步骤有计划地进行设计。强调设计、生产与销售一体化。设计不是单纯的科学技术问题,要把市场需求、社会效益、经济成本、加工工艺、生产管理等问题统一考虑,最终反映到质高价廉的产品上。

(2)创造性 现代设计突出人的创造性,发挥集体智慧,运用各种创新技法,通过直觉想象和推理思维,力求探寻更多的突破性方案,开发新产品。

(3)系统性 现代设计强调用系统工程方法处理技术系统问题,设计时分析各部分的有机联系,力求系统整体优化,同时考虑技术系统与外界的联系,即人一机—环境三者之间的相互协调关系。在设计过程中对于功能、评价目标等较复杂的具体问题,都可视作系统按先分解后组合的方法使问题化繁为简,解法由少变多,进而从中选取较合理的解。

(4)优化性 设计的目的是得到功能全、性能好、成本低、价值优的产品。现代设计通过优化理论与方法运用计算机工具进行方案优选、参数优化、结构优化等,争取产品技术系统的整体最优。

(5)综合性 现代设计突破传统、经验、类比的设计,采用逻辑、理论、系统的设计方法,在静态分析的基础上考虑载荷谱等随机参量进行更合理全面的动态分析。在强度设计时不是一味加大安全系数,而是从概率论和统计学出发考虑载荷和应力的离散性进行可靠性设计。

现代设计在系统工程、创造工程基础上运用信息论、相似论、

模糊论、可靠性、有限元、人机学等自然科学理论及价值工程,决策论、预测论等社会科学理论,同时采用集合、矩阵、图论等数学工具和电子技术,以便更科学地解决设计问题。

(6)计算机辅助设计(CAD) 计算机更全面地引入设计,通过设计者和计算机的密切配合,采用先进设计方法,提高设计质量和速度。对于许多设计对象可先建立设计模型,将参数输入计算机进行计算或绘图,使设计准确、高效且便于修改。计算机辅助设计不仅用于计算和绘图,而且在信息储存、预测、评价决策、动态模拟,特别是人工智能方面,将发挥更大作用。

3. 现代设计方法研究的内容

在设计方法的研究过程中发展了“设计方法学”(Design Methodology)。“设计方法学”是研究产品设计的程序、规律及设计中思维和工作方法的一门新型综合性学科。设计方法学的研究内容包括:

(1)研究设计过程、各阶段的任务与特点,寻求符合设计规律的设计程序。

(2)研究设计中解决问题的合理逻辑步骤和应遵循的工作原则。

(3)分析设计中的思维规律,研究设计人员科学的创造性思维方法和技术。

(4)研究各种类型设计(如开发型设计、变型设计、反求设计等)的特点以及系统工程、创造工程、价值工程、优化工程、可靠性工程、相似工程、人机工程、工业美学等现代设计理论与方法在设计中的应用。

(5)研究设计信息库(设计目录)的建立和应用(如各种知识、科学技术原理、技术成果、专利等信息的表达与储存——知识库,各种操作、程序、技法、方法的合理表达与储存——方法库等)。

(6)研究设计步骤、理论、方法如何结合计算机等先进工具的运用,进一步促进设计自动化的实现。

由以上分析可知,设计方法学是在深入研究设计过程本质的基础上,以系统论的观点研究设计进程(战略问题)和具体设计方法(战术问题)的科学。设计方法学研究现代设计理论与方法在设计领域中的应用,本身也构成现代科技发展的一个组成部分。设计方法学的研究在总结规律性,启发创造性的基础上促进设计中的科学理论、合理方法、先进手段的综合运用。

设计方法学的研究在提高设计人员素质、改善设计质量、减少设计失误、加快设计进度等方面也将发挥重大作用。一个设计人员要想胜任当今的设计工作,不仅需要熟练掌握设计内在的特点、规律、原理、原则,步骤与方法,而且还应具备科学思维方法,分析、综合判断各种信息的能力,并能把各种知识和技能综合应用于整个设计过程之中。

§ 1-2 创新设计方法

现代设计方法的一个重要特征在于它的创新性。创新设计方法是工程设计方法的重要组成部分,它贯穿于工程技术设计的全过程之中。随着现代科技的发展,以及国际间经济竞争的日趋激烈,在工程技术设计和产品生产中,大力倡导并推广创新设计方法,显得尤为重要,同时也是提高产品设计水平,增强产品竞争能力的根本措施和手段。

一、创造力的构成及培养

创造力是人的心理活动在最高水平上实现的综合能力,是保证创造活动得以实现的诸种能力和各种积极个性心理特征的有机结合,而不是一种单一能力。创造力既包括智力因素,也包括非智

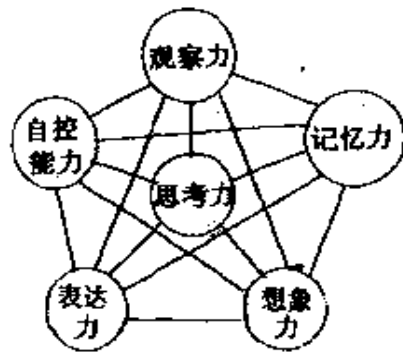


图 1-2

力因素。

创造力所涉及的智力因素主要有观察力、记忆力、想象力、思考力、表达力和自控能力等,这些能力相互联结、相互作用,构成智力的一般结构(如图 1-2)

不同的人在智力和智力结构方面是不尽相同的,其差异主要反映在智力因素的品质上。而高创造力总是与智力因素的优良品质相联系。

观察力是有目的的感知事物的能力,它是一个人获得知识、信息的内在根据。

记忆力是将知识、经验、信息储存于大脑中的基础。

想象力和思考力是对知识、信息进行加工、变换的能力,它们是创造性活动的两大支柱,其中思考力居于整个智力结构的中心,对其它智力因素起着支配的统御作用。流畅、灵活、独立的思考力,丰富、奇特的想象力是促使创造性成果出现的基本条件。所谓创造性思考力和创造性想象力就是和这些优良品质紧密联系在一起的,它们是创造力的核心。

表达力是对头脑中已经产生的新知识、新信息的输出能力。

自控能力是指创新设计者按照一定的目的和要求,对意识、心理、行为进行自约束、自组织、自协调、自控制的能力。它使意识集中或者注于创造目标和对象;它把观察、记忆、想象、思维和表达等组织成一个统一的、一贯的过程,使之成为一个高效能的系统;它保证创造者排除外在干扰、充分调动自己的内部潜能,并根据情况的变化及时对行为加以反馈调节,从而使创新设计活动稳定地趋于目标。

创造力还包括很多非智力因素。如理想信念(它标志一个人的抱负水平)、需求与动机模式、兴趣、爱好、意志、性格等都同创造力有关。智力因素是创造力的基础性因素,而非智力因素则是创造力的导向、催化和动力因素,同时也是促使创造力由潜变显的制约因素。

培养和提高工程技术人员的创造力,首先要引导他们参加创造发明的实践活动。在进行创新性设计的实践过程中要注意如下几个问题:

(1)破除对发明创造的神秘感,增强自信心。创新学的研究告诉我们,每个正常的人都具有一定的创造力,即都有进行创造活动的基础。创新学的研究还揭示人的创造力尽管和先天秉赋有关,但主要是在后天的实践中取得的。因此,破除对创造活动的神秘感,增强自信心,树立“我也能创造”的观念,积极投身于创造活动的实践,是不断提高自己创造力的重要措施。

(2)树立创新意识,经常保持创造冲动。所谓创新意识,就是敢于锐意创新,敢于否定旧框框,怀疑现有结论就可以提出具有独创性的原理方案。例如莱特兄弟不相信“比空气重的物体不能飞起来”的权威结论,终于发明了飞机。

(3)加强创造性思维的训练,掌握必要的创造技法。美国通用电气公司对员工进行创造力训练的结果表明,受过训练者提出的专利申请数为未受训练者的3倍。日本某钢铁厂从大学和高中分来的技术人员中选择12名进行每周一天的创造性训练,不到半年,他们就提出了许多发明项目,取得了70余项专利,为工厂建设做出了有益的贡献。

(4)设计者需要有丰富的知识与经验作为创新设计的基础,需要克服思想僵化和片面性,树立辩证法的观点,摆脱传统思想的束缚,不盲目相信权威,同时还要注意发挥群体的创新意识。

二、创造性思维

创造性思维是整个创造活动中体现出来的思维方式。它是多种思维类型的复合体,特别是那些成对思维类型的辩证综合。把握创造性思维的关键是在认识不同思维类型的特点、功用的基础上,进行综合运用。下面从不同的角度介绍成对的思维类型。

1. 形象思维与抽象思维

形象思维与抽象思维是依据在思考问题的过程中所运用的

“思维元素”的表达形式不同,即思维活动运用的材料形式不同而划分的。

形象思维是理性认识,不是感性认识。它所使用的“材料”或思维“细胞”通常不是抽象的概念,而是形象化的“意象”。意象是对同类事物形象的一般特征的反映。例如在设计一个零件或一台机器时,设计者在头脑中浮现出该零件或机器的形状、颜色等外部特征,以及在头脑中将想象中的零件或机器进行分解、组装等等的思维活动,就属于形象思维。

抽象思维是以抽象的概念和推论为形式的思维方式。概念是反映事物或现象的属性或本质的思维形式。例如“电脑”这一概念反映了各种型号的电子计算机在替代人脑进行计算、模拟和信息处理方面的共同特征。掌握概念是进行抽象思维,从事科学创新活动的最基本的手段。

形象思维和抽象思维作为人类理性思维认识中的两种思维形式,虽然所运用的“思维元素”不同,但它们都是以感性认识为基础,都可以认识事物的本质,而且在大多数情况下,二者是常常相互渗透,交互作用的。任何一种形式的独立性都是相对的,在一种

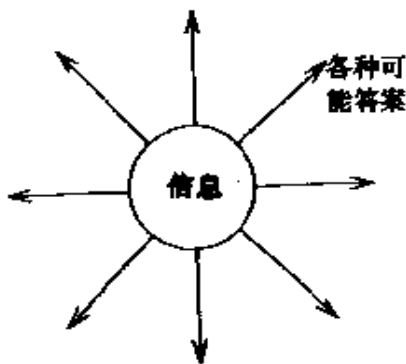


图 1-3

思维方法发挥作用时,就有另一种思维方法的相助。现代脑科学的研究证明,形象思维一般属于右脑的功能,而抽象思维则属于左脑的功能。但正常的人,左右脑之间是由胼胝体联结在一起的,通过胼胝体,人的左右脑之间产生复杂的交互作用和影响,成为两种不同思维方式相互渗透的生理基础。对于形象思维

来说,它不存在固定不变的逻辑通道,这是创新的良好条件。对于抽象思维来说,它较为严密,但在灵活性和新奇性方面则相对较差。因此,在实际创新过程中,应该把二者很好地结合起来,以发挥

各自的优势,互相补充,相辅相成。

2. 发散思维与集中思维

这是美国著名心理学家吉尔福特(Guilford)最早提出的区分不同思维方式的两种类型。

发散思维(Divergent Thinking)又称辐射思维、求异思维或分殊思维。它是指思维者根据问题提供的信息,不依常规,而沿着不同的方向和角度,从多方面寻求问题的各种可能答案的一种思维方式。其模式如图 1-3 所示。

发散思维在技术创新产品开发中具有特别重要的意义。在技术原理的开发方面,运用发散思维可以多侧面、多角度、多领域、多场合地对同一技术原理的应用途径进行设想。例如对超声波技术的应用进行开发,运用发散思维方法就可以使其大为扩展:它可以用于切削、溶解、烧结、研磨、探伤、焊接、锅炉除垢、雷达定向、医学上的体内碎石(如肾结石、胆结石等)、制造盲人探路手杖、盲人眼镜等等。这样就可以促使多种新产品问世。总之,它是使人摆脱习惯性思维的束缚,独辟蹊径、推陈出新,出奇制胜的一种非常重要的思维方式。

影响一个人发散思维能力高低的因素很多,首先,它取决于一个人的知识广博程度,知识是思维的材料,知识面越宽,涉猎的领域越多样化,才能越为发散思维提供更丰富的素材;其次,改善知识存储方式,活化知识。知识在头脑中的存储有

一定方式,人们在记忆某些知识时总是离不开特定的情境,使人固守已往的经验,形成习惯性思维。活化知识是将知识从它的意境中“游离”出来重新组合,增强知识、经验的迁移能力。在技术创新中,一些非本专业的人有时反而能想出一些有价值的好点子,这是由于他们较少受专业思想束缚的缘故。

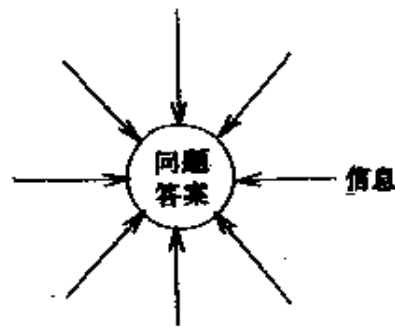


图 1-4

与发散思维相对应的是集中思维(Convergent Thinking)。集中思维也称辐合思维、聚合思维、求同思维、收敛思维等。它是一种在大量设想或方案的基础上,引出一两个正确答案或引出一种大家认为最好的答案的思考方式。其模式如图 1-4 所示。集中思维的特征是来自各方面的知识和信息都指向同一个问题。其目的在于通过对各种相关知识和不同方案的分析、比较、综合、推理,从中引出答案。和发散思维相比,集中思维的操作更多地依赖于逻辑方法,也更多地渗透着理性因素,因而,其结论一般较为严谨。

集中思维和发散思维作为两种不同的思维方式,在一个完整的创造活动中是相互补充、相辅相成的。发散思维能力越强,提出的可能方案越多样化,才能越为集中思维在进行判断时提供较为广阔的回旋余地,也才能真正体现集中思维的意义。但反过来,如果只是毫无限制地发散而无集中思维,发散也就失去了意义,因为在严格的科学实验和工程技术设计等活动中,实验结果或设计方案最终只能是少数几个。因此,一个创新成果的出现,既需要以充分的信息为基础设想多种方案,又需要对各种信息进行综合、归纳,从多种方案中找出较好方案,即通过多次的发散、收敛、再发散、再收敛的循环,才能真正完成。

3. 逻辑思维与非逻辑思维

逻辑思维是迄今被研究得最多的一种思维类型。其操作方法主要是分析和综合、归纳和演绎。分析是把作为整体的认识对象分解为一定的部分、单元、环节、要素,再分别加以认识和把握的过程和方法。它的优点是可以把复杂的问题化繁为简,化整为零,便于将思考引向深入。其不足之处是它“破坏”了对象的整体形象,容易发生认识上的片面性。综合是指在分析基础上把对象的各个部分、单元、环节、要素按照其固有联系结合起来的思维方法。在实际认识过程中,综合与分析是相辅相成、相互依存、相互转化和相互渗透的。它们是深入、全面、完整地表达问题的重要方法。

所谓非逻辑思维,是同逻辑思维相对而言的另一类思维方式。

其基本特征是,非逻辑思维不严格遵循逻辑格式,表现为更具灵活性的自由思维,而其成果或结论往往能突破常规,具有鲜明的新奇性,但一般或然性很大。正因为如此,非逻辑思维的基本功能在于启迪心智,扩展思路。

非逻辑思维的基本形式是联想、想象、直觉和灵感。

联想是指由一事物引发而想到另一事物的心理活动。想象、直觉、灵敏以及逻辑思维都离不开联想。掌握联想的特点和规律性,增强联想能力,对于工程技术人员具有重要意义。

想象是在联想的基础上加工原有意象而产生出新意象的思维活动。它同联想不同,联想是将头脑中已知的意象联系在一起,其中并不伴随对原有意象的加工、改造或变换。而想象的特征则在于改造原有意象。如果这种改造的新意象具有超乎他人或前人的新颖性,则这种想象即为创造性想象。创造性想象是创造力的主要构成成分。爱因斯坦(A. Einstein)认为:“想象力比知识更重要,因为知识是有限的,而想象力概括着世界上的一切,推动着进步,并且是知识进化的源泉。严格地说,想象力是科学研究中的实在因素”。

直觉是一种不受固定的逻辑规则约束而直接得出问题答案或领悟事物本质的思维形式。直觉实质上是一种快速推断,它是在经验相当丰富、推理判断技巧相当熟练而能“自动”进行时所出现的一种思维方式。人们常用禅宗用语“顿悟”一词称呼之,而把产生直觉的直觉能力称为“洞察力”。

直觉的基本特征是其产生的突然性、过程的突发性和成果的突破性。在直觉产生的过程中,不仅意识起作用,而且潜意识也发生重要作用。所谓潜意识是指平常处于意识层次之下,不易被自觉意识所意识到,且不能靠意志的努力而加以自觉支配的一种意识,它是因长期的经验积累而又不为通常所运用的“迷漫态”知识而构成的。潜意识发挥作用的机制是要靠外在事物、现象或问题的“激发”。

直觉思维的结论并不总是可靠的,但它可以给人以深刻启迪。

直觉判断在创造性活动中的方向选择与转换、重点确定、问题的关键和实质的辩识、资料挑选、课题或成果的价值判定等方面都具有重要作用,也是产生新构思、建立新模型的基本途径之一。在技术创新活动中,对于多种方案的优选虽然在很多情况下可以借助电子计算机和数学工具逻辑地进行,但工程技术人员的直觉判断仍是十分必要的。

灵感是当人们潜心于某一问题达到着迷的程度而又无从摆脱的情况下,由于某一机遇的作用,使得一个人的全部最积极的心理品质(其中包括某些无意识心理活动的作用)都得到调动的一种应激性的心理状态。在这种心理状态下思维极为活跃,智力和创造力可达到前所未有的水平,许多平常没有出现的新颖、独特的思想和观念迅速闪现,从而有可能使久思不得其解的问题一下子豁然开朗,大彻大悟。

灵感一般具有突然性、偶然性、短暂性等特点。它是一个人长期艰苦思考的产物。

灵感是由潜意识进入意识产生的。潜意识不能控制,所以灵感也无法控制。但可由以下几方面促使其产生:第一,意识的强烈集中,能对潜意识起定向作用;第二,意识活动越放松,潜意识活动越活跃,在紧张思考后,应适当放松(休息、散步、睡眠、听音乐);第三,意识和潜意识之间的信息交流主要靠形象,所以用形象材料表达问题,有利于用共同语言沟通意识与潜意识。

总之,灵感是一种非常重要的创造心理现象。它在创造活动中起着十分重要的作用,科学上的重大发现,技术上的新发明、新突破,很多都得益于灵感,如阿基米德(Archimedes)在洗澡时对浮力原理的顿悟,凯库勒(A. Kekule)受梦中环状蛇形象的启迪而悟出苯环结构等等,都是科学史上的典型事例。

4. 直达思维与旁通思维

思维的目的是为了解决问题。解决问题既可以采用直接的方法,即始终不离开问题的情境和要求而进行思考;另一种方法则是

通过对问题情境和条件的分析、辩识,将问题转换成另一等价问题,或以某一问题为中介间接地去解决问题。前一种思考问题的方式称之为直达思维;后一种思考问题的方式可称为旁通思维,又称侧向思维。

直达思维的优点是直接面对问题情境,可以快速达到目标。它对于解决较为简单的问题特别有效,当这种努力遇到障碍或证明无效之后,才改用旁通思维。

旁通思维是一种灵活的思维方式,它没有固定的格式,它往往从问题的外圍着眼,例如,要解决某个问题,首先分析问题的各种条件和要求;要分析或找出造成事故的原因,首先分析其结果;要解决工程技术结构问题,首先研究与之相类似的生物结构;要解决机械行业的某些技术产品问题,却从光、电等领域寻找方法,如此等等。

旁通思维在创造性活动中是一种非常有用的思维方式,除上面提到的具体表现以外,还有类比、模拟、移植、置换、转向(包括逆向)等等。根据旁通思维的原理,人们已经开发出了不少有实际用途且能操作的创新技法,如类比法、模拟法、仿生法、移植法、换元法、等价变换法等等。

旁通思维和直达思维应是相互利用、互为补充的。尤其重要的是,只有通过旁通思维以后又反归直达思维,才能真正解决所提出来的问题。

三、创新技法

据统计创新技法已有 300 余种,归纳起来主要有下列几种。

1. 智力激励法(集思广益法)

(1)智暴法 指抓住瞬时的灵感意识流而得到一些新想法的方法。这些想法有时可能不着边际,近于胡思乱想、五花八门,但它们却具有打破常规,突破“框框”的独创性的特点。

设计人员抓住瞬时的“灵感”或“顿悟”等一闪念的意念,有可能得出解决问题的办法。灵感或顿悟不是靠天才,而是在知识和思

索的基础上产生的,是在知识和经验积累及熟能生巧的前提下,经过苦思冥想才迸发出来的。

(2)集智会法 个人虽具独创性,但毕竟要受到知识和经验的局限。因此,又有一种集数人(5~6)一起的集智会法。这种方法可集中许多人的创造力,会起到许多人相互启发的作用。但为了避免各人之间可能出现的互相妨碍和无形压力,更便于各人充分发挥意见,也可以采用书面集智的形式,如“专家预测法”等。

采用集智会法时应注意:

- a)要把“激智”和“集智”结合起来;
- b)要针对问题孕育培养灵感,抓住灵感;
- c)扶植一切创造性思想,力戒“思维扼杀”。

2. 提问追溯法

提问追溯法在思维方面具有逻辑推理的特点。它是通过对问题进行分析,加以推理以扩展思路,或把复杂问题进行分解,找出各种影响因素,再进行分析推理,从而寻求问题解答的一种创新技法。主要有:

(1)提问法 如美国麻省理工学院(MIT)的提问法,它是在设计过程中提出如下问题要求回答:

- ①增加功能——能在原有基础上增加新功能吗?
- ②提高性能——在耐用、可靠、修理等方面能否改善?
- ③降低成本——能用减少零件、更换材料、改变工艺等办法降低成本吗?
- ④增加销售——对商品特点、产品的设计包装等是否作了研究?

相类似的还有所谓5W-1H法。即“What(什么)? (Who)谁? When(什么时候)? Where(什么地方)? Why(什么原因)? 和How(如何进行)?”的提问和回答的方法。

(2)反向探求法 对现有的解决方案系统地加以否定或寻找其它的甚至相反的一面,找出新的解法或启发新的想法。可以细分

为“逆向”和“转向”两类方法。例如，从车削螺纹发展旋风铣螺纹就具有“转向”的性质，而从工件不动发展为工件转动，从大干小发展到以小干大则是“逆向”的做法。

(3)缺点列举法 针对某一方案列出所有缺点和不足，研究改进方法，以探求新方案。

(4)向前推演法 从一个最初的设想按一定方向逐步向前探索，寻找新的想法。例如，联接两个轴的离合器，其联接方式可以是牙嵌式的、齿形式的、摩擦锥式的、单片或多摩擦片式的、单向和双向超越离合器式的、电磁离合器式的等等，而对摩擦式的联接，其压力的产生又可以是机械、液压或电动的方式等等。

3. 联想类推法

通过启发、类比、联想、综合等创造出新的想法以解决问题。

(1)相似联想法 通过相似联想进行推理，寻求创造性解法。例如通过河蚌育珠的启示，在牛胆中埋入异物，刺激牛产生胆结石而得到珍贵药材牛黄。通过直接刺激人的穴位的针刺法推理联想到不直接接触皮肤而达到刺激穴位的尖端放电的磁刺法。

(2)抽象类比法 用抽象反映问题实质的类比方法来扩大思路，寻求新解法。如要发明一种开罐头的新方法，可先抽象出“开”的概念，列出各种“开”的方法，如打开、撕开、拧开、拉开等等，然后从中寻找对开罐头有启发的方法。再如从“移土”的不同原理和方法，可以设计出新的挖土机来。从利用氢气球的浮力载人升空的原理类比设计出带人下海底的潜水器，其方法是先在钢制潜水球内装入铁砂使之下沉，然后抛出铁砂，借助灌满汽油（密度比海水小）的浮筒的浮力升向海面。利用类似的原理人们又设计出各种充气装置和用具。

(3)借用法、仿生法 有些在逻辑原理上看起来完全无关的东西，联系在一起也会产生新的思想和方案。因此，要摆脱旧框框，从各个领域借用一切有用的信息诱发新的设想，这也就是一种把无关的要素结合起来找出相似的地方的一种借用方法。例如，电模

拟,以电轴代替丝杠传动等就是一种借用方法。

仿生法是通过**对生物的某些特性进行分析和类比,启发出新的想法或创造性方案的一种方法**。它是现代发展新技术的重要途径之一。例如,飞机构件中的蜂窝结构,响尾蛇导弹的引导系统等就是仿生法在技术设计中应用的例子。

4. 组合创新法

利用事物间的内在联系,用已有的知识和成果进行新的组合而产生新的方案。我们应认识到,合理的组合也是一种创造。

(1)组合法 组合法是把现有的技术或产品通过功能、原理、机构等的组合变化,形成新的技术思想或新的产品。组合的类型包括功能组合、系统组合等。例如,把刀、剪、锉、锥等功能集中起来的“万用旅行刀”和“文房四宝”等就是组合法的例子。

(2)综摄法 综摄法是通过已知的东西作媒介,把毫无关联的、不相同的知识要素结合起来,摄取各种产品的长处将其综合在一起,制造出新产品的一种创新技法。它具有综合摄取的组合特点。例如,日本南极探险队在输油管不够的情况下,因地制宜,用铁管做模子,包上绷带,层层淋上水使之结成一定厚度的冰,做成冰管,作为输油管的代用品,就是这种方法的应用例子。

5. 系统搜索法

对于技术系统,可以根据其组成或影响性能的全部参数,系统地依次分析搜索,以探寻更多的解决问题的途径。这种方法称为系统搜索法。

如果产品是动作和功能要求复杂的机械系统,还有两种具体指导设计人员进行创新设计的方法。

一是机构系统搜寻法。就是针对设计要求,先系统地找出各种可能的机构,然后进行评价择优。例如要设计一个将连续回转的输入运动变换成一往复移动的输出运动的产品。其原理方案有曲柄滑块机构、正弦机构、正切机构、移动从动件凸轮机构、凸轮—齿轮机构、平面连杆机构等。

二是逻辑积木法。将机械系统的输出要求分解成基本功能,然后根据整个设计综合的约束条件认真构思简单的组件(零件、机构、部件、分系统等),再将这些组织(即积木)按一定的相互关系,用最简单的形式将输入与输出连接起来。

§ 1—3 创新设计过程

工业产品创新设计的过程主要由综合过程、选择过程和分析过程组成,如图 1—5 所示。分析过程是在产品完成定型设计之后,当必须弄清要开发的系统的噪声情况、磨损情况、动力状态等问题时,就需要分析过程。这些问题只有通过实验研究才能搞得清楚。可以这样讲,分析过程是检验创新设计产品性能优劣的环节。

综合过程是实现产品创新的关键步骤,主要由:功能结构综合、原理综合、构型综合和尺度综合四部分组成。功能结构综合又称为设计任务的分解,原理综合与构型综合统称为概念设计。尺度综合将抽象的概念设计转化为具体的结构设计。在综合设计过程中,每综合一步,都会为某个研究目标提供几个解。因此,每综合一步之后,接着便是一个选择过程,以便尽可能把大量的解减少到一个唯一的最佳解。

选择过程又称之方案筛选过程,是下述每综合一步之后都要重复的工作。

(1)检查设计提出的全部要求(要求明细表)是否能通过该解得到满足,删除那些不能满足特定要求(必达要求)的解。

(2)搞清一个解能在什么程度上满足要求明细表中的“愿望”。

(3)评价每个要求,并且确定解的总值(经济值和技术值)。

(4)比较并选出最适宜的解。

(5)必要的时候搞清最适宜解的薄弱环节。

(6)消除解的薄弱环节,并且用综合的方法改进解。

一、功能结构综合

功能结构综合概念是指为了把市场需求提出的任务形成技术系统的目的功能所需的工作,以及为了通过分功能结构或基本功能结构来代替这样形成的目的功能所需要的工作。后者大致相当于电工系统和液压系统线路图的研制。

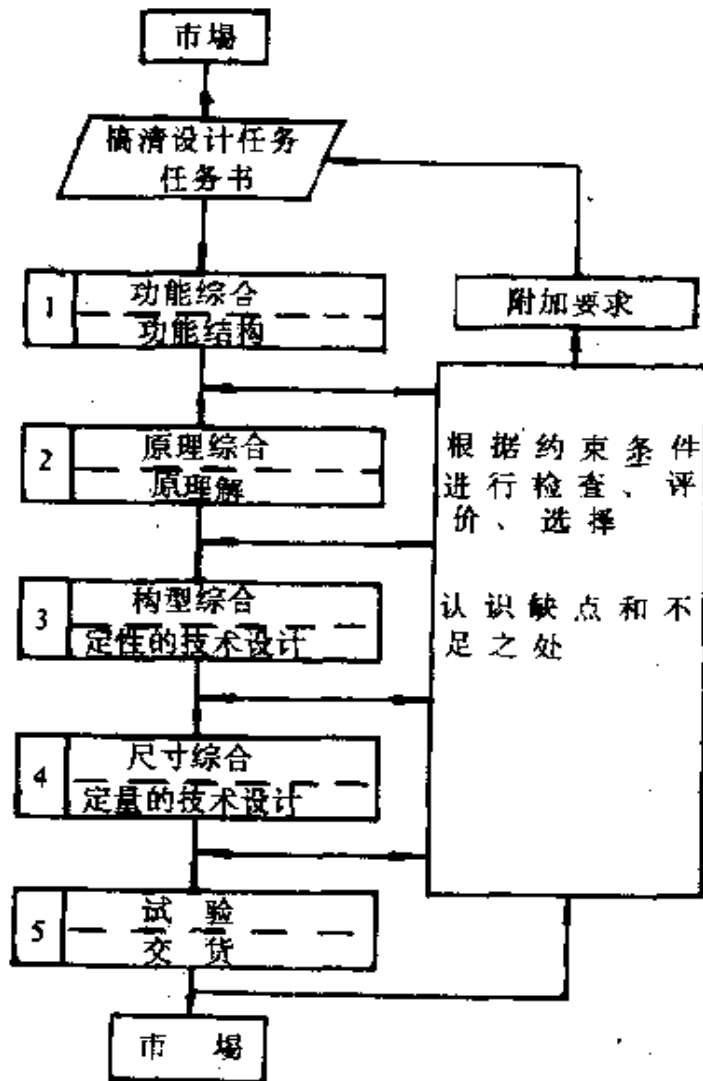


图 1-5

为此所必需的各个工作步骤应该称为研制(综合)分操作结构或基本操作结构。这些工作步骤的进程或结果就是随着详细(说明)程度的增加而用目的功能、分功能结构和基本功能结构或基本操作结构等词来表示的功能结构。这些过程的目标和宗旨是建立该系统一个非常一般化和非常抽象的模型,该模型适于研制所有

技术设计任务书

存在的解。

1. 目的功能的表述

目的功能或主要功能的表述就是详细确定输入参量和输出参量的特性和状态,并在考虑预定目的的条件下输入参量和输出参量的排列。换句话说,目的功能的阐述就是为把目的描述转变成物理功能、数学功能或逻辑功能。例如:水泵的目的功能、主要功能或者称为核心功能是给水施加动能。在研制泵时,还要补充所有其它次要功能,如单项阀门等都是次要的功能;虽然它们是实现目的功能所必需的,但却又依赖于目的功能。另一个物理原理作为主要功能的解,一般也会引发其它次要功能。因此,新技术系统的研制要从实现目的功能或核心功能,即从主要部件开始。只有确定了主要部件,才能“围绕着它”研制必需的其它次要功能,即次要部件,因为次要功能要适应主要功能,或者是由主要功能决定的。

研制系统的输入参量 G_E 或输出参量 G_A 是要达到的目的 F 的函数:

$$G_E \text{ 或 } G_A = f(\text{目的})$$

系统的目的功能是由各个输入参量和输出参量之间的所有相应关系的总和来描述:

$$(G_{E1}, G_{E2}, \dots, G_{En}) \Rightarrow (G_{A1}, G_{A2}, \dots, G_{Am})$$

2. 分功能结构、基本功能结构和基本操作

复杂技术产物的目的功能一般可由几个分功能或基本功能组合而成。基本功能一般可理解为最小的、不能再分的独立功能。分功能一般由两个或几个基本功能组成。几个分功能又可构成一个整体的功能。

假定可以把机器、仪器和设备中的各个过程都归因于有限数量的基本操作的话,那么把要研制系统的目的功能归因于该基本操作的一个结构也是有意义的。这种方法的优点是可用较少的时间为该系统所要求的目的功能研制出可供选择的几个功能结构方案,并选出最佳方案。值得注意的是,即便是复杂的电气系统和液

压系统也可以通过规定的基本功能或分功能(电阻、放大器、“或门”电路等)的结构线路图来实现。

从理论上讲,目的功能可以直接在一个工作步骤中被基本功能结构代替。但是,由于种种原因,不是把目的功能直接转变为基本功能结构,而是首先把它转变为分功能结构。这样做的原因可能是想把目的功能成分功能,而对这些分功能来说已经有了可以买到的合适的部件,因此这些部件就不需要再研制了。有时一个公司已经研制和生产了分功能相同的几种机器、仪器或设备,因而同样的部件就能重复使用。认识这些共同点是这种方法的一个优点。然而,中间这一步,原则上是不必要的。相反,成分功能就是任意确定分系统的边界,而在实践中这无疑是有意义的。于是,经常会出现用可以买到的结构元件或部件作为分功能组成的结构,如减速机、发动机、回转工作台、电路板等。

此外,各种功能的排列方式可分为下述三种形式(图 1-6):

图 a 为串联(链式)结构,用于按先后顺序进行的过程;图 b 为并联(平行)结构,用于同时进行的过程;图 c 为环形结构,用于反馈过程。

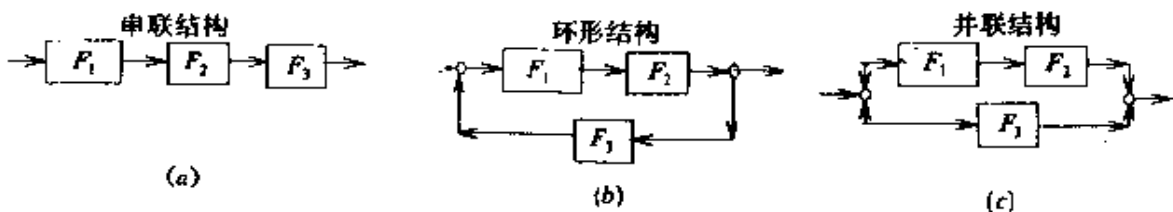


图 1-6

研制分功能结构或基本功能结构是将事先给出的目的功能划分为已知的分功能或基本功能,或者通过把分功能或基本功能逻辑联接起来构成(综合)功能结构,从而便产生了所要求的整体系统的因果关系。

定义那些经常重复出现的各种功能对分功能来说是有益的。这实际上也是习以为常的。例如把机床系统划分为:主轴传动机构、进给单元、回转工作台等分功能,把汽车划分为驱动装置、变速

机构、操纵装置、车身、底架等分系统。因为随着工业产品的不断增加,可以想到的各种分功能或部件的数目会变得很大,所以不可能把所有可能的分功能都规定下来。只能在有限范围内,按照专业(部门)或公司的特点适当地定义和确定分功能。

与机械系统设计相关的常见基本操作为:

- | | |
|-----------|-------|
| ——转变; | ——复原; |
| ——放大; | ——缩小; |
| ——变向; | ——变向; |
| ——传导; | ——绝缘; |
| ——联接(连接); | ——分离; |
| ——接合; | ——分开; |
| ——存贮; | ——取出 |

假定技术系统的所有复杂的物理功能都可以由上述基本操作构成,并假定对每种基本操作都可以给出适于实现这些基本操作的所有物理效应、化学效应或生物效应,从而就得到一种有可能从理论上为某一任务找出所有存在的解的方法。

基本功能和基本操作只是输入参量和输出参量的确定不同。在基本功能时,这些参量是固定的,而过渡到基本操作时,只要设计任务书允许,就应该省去或者撇开这些参量。基本操作结构与基本功能结构只是通过省去确定输入参量和输出参量而区别开来的。在基本操作结构中,只是确定操作或者活动本身,不再说明从什么转变成什么。

3. 功能综合的步骤

功能综合阶段可概括为下述三个基本的工作步骤。

(1)确定要研制系统的目的功能 研制目的功能的出发点是说明要研制的产品的目的或者至少是对目的设想。这项活动应简称为“目的功能或主要功能的描述”。其结果是得到该系统的目的功能。

(2)由已知的分功能和基本功能组合成目的功能 可简称为

分功能的综合或分功能的细分和设计。其结果是得到等效于目的功能的功能结构或基本功能结构。

(3)把基本功能抽象化为基本操作 如果有时与传递信息使用哪些物理参量无关,那么也可以把基本功能结构一般地当作基本操作结构。基本操作结构没有确定的输入参量和输出参量。

二、概念设计

概念设计就是根据设计要求,按可行性考虑各种可能的设计方案,且针对几个主要约束来选择其中一种或几种设计方案以作进一步详细的设计,如零件结构设计、润滑方式的确定,齿轮模数的确定等。机械产品的设计不仅有运动功能的要求,而且还有强度和寿命的要求等。单纯原理方案的设计并不能满足机械产品强度和寿命设计的要求,必须增加构型设计,即将给定的强度要求和寿命要求等以空间约束的形式给出。通过构型设计来获得既满足原理综合要求,又满足构型综合要求的机械设计方案。因此,由概念设计获得的设计方案不再是一张原理草图,而是一张定性的设计图纸。

1. 基于功能重组的定性设计

对于某一特定的设计任务,一般都可以划分为若干个基本功能或基本操作。定性综合的任务和目的是,以这些结构中的一种结构为依据,为各个基本功能研制解,并把这些解组成一个整体系统。定性综合一般由一变换效应;变换效应载体;原理解或基础解;原理解的组合;构形设计等基本的、不能再分的工作步骤组成。

(1)变换效应 每一种基本功能或基本操作,只有在技术系统中相应的物理、化学或生物学现象的基础上才能实现。例如,没有物理学揭示出的杠杆效应,那么,要设计用于放大或缩小力的杠杆是不可能的。如果把物理效应或其它效应视为设计的“最小组成部分”,那么可利用一种或各种效应有选择地实现基本功能。利用两个或两个以上效应连接起来,实现某一特定基本功能的效应集合称之为效应链。

效应变换主要包括：基本操作的转变、放大、结合、分离等。

(2)变换效应载体 效应是由效应载体来实现的。通过效应载体可以确定功能元素的原理解或基础解。而效应载体的变化可以系统地研制出不同的原理解。图 1-7 是效应载体变换的一个很好的例子。

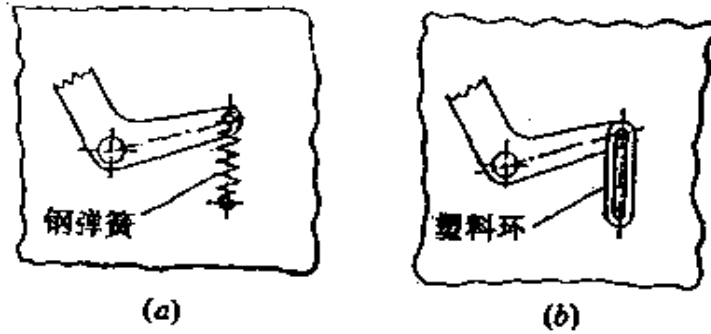


图 1-7

在设计的中期阶段,当设计人员在强度、减震、噪声、成本等方面提出的要求遇到困难,并正在寻找更好的材料时,他们须经常采用变换效应载体的方法。通过变换效应载体(材料),有时可以避免因改变几何尺寸而花费巨额资金。

(3)原理解或基础解 上述两个工作步骤确定了某一基本功能的效应和效应载体。随着效应的选择,原则上实现的功能也就确定下来了。但是还未能描述所谓的原理解,因为原理解通常不仅由效应决定,而且也由所选择的效应载体决定。原理解是效应和效应载体的函数:

$$\text{原理解} = F(\text{效应}, \text{效应载体})$$

只有当定性确定了效应和效应载体的时候,才能形象地描述原理解。原理解的图形至少应包括那些在该效应的数学公式(物理定律)

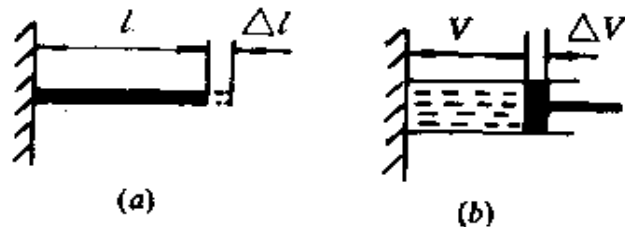


图 1-8

中作为参量出现的所有的量。因为原理解是随后构形设计阶段的基础和出发点,因此,也应称它们为基础解。

为了使上面叙述更容易理解,现简单举例说明。假定提出了这样的任务,即利用室内每天温度的变化给室内的钟表上弦,或者汽车发动机上的冷却水系统的阀门(恒温箱)靠冷却水的温度来开关。概括地说,这两个任务就是要把温度的变化转变为机械能(力或者位移)。为了实现“温度的变化转变为力或位移”这一基本功能,可以利用熟知的热膨胀效应,原理解将随效应的选择而部分地确定下来。只有当效应载体也定性地被确定之后,才能给出原理解的草图。上述情况中的效应载体可以是固体材料,也可以是液体材料。

上述效应分别采用固体材料或液体材料,因而图1-8中便出现了与此相对应的两种热驱动的原理解或基础解。还应注意,这两种原理解包括相应物理定律($\Delta l = \alpha_l l_0 \Delta t$ 和 $\Delta V = \beta V_0 \Delta t$)的所有几何参量。

(4)原理解的组合 上一步工作的结果已制定出原理解或基础解,原理解的组合就是据设计任务要求,将对应于各个基本功能的原理解,按照基本功能结构组合成复杂的系统。该复杂系统称为原理设计方案,或设计方案。

机器、仪器和设备通常是由许多功能元件或部件组成的。部件通常又是由许多功能单元组成的。这里规定,所谓功能单元指的就是从技术上实现一种基本功能。在上一步工作中,一般为每个分功能或基本功能都找到了许多可供选用的解。为了限制由所有可供选择的解组合出解的数量,有必要确定分功能或基本功能的最佳解的客观准则。

遗憾的是,除了特殊情况外,一个解就其本身来说是最佳解,但当它与整体系统相联时并不总是最合适的解。这就表明,在许多情况下,先将各个分解组合成整体系统,然后再根据它们对具体情况的最佳适应性加以选择。为了将各个分解系统完善地组合成相

应的整体系统,可利用众所周知的、名为“形态学箱”的组合分类表。

为使组合方法不要太多,在这步工作开始前,先对各个分功能或基本功能可供选择的解进行筛选,对那些被筛选掉的解,人们即使经过再三考虑也会毫不犹豫地说,这些解是不会有用的。然后将留下来的解用关键词填写到组合分类表中,如图 1-9 所示。将相同分功能或基本功能的各个可供选择的解沿水平方向填写到各行内。行的数目相当于构成整体系统的分功能或基本功能的数目。栏的数目相当于某一功能的可供选择的解的数目。

		效应、效应载体、原理、构型或零件的选择					
基本功能或分功能	1	A_{11}	A_{12}	A_{13}	A_{14}	A_{15}	A_{16}
	2	A_{21}	A_{22}	A_{23}			
	3	A_{31}	A_{32}	A_{33}	A_{34}		
	4	A_{41}	A_{42}				
	5	A_{51}	A_{52}	A_{53}			

图 1-9

由每一行选出的一个解组成的一组原理解就是该整体系统的一个原理方案。若 n_1, n_2, n_3, \dots 就是相应行(1, 2, 3 等)中可供选择的解的数目,那么从理论上讲就是

$$N = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdots n_n$$

个彼此不相同的组合。每一种组合就代表整体系统的一种可能的方案。必须根据具体情况检验哪些组合有实用价值,哪些没有实用价值。

利用这种分类表原则上可以将可供选择的解,系统地组合成复杂系统。例如,按照同样的示意图可以将供选择的效应和效应载

体组合成原理解,或者将已有的零件组合成部件,将部件组合成机器或者将机器和仪器组合成更为复杂的系统。

(5)构型设计 上述几步工作结束时便制定出了要研制的系统的一个设计方案。所谓 技术设计或构型设计主要是指将某一功能单元的一维或二维的原理解过渡为一个技术上可制造的三维(物体)的产物或者说过渡为一个部件。构型设计主要包括构型元素和构型结构设计。

在构型阶段,要对在上步工作中找到的原理解进行构型设计,要绘制第一个草图。在研制新产品时,人们是以实现要研制的技术系统的本来的“目的功能”开始的。与系统的实现有关,它们隶属于功能部件,并且要与功能部件相适应。因此,首先出现了能实现待研制系统的目的功能的部件,然后又出现了其它的、用于必要的次级功能的、补充或者支持该主要部件的部件。最后便逐渐地形成一个对要研制的整体系统来说多少是比较完满的第一个整体草图。详细地检查系统的关键性的操作并且分析它的不足之处,然后修正和完善第一个草图;(还会有其它的草图出现),直到最后获得一个最终适用的草图,即达到了在可靠性、寿命、生产成本等准则方面都符合预定要求的开发研制状态。

构型元素(零件或结构)的尺寸、数量、形状、位置、排列顺序及联接关系的设计,是构型设计的主要内容。除此之外,机器设备的结构形式设计也是构型设计的一个重要内容,常见的机器结构形式有:单部件结构、组件式结构、积木模块式结构等。其中积木模块式结构在组合机床设计中比较常见。构型设计所应考虑的因素,在R.柯勒著的机械设计方法学中有详细描述。

三、解的选择

工业产品是综合过程和选择过程的结果。选择过程则是为了从各种解的方案中选出适于特定情况的最佳解,或认识解的不足,并采取改进措施等全部工作。

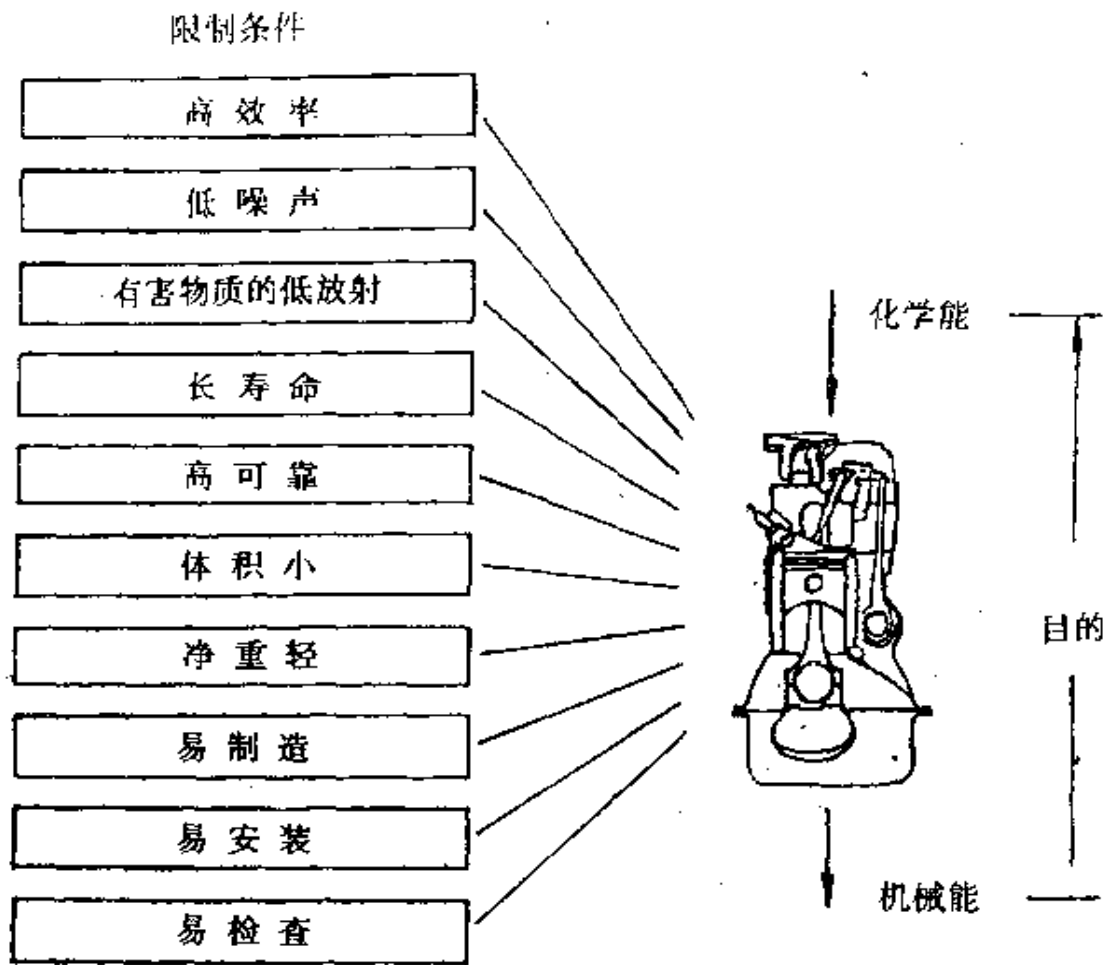


图 1-10

工程设计的一个重要特征在于设计的约束性。图 1-10 中示范性地给出了几个重要的限制条件。限制条件限制了解的多样性，而且很可能只限于唯一的一个最佳解。

限制条件主要来源于两个方面：市场条件和环境条件。

1. 市场条件

研制工业产品的许多重要条件来自市场的需求以及市场的竞争形势，特别是技术系统设计任务书（设计责任书、说明书）方面的资料，绝大部分是由市场的实际情况得到的。由市场得到的条件主要是那些对于产品的用户和产品的研制者来说都十分重要的条件。例如，机器、仪器和设备的这些条件或资料有：

- 功率；
- 速度、转数、频率和单位时间的工作行程、起动时间；
- 力、压力和转矩；
- 位移、行程；
- 效率；
- 单位时间的能量、信号和物料的通过能力；
- 精度、测量精度和重复生产的可能性；
- 重量、质量；
- 结构参数、尺寸；
- 发射噪声与环境；
- 可靠性、实用性；
- 寿命；
- 安全性；
- 维护条件(维护方法、维护距离、维护周期和维护地点)；
- 使用范围、通用性；
- 自动化程度、舒适和便于操作；
- 特殊结构；
- 结构系列；
- 结构类型[模块式组合系统(模块式结构方式)、集成式结构方式]；
- 件数；
- 外观设计；
- 制造和经营费用、价格；
- 时间、期限。

2. 环境条件

由于技术系统是在环境系统中运转的,所以一方面系统对环境有作用,另一方面环境对系统也有作用。要研制的系统必须承受得了这些作用,而且对环境的干扰又不敏感;另一方面,技术系统也不能干扰或损坏环境。这样可以分为环境对技术系统的干扰和

技术系统对环境的干扰。此外,最好按照干扰类型即物理干扰、化学或生物干扰以及干扰原因分类。

(1)环境对技术系统的干扰 环境对技术系统的物理干扰原因有:

- 冷凝水、海水、洪水、雨水和空气湿度;
- 灰尘和污染的沉积;
- 雪和冰;
- 火、暴风雨、雷击、冰雹;
- 气压;
- 地震;
- 辐射、光、热、冷和源辐射;
- 静电。

化学干扰原因有:

——化学损坏,如由于周围的空气、空气湿度、蒸汽或空气中存在的有害物质的腐蚀、氧化物层的形成和局部电池的形成。

生物干扰原因有:

- 植物分泌物,如花粉、分泌液、树叶;
- 生物,如细菌、白蚁、昆虫等;
- 人的错误行为。

(2)技术系统对环境的干扰 技术系统在运转时,或在停止运转后都可能损害环境。这些损害或干扰能够对人、兽和植物形成具体危险或者导致对其它技术系统、货物和工艺品的损害。研制工作的任务应是减轻或完全避免这种危险。

技术系统对环境的物理干扰原因可以是:

- 噪声;
- 辐射、光、热、无线电波和源辐射;
- 技术系统造成的机械性损伤,如爆炸、碎裂、剪切、压碎、夹、振动、震动、冲撞和打击。

技术系统在运转时和停止运转后的化学干扰原因可以是附带

产生的有害的扩散物质,如煤气、流体、放射性物质或其它物质。技术系统对环境的干扰也能通过排放无害物质形成。例如,燃烧过程中排出的氧气或在建筑工程中排放地下水等。

(3)自身影响,自身干扰 不仅外界的影响可以使技术系统的功能受到干扰,自身的内部原因也可以使其良好的工作受到阻碍。众所周知的技术系统的物理干扰原因可以是:

- 摩擦;
- 公差和尺寸误差;
- 磨损;
- 固有振动和共振;
- 材料疲劳;
- 老化(塑料);
- 自热、热膨胀和热传导;
- 固有电阻、固有电感和固有电容;
- 自充电;
- 固有噪声;
- 净重和固有质量;
- 固有体积;
- 固有电压和容许电压;
- 松弛;
- 液体和其它物质的吸收。

引起自分解的化学干扰原因可以是:

- 局部电池的形成;
- 腐蚀性的润滑材料或废气;
- 其它的内部化学过程。

(4)法律和法规 法律、法规、保险规章、标准和推荐标准同样可以对研制的技术系统有重要的影响。在研制新的工业产品时,必须考虑已有的法律和法规。主要包括:

- 机器和汽车的最大允许的噪声值和废气放量;

- 对汽缸工作容积的征税；
- 对技术系统的尺寸限制和重量限制；
- 安全规程和事故法规；
- 收费规定；
- 建筑规范；
- 标准、规范和其它规程。

一般来说,限制条件影响了技术问题的研制和解决,并增加了研制工作的难度。实际上,研制时还得考虑许多经常要求采取相反措施的限制条件。“设计的艺术”尤其在于找到符合各种限制条件的适宜措施,正确评价各种限制条件的重要性,并且通过采取措施,产生一个与限制条件重要程度相当的最佳的折中解。例如,低成本地制造一种产品靠的是大的公差;但是若考虑到精确地实现功能、高可靠和长寿命,却与此相反,要求尽可能小的公差。

四、创新设计应注意的问题

经过以上功能结构综合、概念设计及解的选择三个过程,完成了产品创新设计的全过程。为了突出设计的创新特点,在按图 1-5 程序研制开发新产品时应注意下列问题。

1. 突出创新设计的定向发散特征

在由基本功能构造原理解时,应从不同角度、不同的基本功能组合方式等方面,尽可能构造较多的原始设计方案,以便从中筛选出更具有创新性的方案。

2. 发挥基本操作(基本功能)的潜能

在由基本功能构造原理解时,基本功能按正常规律排列组合,所得到的设计方案并不一定是最具有创新性的最佳设计方案。从方案选型的角度来看,单纯按基本功能的组合来达到实现给定设计功能要求的选型方法是一种寻常的选型设计方法,缺少创新性。因此,在由基本功能构造原理方案时,应考虑基本功能的变异结合。一个或少数几个基本功能的变异结合,往往可以达到多个基本功能组合才能实现的目的功能。

例如割草机的设计,按常规割草机的割草功能可以分解为:旋转运动的输入、旋转运动到直线往复运动的转换、V型刀片的相对移动、系统支撑及导路等基本功能。而一个用高速回转的两根尼龙绳可有效地抽割青草。零件不过数个,结构也很简单。其所利用的基本功能不在于高速旋转的尼龙绳具有较大离心力这一直接的表面功能,而是该功能的变异或者称之为基本功能的隐函行为,即柔性绳上的较大离心力使得其具有较大的抗弯曲能力,从而完成对青草的切割功能。

3. 基本功能的细化

功能综合确定的实现给定整体设计任务的基本功能,存在再设计问题。为了达到实现基本功能的要求,基本功能可以再划分为多个子基本功能,该子基本功能又可以划分为若干个亚子基本功能。这一过程直到实现整体方案具体化为止。

4. 综合运用创造性思维方法及创新技法

从多侧面、全方位构思原理方案解。在构造原理方案解时,其思维不要受常规现有方案模式的限制,鼓励超常规思维,这样往往容易获得非常优秀的创新设计方案。

5. 方案设计的自动化

受设计者知识、经验、精力等各方面的限制,往往不能穷举所有的原始方案(原理方案解的第一设计环节),而只能在有限的求解空间内寻求给定设计任务的原理方案解,有可能导致漏掉一些较好的设计方案。并且这一选型设计过程冗长,方案选型结果完全取决于专家的设计经验,因此有必要实现方案选型设计的自动化。方案选型设计自动化应包括原理方案构思的自动化、方案筛选的自动化等。

6. 多级方案筛选策略

据设计任务要求及设计的约束性,将方案筛选规则分解成若干个等级,按照由宽松到严格的顺序排列,使每经过一个方案筛选规则筛选后的方案,都较前一筛选规则得到的方案更接近工程设

计要求。这样,一方面可以获得原理方案的最佳解,另一方面又可以高效地筛选出不能满足设计要求的原理方案,提高设计的效率。

参考文献

1. R. C 约翰逊. 机械设计综合——创造性设计与最优化. 北京:机械工业出版社,1987
2. 黄纯颖. 设计方法学. 北京:机械工业出版社,1992
3. 李学荣. 新机器机构的发明与创造——机构的创意设计. 重庆:重庆出版社,1987
4. 邹慧君. 现代设计方法讲座(一)引论与创造性设计. 机械科学与研究, 1991,(2)
5. 洪允楣. 设计构思众多方法的请随探索(一、二). 机械设计,1992,(2)
6. 高桥诚. 创造技法手册. 上海:上海科技出版社,1991
7. (前)西德工程师协会编. 西德技术准则. 机械部科技情报所,1985
8. R. 柯勒著. 机械设计方法学. 北京:科学出版社,1990

第二章 机构运动分析与综合的矩阵方法

连杆机构运动分析就是对给定的连杆机构进行位移、速度和加速度运动特性的分析。具体地说,就是根据原动件的已知规律,分析该机构其它构件上某些点的位移、轨迹、速度和加速度,以及这些构件的角位移、角速度和角加速度。机构运动分析对于机构创新设计是非常必要的。

连杆机构的运动综合主要解决刚体导向、轨迹和函数发生机构的设计问题。由于连杆机构精确实现某一给定运动规律的精确点(或位移)有限,由运动综合得到的机构只能近似地满足所给定的运动规律要求。

机构运动分析与综合方法主要有图解法和解析法两大类:在解析方法中,又可将其分为 Suh C. H. 矩阵方法、Duffy J. 球面三角方法、状态变量方法、杆长逼近方法、拆杆拆副方法、型转化方法、分组综合方法等。从实现分析与综合自动化的角度来选择机构运动分析与综合的解析方法,要求解析方法应满足易于在计算机上实现和易于用符号语言推导其运动分析的表达式两个基本要求。满足以上两个基本要求的解析方法,在智能语言的控制下,可以实现机构运动分析与综合的自动化(计算机化)。能够基本满足上述两个基本要求的解析方法,主要有 Suh C. H. 矩阵方法、Duffy J. 球面三角方法和状态变量方法等。本章主要介绍 Suh C. H. 矩阵方法。

§ 2—1 平面机构运动分析的基本杆组方法

由机构组成原理可知,任何平面机构都可以视为由若干个基本运动链依次连接于原动件和机架上组成的。平面机构运动分析

的基本杆组方法正是基于以上原理,通过编制基本杆组运动分析程序,和调用基本杆组分析程序,达到分析整个机构的目的。基本杆组分析方法一般以Ⅱ级组为主。由于Ⅲ级组分析需要迭代逼近,需要赋迭代初值,在应用上不易实现分析的自动化。

以图 2-1 所示机构为例,进行其运动分析时可以依次调用构件 2、3 和 4、5 两个基本杆组的子程序,而不必推导方程。这些子程序包括的算法如下。

在图 2-2 所示基本杆组中, p_1 、 p_2 为运动已知点,其坐标为 $p_1(p_{1x}, p_{1y})$, $p_2(p_{2x}, p_{2y})$, 则可写出以下各位移计算式

$$\theta_1 = \varphi \pm \alpha \quad (2-1)$$

式中

$$\varphi = \arctg\left(\frac{p_{2y} - p_{1y}}{p_{2x} - p_{1x}}\right)$$

$$\alpha = \arccos^{-1}\left(\frac{l_1^2 + d^2 - l_2^2}{2l_1 d}\right)$$

$$d = \sqrt{(p_{2x} - p_{1x})^2 + (p_{2y} - p_{1y})^2}$$

$$\begin{cases} p_{3x} = p_{1x} + l_1 \cos\theta_1 \\ p_{3y} = p_{1y} + l_1 \sin\theta_1 \end{cases} \quad (2-2)$$

$$\theta_2 = \arctg\left(\frac{p_{3y} - p_{2y}}{p_{3x} - p_{2x}}\right) \quad (2-3)$$

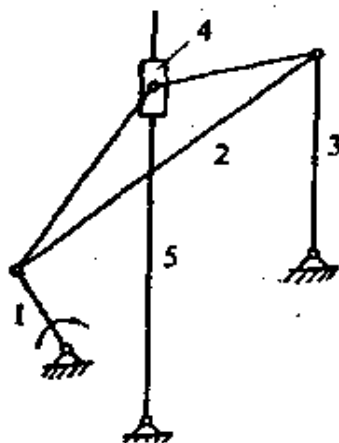


图 2-1

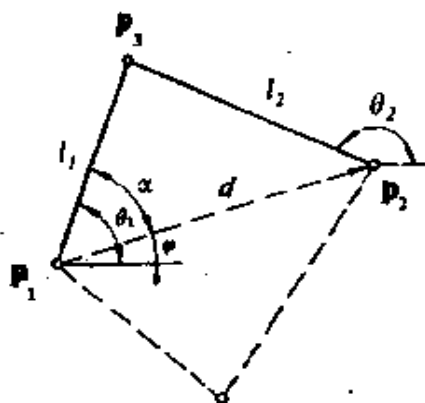


图 2-2

速度的基本向量方程为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{p}}_3 = \dot{\mathbf{p}}_1 + \dot{\theta}_1 \times (\mathbf{p}_3 - \mathbf{p}_1) \\ \dot{\mathbf{p}}_3 = \dot{\mathbf{p}}_2 + \dot{\theta}_2 \times (\mathbf{p}_3 - \mathbf{p}_2) \end{cases} \quad (2-4)$$

将以上两式分别写为向 x, y 轴的投影形式, 并将式中的叉乘展开, 可解得

$$\begin{cases} \dot{\theta}_1 = -\frac{(\dot{p}_{2x} - \dot{p}_{1x})(p_{3x} - p_{2x}) + (\dot{p}_{2y} - \dot{p}_{1y})(p_{3y} - p_{2y})}{(p_{3y} - p_{1y})(p_{3x} - p_{2x}) - (p_{3y} - p_{2y})(p_{3x} - p_{1x})} \\ \dot{\theta}_2 = -\frac{(\dot{p}_{2x} - \dot{p}_{1x})(p_{3x} - p_{1x}) + (\dot{p}_{2y} - \dot{p}_{1y})(p_{3y} - p_{1y})}{(p_{3y} - p_{1y})(p_{3x} - p_{2x}) - (p_{3y} - p_{2y})(p_{3x} - p_{1x})} \end{cases} \quad (2-5)$$

$\dot{\mathbf{p}}_3$ 可由式(2-4)算出。

加速度的基本向量方程为

$$\begin{cases} \ddot{\mathbf{p}}_3 = \ddot{\mathbf{p}}_1 + \ddot{\theta}_1 \times (\mathbf{p}_3 - \mathbf{p}_1) + \dot{\theta}_1 \times [\dot{\theta}_1 \times (\mathbf{p}_3 - \mathbf{p}_1)] \\ \ddot{\mathbf{p}}_3 = \ddot{\mathbf{p}}_2 + \ddot{\theta}_2 \times (\mathbf{p}_3 - \mathbf{p}_2) + \dot{\theta}_2 \times [\dot{\theta}_2 \times (\mathbf{p}_3 - \mathbf{p}_2)] \end{cases} \quad (2-6)$$

展开后可解得

$$\begin{cases} \ddot{\theta}_1 = -\frac{E(p_{3x} - p_{2x}) + F(p_{3y} - p_{2y})}{(p_{3y} - p_{1y})(p_{3x} - p_{2x}) - (p_{3y} - p_{2y})(p_{3x} - p_{1x})} \\ \ddot{\theta}_2 = -\frac{F(p_{3y} - p_{1y}) + E(p_{3x} - p_{1x})}{(p_{3y} - p_{1y})(p_{3x} - p_{2x}) - (p_{3y} - p_{2y})(p_{3x} - p_{1x})} \end{cases} \quad (2-7)$$

式中

$$\begin{aligned} E &= (\ddot{p}_{2x} - \ddot{p}_{1x}) + \dot{\theta}_1^2(p_{3x} - p_{1x}) - \dot{\theta}_2^2(p_{3x} - p_{2x}) \\ F &= (\ddot{p}_{2y} - \ddot{p}_{1y}) + \dot{\theta}_1^2(p_{3y} - p_{1y}) - \dot{\theta}_2^2(p_{3y} - p_{2y}) \end{aligned}$$

$\ddot{\mathbf{p}}_3$ 可由式(2-6)解出。

对于图 2-3 所示基本杆组, 其位移方程为

$$\theta = \varphi \pm \alpha \quad (2-8)$$

式中

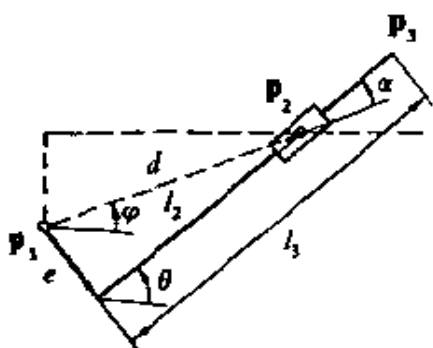


图 2-3

$$\alpha = \arctg\left(\frac{e}{l_2}\right)$$

$$\varphi = \arctg\left(\frac{p_{2y} - p_{1y}}{p_{2x} - p_{1x}}\right)$$

$$l_2 = \sqrt{(p_{2x} - p_{1x})^2 + (p_{2y} - p_{1y})^2 - e^2}$$

以及

$$\begin{cases} p_{3x} = p_{1x} + l_3 \cos\theta + e \sin\theta \\ p_{3y} = p_{1y} + l_3 \sin\theta - e \cos\theta \end{cases}$$

(2-9)

速度向量方程为

$$\dot{p}_2 = \dot{p}_1 + \dot{\theta} \times (p_2 - p_1) + l_2 \dot{l}_2^0$$

(2-10)

式中 l_2^0 代表 l_2 的单位向量, 由上式可解出

$$\dot{\theta} = \frac{(p_{2y} - p_{1y}) \cos\theta - (p_{2x} - p_{1x}) \sin\theta}{(p_{2x} - p_{1x}) \cos\theta + (p_{2y} - p_{1y}) \sin\theta} \quad (2-11)$$

$$\dot{l}_2 = \frac{(p_{2y} - p_{1y})(p_{2y} - p_{1y}) + (p_{2x} - p_{1x})(p_{2x} - p_{1x})}{(p_{2x} - p_{1x}) \cos\theta + (p_{2y} - p_{1y}) \sin\theta} \quad (2-12)$$

由式(2-9)求导得

$$\begin{cases} \dot{p}_{3x} = \dot{p}_{1x} - \dot{\theta}(l_3 \sin\theta - e \cos\theta) = \dot{p}_{1x} - \dot{\theta}(p_{3y} - p_{1y}) \\ \dot{p}_{3y} = \dot{p}_{1y} + \dot{\theta}(l_3 \cos\theta + e \sin\theta) = \dot{p}_{1y} + \dot{\theta}(p_{3x} - p_{1x}) \end{cases} \quad (2-13)$$

加速度向量方程为

$$\ddot{p}_2 = \ddot{p}_1 + \ddot{\theta} \times (p_2 - p_1) + \dot{\theta} \times [\dot{\theta} \times (p_2 - p_1)] + l_2 \ddot{l}_2^0 + 2\dot{\theta} \times \dot{l}_2 l_2^0 \quad (2-14)$$

由上式可导出

$$-\dot{\theta}(p_{2y} - p_{1y}) + l_2 \dot{\theta} \cos\theta = (\ddot{p}_{2x} - \ddot{p}_{1x}) + \dot{\theta}^2 (p_{2x} - p_{1x}) + 2\dot{\theta} \dot{l}_2 \sin\theta = E$$

$$\dot{\theta}(p_{2x} - p_{1x}) + l_2 \dot{\theta} \sin\theta = (\ddot{p}_{2y} - \ddot{p}_{1y}) + \dot{\theta}^2 (p_{2y} - p_{1y}) - 2\dot{\theta} \dot{l}_2 \cos\theta = F$$

可解出

$$\theta = -\frac{E \sin \theta - F \cos \theta}{(p_{2x} - p_{1x}) \cos \theta + (p_{2y} - p_{1y}) \sin \theta} \quad (2-15)$$

$$l_2 = -\frac{E(p_{2x} - p_{1x}) + F(p_{2y} - p_{1y})}{(p_{2x} - p_{1x}) \cos \theta + (p_{2y} - p_{1y}) \sin \theta} \quad (2-16)$$

及

$$\begin{cases} p_{3x} = p_{1x} - \theta(l_3 \sin \theta - e \cos \theta) - \theta^2(l_3 \cos \theta + e \sin \theta) \\ p_{3y} = p_{1y} + \theta(l_3 \cos \theta - e \sin \theta) - \theta^2(l_3 \sin \theta - e \cos \theta) \end{cases} \quad (2-17)$$

用 FORTRAN 语言表示的以上程序及其说明见参考文献 [4], 也有的作者采用了不同的划分杆组和计算方法^[5]。

按 II 级组分析机构运动规律时, 需要处理 (2-1) 式的 $\theta_1 = \varphi \pm \alpha$ 的情况。由运动的连续性可知, 各构件的运动不可能从一个位置不经过中间连续位置而突然到达另一个位置。因此在确定 $\theta_1 = \varphi \pm \alpha$ 的取值时, 应注意运动的连续性。

§ 2-2 运动学中的矩阵方法

一、位移矩阵

图 2-4 表示固连在旋转刚体上的一个定长向量绕 z 轴的旋转。向量 ν 在位移前后的所有分量都是相对于固定的 $x-y$ 轴参考系来度量的。图 2-4 同样适用平行于 $x-y$ 平面的旋转或三维旋转中 α 分量的旋转。

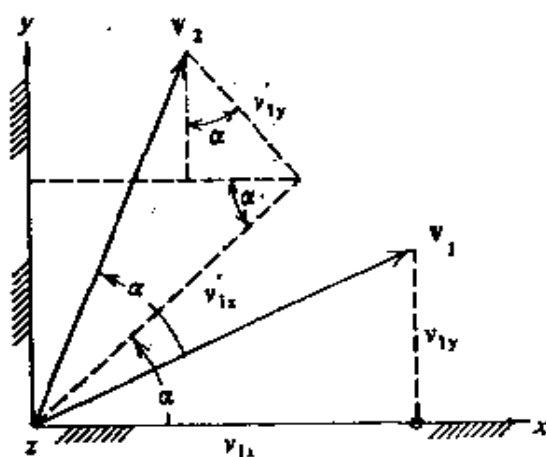


图 2-4

考察图 2-4, 可求得向量 ν 在旋转之后的分量

$$\begin{aligned}v_{2x} &= v_{1x} \cos \alpha - v_{1y} \sin \alpha \\v_{2y} &= v_{1x} \sin \alpha + v_{1y} \cos \alpha \\v_{2z} &= v_{1z}\end{aligned}\quad (2-18)$$

式(2-18)能方便地排成下述两种形式的矩阵方程式之一:

$$\begin{pmatrix} v_{2x} \\ v_{2y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{1x} \\ v_{1y} \end{pmatrix}\quad (2-19)$$

或

$$\begin{pmatrix} v_{2x} \\ v_{2y} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{1x} \\ v_{1y} \\ 1 \end{pmatrix}\quad (2-20)$$

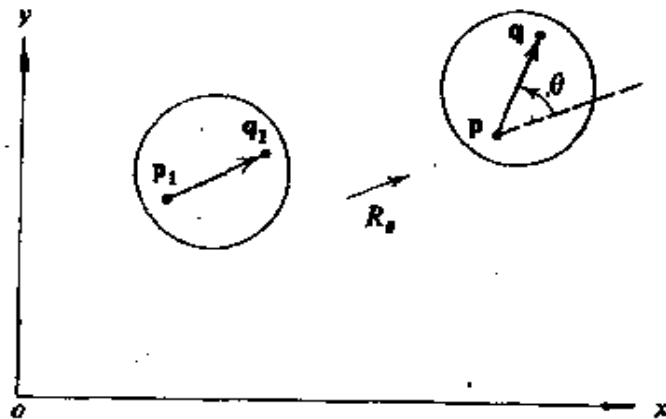


图 2-5

对于刚体平面运动(图 2-5), 我们可以把式(2-19)改写成

$$\begin{pmatrix} q_x - p_x \\ q_y - p_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_{1x} - p_{1x} \\ q_{1y} - p_{1y} \end{pmatrix}\quad (2-21)$$

式中 θ 是刚体由 p_1q_1 位置到 pq 位置相对 $x-y$ 坐标系的转角。

$$(q-p) = R_\theta(q_1-p_1)\quad (2-22)$$

通常, 参考点的起始位置 p_1 和最终位置 p 是与转角 θ 同时给定的。因此, 当 q 点的起始位置 q_1 为已知时, 就可以把式(2-22)

改写成适合于计算 q 点新位置坐标的形式。由式(2-22)求解 q 得

$$q = R_\theta(q_1 - p_1) + p \quad (2-23)$$

式(2-22)和(2-23)对于完成代数运算来说都是很方便的,而且也可作为编制通用的计算机子程序的基础。对于平面运动,其旋转矩阵是一个 2×2 矩阵。

重新整理式(2-23)各项,可求得其另一形式

$$q = R_\theta q_1 - R_\theta p_1 + p$$

对平面位移,可把上式写成 3×3 的矩阵方程

$$\begin{bmatrix} q_x \\ q_y \\ q_z=1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & p_x - p_{1x}\cos\theta + p_{1y}\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta & p_y - p_{1x}\sin\theta - p_{1y}\cos\theta \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{1x} \\ q_{1y} \\ q_{1z}=1 \end{bmatrix} \quad (2-24)$$

或写成下面两种简单形式之一:

$$\begin{bmatrix} q_x \\ q_y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_\theta & (p - R_\theta p_1) \\ 00 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{1x} \\ q_{1y} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2-25)$$

$$\begin{bmatrix} q \\ 1 \end{bmatrix} = D \begin{bmatrix} q_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2-26)$$

上述 3×3 矩阵 D 即为平面位移矩阵。这种位移矩阵方程对反复数值计算是有利的,因为其中所有矩阵元素都是根据参考点 p 的已知位移和刚体的角位移定出的。空间位移矩阵的给出可参考文献[4]。

例 1 求运动刚体上任意一点的位移(图 2-6)。

图 2-6 表示一个平面运动刚体的位移。图示三角形刚体的运动可用参考点 p 从 p_1 位置到 p_2 位置的位移以及刚体的转角 θ_{12} 来描述。我们所研究的一点是任意选取的,在第一个位置时其坐标为 $q_1(3, 1)$ 。第二个位置 q_2 由式(2-21)求得,并可写成如下形式:

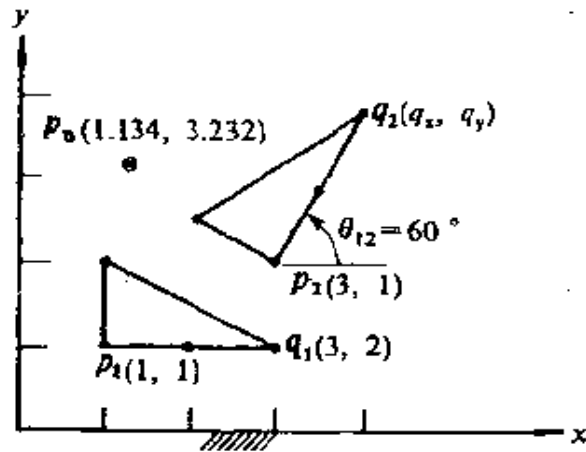


图 2-6

$$\begin{pmatrix} q_{2x} \\ q_{2y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos 60^\circ & -\sin 60^\circ \\ \sin 60^\circ & \cos 60^\circ \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 3 & -1 \\ 1 & -1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 3 \\ 2 \end{pmatrix}$$

由此得

$$q_{2x} = (2) \cdot (0.5) - (0) \cdot (0.866) + 3 = 4.000$$

$$q_{2y} = (2) \cdot (0.866) - (0) \cdot (0.5) + 2 = 3.732$$

应用 3×3 位移矩阵方程时, 应首先构成位移矩阵 D 如下

$$\begin{aligned} D_{12} &= \begin{bmatrix} 0.500 & -0.866 & [3 - 0.500(1) + 0.866(1)] \\ 0.866 & 0.500 & [2 - 0.866(1) - 0.500(1)] \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 0.500 & -0.866 & 3.366 \\ 0.866 & 0.500 & 0.634 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

然后把矩阵 D_{12} 存入计算机的存储器中, 以便计算 q_2 的坐标,

$$\begin{bmatrix} q_{2x} \\ q_{2y} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.500 & -0.866 & 3.366 \\ 0.866 & 0.500 & 0.634 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 3 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4.000 \\ 3.732 \\ 1 \end{bmatrix}$$

二、微分位移矩阵

我们已知道, 一个向量 v 的旋转可用矩阵方程式描述为

$$\boldsymbol{v} = R \boldsymbol{v}_1 \quad (2-27)$$

式中, 矩阵 R 是以几种可能形式之一表示的平面或空间旋转矩阵。

向量 \boldsymbol{v} 的位置变化率可通过对式(2-27)进行微分而求得

$$\dot{\boldsymbol{v}} = R\dot{\boldsymbol{v}}_1 + R\boldsymbol{v}_1$$

由式(2-27)

$$\boldsymbol{v}_1 = R^{-1}\boldsymbol{v} = R^T\boldsymbol{v}$$

又因 $\dot{\boldsymbol{v}}_1 = 0$, 所以

$$\dot{\boldsymbol{v}} = RR^T\boldsymbol{v} = W\boldsymbol{v} \quad (2-27)$$

矩阵 W 称之为角速度矩阵。平面角速度矩阵为

$$W = \begin{bmatrix} -\sin\theta & -\cos\theta \\ \cos\theta & -\sin\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} & \\ & \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\theta} \\ \dot{\theta} & 0 \end{bmatrix} \quad (2-29)$$

同理, 得平面角加速度矩阵

$$W = \begin{bmatrix} -\ddot{\theta} & -\dot{\theta} \\ \dot{\theta} & -\ddot{\theta} \end{bmatrix} \quad (2-30)$$

用刚体上一参考点 p 和一欲求点 q 定出向量 \boldsymbol{v} , 我们很容易从 $\dot{\boldsymbol{v}} = \boldsymbol{\theta} \times \boldsymbol{v} = W\boldsymbol{v}$ 中求得速度矩阵 \boldsymbol{v} 。

$$(\dot{\boldsymbol{q}} - \dot{\boldsymbol{p}}) = W(\boldsymbol{q} - \boldsymbol{p}) \quad (2-31)$$

由此得

$$\begin{bmatrix} \dot{\boldsymbol{q}} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W & (\boldsymbol{p} - W\boldsymbol{p}) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{q} \\ 1 \end{bmatrix} = V \begin{bmatrix} \boldsymbol{q} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2-32)$$

式中 V 即为速度矩阵,

当矩阵 V 用来描述运动平面上某一点的速度时, 它是一个 3×3 矩阵。

同样,可求得加速度矩阵。

$$\begin{pmatrix} \ddot{q} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{W} & (\dot{p}-Wp) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{q} \\ 1 \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} \dot{q} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2-33)$$

空间运动的位移矩阵,微分矩阵的形式可参见文献[4]。

三、按运动副相对转角作平面机构运动分析

设给定图 2-7 所示机构中构件 2 的角位移为 θ , α 角表示绕动铰接点 a 的相对角位移。机构各构件的所有位移都以机构的初始位置为基准来度量。 b 点移动后的位置可用绕 a 的转角 θ 加上绕 a 的转角 α , 或者绕 b_0 的转角 φ 来描述。

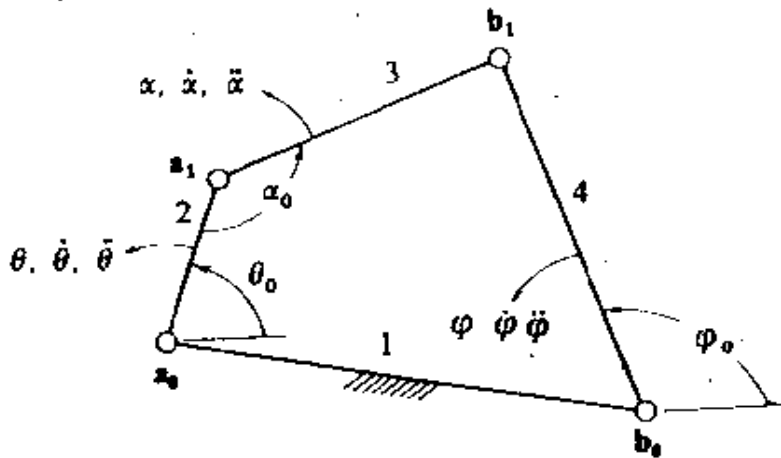


图 2-7

1. 位移分析

在上述两种情况中,刚体位移不论多大,输出构件 4 都必须满足长度保持不变这一条件(定常约束)。这个约束条件可用解析法表示为

$$(b-b_0)^T(b-b_0) = (b_1-b_0)^T(b_1-b_0) \quad (2-34)$$

我们首先通过 b'_1 和相对转角 α 计算出 b 的坐标

$$b = R_\alpha(b'_1 - a) + a \quad (2-35)$$

式中 b'_1 和 a 由下式确定

$$b'_1 = R_0(b_1 - a_0) + a_0 \quad (2-36)$$

$$a = R_\alpha(a_1 - a_0) + a_0 \quad (2-37)$$

注意到 $R_\alpha R_\alpha^{-1} = I$, 将式(2-34)展开可得

$$\begin{aligned} 2(a-b_0)^T [R_\alpha(b'_1 - a)] + (b'_1 - a)^T (b'_1 - a) \\ + (a-b_0)^T (a-b_0) = (b_1 - b_0)^T (b_1 - b_0) \end{aligned} \quad (2-38)$$

又因

$$R_\alpha = \begin{pmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha \\ \sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cos\alpha + \begin{pmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} \sin\alpha \quad (2-39)$$

$$R_\alpha(b'_1 - a) = \begin{cases} [\cos\alpha(b'_{1x} - a_x) - \sin\alpha(b'_{1y} - a_y)] \\ [\sin\alpha(b'_{1x} - a_x) + \cos\alpha(b'_{1y} - a_y)] \end{cases} \quad (2-40)$$

于是

$$\begin{aligned} (a-b_0)^T R_\alpha(b'_1 - a) = (a_x - b_{0x}) [\cos\alpha(b'_{1x} - a_x) - \sin\alpha(b'_{1y} - a_y)] \\ + (a_y - b_{0y}) [\sin\alpha(b'_{1x} - a_x) + \cos\alpha(b'_{1y} - a_y)] \end{aligned} \quad (2-41)$$

代入式(2-38), 并整理各项后, 我们得到未知量为 α 的方程式

$$E \cos\alpha + F \sin\alpha + G = 0 \quad (2-42)$$

式中

$$E = (b'_{1x} - a_x)(a_x - b_{0x}) + (b'_{1y} - a_y)(a_y - b_{0y})$$

$$F = (b'_{1x} - a_x)(a_y - b_{0y}) + (b'_{1y} - a_y)(a_x - b_{0x})$$

$$G = -\frac{1}{2} [(b_1 - b_0)^T (b_1 - b_0) - (b'_1 - a)^T (b'_1 - a) - (a - b_0)^T (a - b_0)]$$

式(2-42)可转换成二次型, 且按下述步骤对 α 求解

$$\text{令} \quad t = \text{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

由三角恒等式

$$\text{tg}\alpha = \frac{2\text{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1 - \text{tg}^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

得

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{2t}{1-t^2}$$

由此

$$\cos\alpha = \frac{1-t^2}{1+t^2} \quad \text{及} \quad \sin\alpha = \frac{2t}{1+t^2}$$

代入式(2-42)得到

$$t^2 = (G-E) + t(2F) + (G+E) = 0$$

其两个解为

$$t_{1,2} = \frac{-F \pm \sqrt{E^2 + F^2 - G^2}}{G-E} \quad (2-43)$$

而 α_1 和 α_2 的对应值为

$$\alpha_{1,2} = 2\arctg(t_{1,2})$$

把新的角位移 $\alpha_{1,2}$ 与先前的角位移 α 相比较, 然后选 $\alpha_{1,2}$ 角, 若差值

$$|(\alpha_1 - \alpha)| < |(\alpha_2 - \alpha)| \quad \text{则} \quad \alpha = \alpha_1;$$

否则 $\alpha = \alpha_2$ 。

该连杆机构的可动性按下述方法来检查: 当式(2-43)中的 $(E^2 + F^2 - G^2)$ 项为负时, 则 $\alpha_{1,2}$ 无解, 也就是说, 该连杆机构不能组成。

一旦知道了 b 点的新位置, 我们就可以从下面的位移方程式求出 φ 角

$$(b - b_o) = R_\varphi(b_1 - b_o)$$

取 y 分量后, 得到一个以式(2-42)形式表示的、未知量为角 φ 的标量方程式

$$(b_y - b_{oy}) = \sin\varphi(b_{1x} - b_{ox}) + \cos\varphi(b_{1y} - b_{oy})$$

角位移 $(\varphi_0 + \varphi)$ 可按下式计算:

$$\operatorname{tg}(\varphi_0 + \varphi) = \frac{b_y - b_{oy}}{b_x - b_{ox}}$$

2. 相对速度分析

对位移约束方程式(2-34)求导,就得到速度约束方程

$$\dot{\mathbf{b}}'(\mathbf{b}-\mathbf{b}_0)=0 \quad (2-44)$$

b 点的速度可通过输入曲柄上 b' 点的速度加上 b 相对于 b' 速度来描述。

$$\dot{\mathbf{b}}' = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\theta} \\ \dot{\theta} & 0 \end{bmatrix} (\mathbf{b}-\mathbf{a}_0)$$

$$\dot{\mathbf{b}} = \dot{\mathbf{b}}' + \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\alpha} \\ \dot{\alpha} & 0 \end{bmatrix} (\mathbf{b}-\mathbf{a}) \quad (2-45)$$

因 $\dot{\theta}$ 表示的 $\dot{\mathbf{b}}'$ 为已知,将式(2-45)展开得

$$\dot{b}_x = \dot{b}'_x - \dot{\alpha}(b_y - a_y)$$

$$\dot{b}_y = \dot{b}'_y + \dot{\alpha}(b_x - a_x)$$

代入式(2-44)得

$$\begin{aligned} & [\dot{b}'_x - \dot{\alpha}(b_y - a_y)](b_x - b_{0x}) + [\dot{b}'_y + \dot{\alpha}(b_x - a_x)](b_y - b_{0y}) = 0 \\ & \dot{\alpha}[(b_x - a_x)(b_y - b_{0y}) - (b_y - a_y)(b_x - b_{0x})] \\ & = -\dot{b}'_x(b_x - b_{0x}) - \dot{b}'_y(b_y - b_{0y}) \end{aligned}$$

对 $\dot{\alpha}$ 求解得

$$\dot{\alpha} = \frac{\dot{b}'_x(b_x - b_{0x}) + \dot{b}'_y(b_y - b_{0y})}{(b_y - a_y)(b_x - b_{0x}) - (b_x - a_x)(b_y - b_{0y})}$$

$$\dot{\theta} = \frac{(b_x - a_{0x})(b_y - b_{0y}) - (b_y - a_{0y})(b_x - b_{0x})}{(b_y - a_y)(b_x - b_{0x}) - (b_x - a_x)(b_y - b_{0y})}$$

式中 $\dot{\alpha}$ 是铰接点 α 处的相对角速度。

$\dot{\alpha}$ 已知后,可按式(2-45)计算 $\dot{\mathbf{b}}$,另外,注意到

$$\dot{\mathbf{b}} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\varphi} \\ \dot{\varphi} & 0 \end{bmatrix} (\mathbf{b}-\mathbf{b}_0)$$

得到

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{b}_y}{b_x - b_{ox}}$$

3. 相对加速度分析

对速度约束方程式(2-44)求导,就得到加速度约束方程式

$$\ddot{\mathbf{b}}^T(\mathbf{b} - \mathbf{b}_o) + \dot{\mathbf{b}}^T \dot{\mathbf{b}} = 0 \quad (2-46)$$

加速度 $\ddot{\mathbf{b}}$ 为

$$\ddot{\mathbf{b}} = \ddot{\mathbf{b}}' + \mathbf{a}_{rel} + \mathbf{a}_{cor} \quad (2-47)$$

式中

$$\ddot{\mathbf{b}}' = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}^2 & -\ddot{\theta} \\ \ddot{\theta} & -\dot{\theta}^2 \end{bmatrix} (\mathbf{b} - \mathbf{a}_o)$$

$$\mathbf{a}_{rel} = \begin{bmatrix} -\dot{\alpha}^2 & -\ddot{\alpha} \\ \ddot{\alpha} & -\dot{\alpha}^2 \end{bmatrix} (\mathbf{b} - \mathbf{a})$$

$$\mathbf{a}_{cor} = 2 \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\theta} \\ \dot{\theta} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{v}_{rel} = 2 \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\theta} \\ \dot{\theta} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\alpha} \\ \dot{\alpha} & 0 \end{bmatrix} (\mathbf{b} - \mathbf{a})$$

我们可以按式(2-44)和(2-45)求解 α 方式,从式(2-46)和(2-47)中求解 $\ddot{\alpha}$ 。另外,由三个标量方程式也可直接求解 \ddot{b}_x 、 \ddot{b}_y 和 $\ddot{\alpha}$ 。

把式(2-46)和(2-47)展开,可得到

$$\ddot{b}_x(b_x - b_{ox}) + \ddot{b}_y(b_y - b_{oy}) + \dot{b}_x^2 + \dot{b}_y^2 = 0$$

$$\ddot{b}_x = \ddot{b}'_x - \dot{\alpha}^2(b_x - a_x) + \ddot{\alpha}(b_y - a_y) - 2\dot{\theta}\dot{\alpha}(b_x - a_x)$$

$$\ddot{b}_y = \ddot{b}'_y - \dot{\alpha}^2(b_x - a_x) - \ddot{\alpha}(b_x - a_x) - 2\dot{\theta}\dot{\alpha}(b_y - a_y)$$

上式可排列成如下的矩阵形式

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} (b_x - b_{0x}) & (b_y - b_{0y}) & 0 \\ 1 & 0 & (b_y - a_y) \\ 0 & 1 & -(b_x - a_x) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{b}_x \\ \ddot{b}_y \\ \ddot{\alpha} \end{bmatrix} \\ & = \begin{bmatrix} -(\dot{b}_x^2 + \dot{b}_y^2) \\ \ddot{b}'_x - (\alpha^2 + 2\theta\dot{\alpha})(b_x - a_x) \\ \ddot{b}'_y - (\alpha^2 + 2\theta\dot{\alpha})(b_y - a_y) \end{bmatrix} \quad (2-48) \end{aligned}$$

式(2-48)可按克莱姆法则求解 \ddot{b}_x 、 \ddot{b}_y 和 $\ddot{\alpha}$ ，式中 $\ddot{\alpha}$ 是铰接点处的相对角加速度。

§ 2-3 机构综合

在机械装置的设计中，有时要求设计的装置能引导一个刚体通过一系列给定的有限分离位置，或者有限分离位置的数目减少一点，但在这些位置上对运动物体的速度(或加速度)加以限定。

这些给定的位置称为精确点，而我们希望综合所得的机构在导引刚体时，其精确点处的位置、速度和加速度的误差为零。本章在综合中，对刚体在这些精确点之间运动不施加约束，只希望在这些精确点之间的误差小一点。分析机构在精确点之间的各点所产生的运动，并将分析结果同所期望的运动进行比较，即可算得误差的大小。有时，在原先设计中出现最大误差的地方，通过重新安排精确点，以便在那些地方设置较大的约束，这样一来有可能减少整个运动范围的最大误差，由此就能得到一个使各相邻精确点间的最大误差值相等的最优综合。

连杆机构运动综合的基本问题，就是确定运动刚体上的一点或几点的位置，而该运动刚体在满足特定形式的导向刚体所给定的几何约束下，将通过在空间上一系列给定点。例如，综合平面铰接四杆机构时，这个问题就变成一个确定在运动平面上的一组点

的位置问题,当这个平面处于所给定的某些位置时,这些点的各相应位置将处于一圆弧上。圆弧约束是由两个刚性构件起导向作用的结果,而这两个构件各具有两个铰链。每一个构件上两个铰链之一与运动刚体相连接,而另一个铰链则连接在固定参考刚体上。运动平面上满足上述约束的那些点称为圆点,该圆弧的中心即为中心点。任何两个这样的构件同固定刚体和运动刚体组合起来,有可能成为一铰接四杆机构。对每一连杆机构必须考察其可动性或实用性,以便保证连续运动、合理的传动角等等。

在空间机构中,约束构件或构件—运动副组合的几何形式会有更多种可能情况。然而,综合的基本问题仍相同,并需按下述步骤进行。

(1)给出运动物体的若干位置。位置的最大可能数目由打算采用的导向构件型式来决定。

(2)将给定的运动转换成位移矩阵元素,通常以位置1作为参考位置。

(3)在每一设计位置上,建立待综合的导向构件所施加的几何约束方程。

(4)利用位移矩阵方程,就每一设计位置对未知坐标进行运算,以便消去待综合的连杆机构在设计位置以外的所有参数。这样,约束方程就变成了设计方程。

(5)利用牛顿—腊夫森迭代法,解所得的非线性设计方程组。

(6)当用常规的方法或直观地估量方程式的解有困难时,则迭代过程所需的初始估计值,可由高速计算机随机产生。一旦计算机收敛到第一个解后,利用前一个解作为下一个解的初始估计值,即可产生一组解。

一、平面刚体导向机构

铰接四杆机构是用来引导一个刚体通过一系列给定位置的基本平面机构之一。综合中需要我们定出通常称之为曲柄(或摇杆)的两个固定铰接点和两个动铰接点的第一位置。

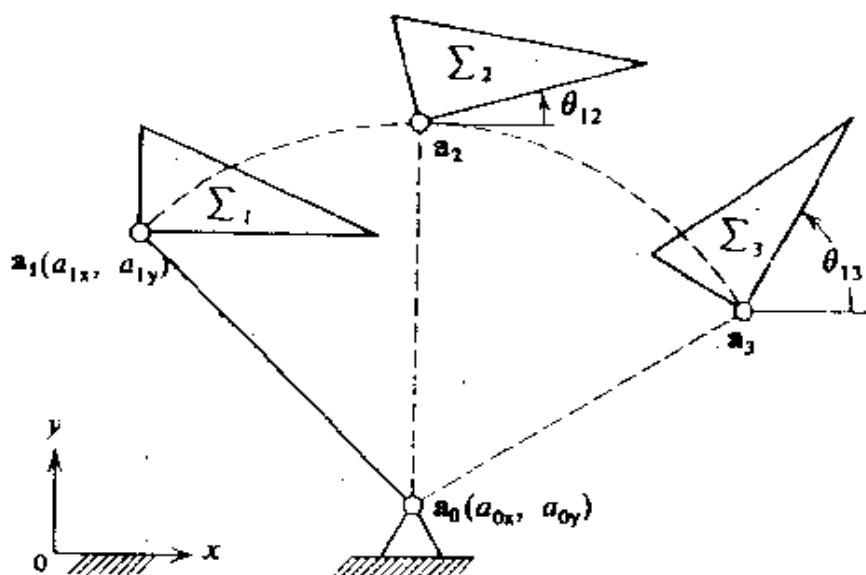


图 2-8

1. 定长方程——双铰链曲柄

每一导向杆必须满足定长条件,如图 2-8 所示。图中点 $a_j = (a_{jx}, a_{jy})$ 和 $a_0 = (a_{0x}, a_{0y})$ 的连线代表一典型的导向杆。由此可得曲柄位移约束方程为

$$(a_j - a_0)^T (a_j - a_0) = (a_1 - a_0)^T (a_1 - a_0) \quad j=2, 3, \dots, n \quad (2-49)$$

曲柄速度约束方程基于这样的概念,即假如曲柄长度是常数,则曲柄长度变化率必须为零。对式(2-49)进行微分,即得

$$\dot{a}_j^T (a_j - a_0) = 0 \quad j=1, 2, 3, \dots, n \quad (2-50)$$

曲柄加速度约束方程为

$$\ddot{a}_j^T (a_j - a_0) + \dot{a}_j^T \dot{a}_j = 0 \quad j=1, 2, 3, \dots, n \quad (2-51)$$

2. 定斜率方程——平面滑块

约束的第二种基本型式是由固定构件上的直线导向所提供的,同运动构件相铰接的滑块被限制在沿着这一直线导路运动,如图 2-9 所示。我们也可以给定固定构件上的一个曲线导路,只要这一导路的方程式知道就行。

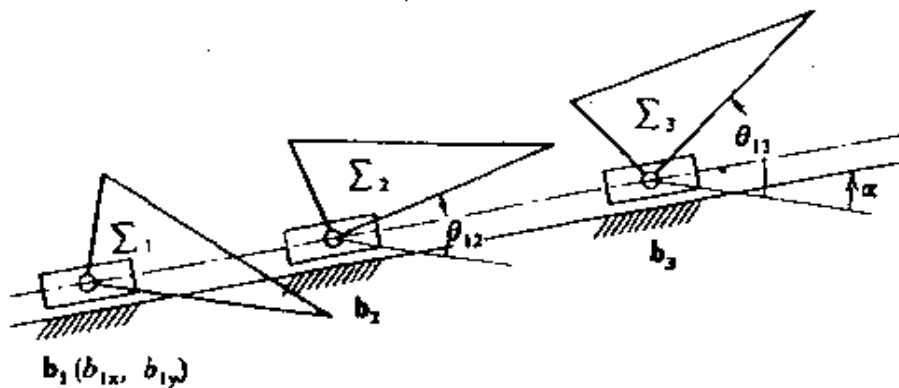


图 2-9

任意点 b 的直线导路方程, 可以写成下述行列式的形式

$$\begin{vmatrix} b_{1x} & b_{1y} & 1 \\ b_{2x} & b_{2y} & 1 \\ b_{3x} & b_{3y} & 1 \end{vmatrix} = 0 \quad j=3,4 \quad (2-52)$$

或者写成更常见的形式

$$\operatorname{tga} = \frac{b_{jy} - b_{1y}}{b_{jx} - b_{1x}} = \frac{b_{2y} - b_{1y}}{b_{2x} - b_{1x}} \quad j=3,4 \quad (2-53)$$

滑块速度约束方程为

$$\operatorname{tga} = \frac{b_{jy}}{b_{jx}} \quad j=1,2,\dots,n \quad (2-54)$$

而滑块加速度约束方程可写成

$$\operatorname{tga} = \frac{\dot{b}_{jy}}{\dot{b}_{jx}} \quad j=1,2,\dots,n \quad (2-55)$$

3. 曲柄约束方程—给定四个位置的平面刚体导向问题

由导向杆的定长条件可得一组三个方程式

$$(\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_0)^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_0) - (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_0)^T (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_0) = 0 \quad j=2,3,4 \quad (2-56)$$

式中

$$\mathbf{a}_j = D_{1j} \mathbf{a}_1$$

因为位移矩阵 D_{1j} 可通过运动平面的各给定位置来求得, 这样便得到 $\alpha_{0x}, \alpha_{0y}, \alpha_{1x}$ 和 α_{1y} 四个未知量的一组三个非线性代数方程

式。我们可以任意假定四个未知量中的任何一个,并用牛顿—腊夫森法计算出其余三个未知量。由于上述任意给定其值的那个参数可以在第一位置时的各动铰接点所连成的曲线称为圆点曲线。通过非线性设计方程的数值解法,可同时获得平面刚体导向的中心点曲线和圆点曲线。

例 2 求中心点曲线和圆点曲线(见图 2—10)

综合一平面铰接四杆机构 使其连杆通过下列四个有限分离位置:

$$\begin{array}{ll}
 P_1 = (1.0, 1.0) & \\
 P_2 = (2.0, 0.5) & \theta_{12} = 0.0^\circ \\
 P_3 = (3.0, 1.5) & \theta_{13} = 45.0^\circ \\
 P_4 = (2.0, 2.0) & \theta_{14} = 90^\circ
 \end{array}$$

图 2—10 所示为通过式(2—56)解得的中心点曲线和圆点曲线。图中没有画出当中心点位置超出图纸范围时的那部分的圆点曲线。

五位置问题最好采用两个四位置问题相结合的方法求解。一组 1234 曲线同一组 1235 曲线的交点,可能存在,也可能不存在。五位置问题也可以通过一组四个设计方程式(2—56)直接解得。但是,通常难于定出一个可以保证收敛到解的初始值。

二、空间机构刚体导向

由空间机构引导一个刚体通过空间一系列给定位置的位置数目,取决于所用导向杆所能提供的约束。这里,我们将讨论一些经常得到的导向杆约束方程。一个完整的刚体导向机构,通常包含具有不同约束数的构件。给定位置(即精确点)的最大数目,常由特殊的具有较大约束的那一个构件所支配。这样,对可以少受一些约束的构件,在选择参数时通常允许有较大的自由。

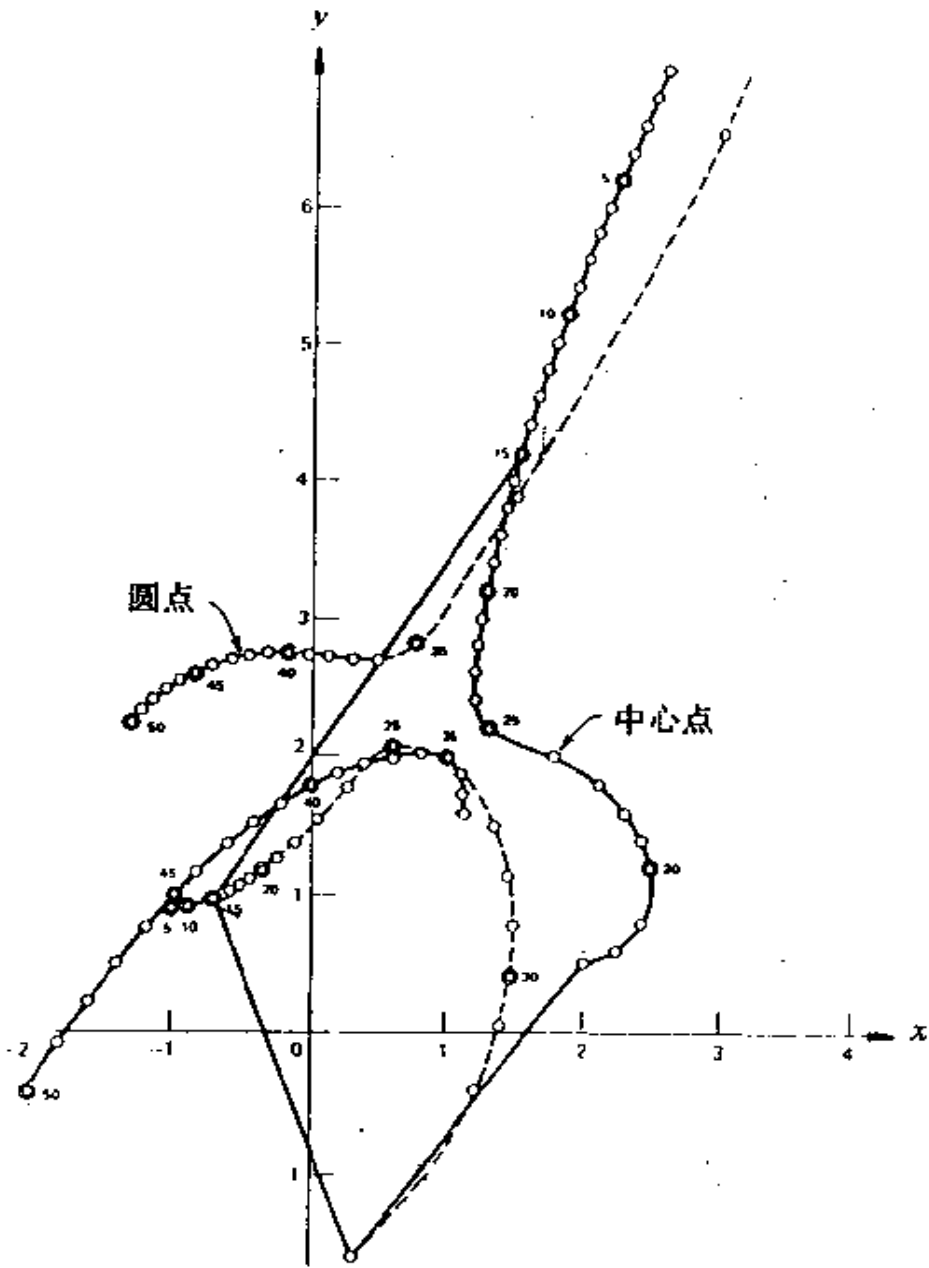


图 2-10

1. 球-球(S-S)构件

图 2-11 所示的球-球构件,是用于空间刚体导向的最简单的一种两个运动副组合形式。应该注意,S-S 构件通常必须至少和另一个约束数较高的导向杆联合使用。S-S 构件只需满足定长条件。

假定固定铰接点为 a_0 ，且其相应动铰接点为 a ，则 S-S 构件位移约束方程为

$$(\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_0)^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_0) = (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_0)^T (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_0) \quad j=2, 3, \dots, n \quad (2-57)$$

式中

$$\mathbf{a}_0 = (a_{0x}, a_{0y}, a_{0z})$$

$$\mathbf{a}_1 = (a_{1x}, a_{1y}, a_{1z})$$

$$\mathbf{a}_j = D_{1j} \mathbf{a}_1$$

由于有 a_{0x} 、 a_{0y} 、 a_{0z} 、 a_{1x} 、 a_{1y} 和 a_{1z} 等六个未知量，故我们最多能给定刚体七个有限分离位置。

对式(2-57)进行微分得 S-S 构件速度约束方程

$$\dot{\mathbf{a}}_j^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_0) = 0 \quad (2-58)$$

式中

$$\dot{\mathbf{a}}_j = V_j \mathbf{a}_j$$

$$\dot{\mathbf{a}}_j = D_{1j} \dot{\mathbf{a}}_1$$

式中 D_{1j} 和 V_j 可由已知的刚体运动来求得。

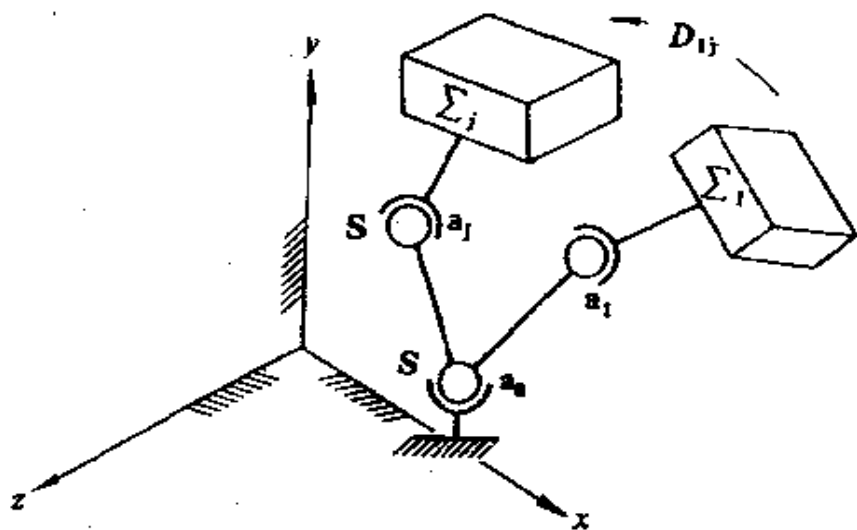


图 2-11

相应地, S-S 构件加速度约束方程为

$$\ddot{\mathbf{a}}_j^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) + \dot{\mathbf{a}}_j^T \dot{\mathbf{a}}_j = 0 \quad (2-59)$$

式中

$$\dot{\mathbf{a}}_j = \mathbf{A}_j \dot{\mathbf{a}}_1$$

2. 转一球(R-S)构件

图 2-12 所示的 R-S 构件, 可以视为另外又加了一个约束的 S-S 构件, 这个另加的约束使球面副的相对运动限于仅能在垂直于 \mathbf{u}_o 轴线的平面内旋转。上述转动轴线必须给定一点, 我们可以把 \mathbf{a}_o 点定在球面副的旋转平面和转动轴线 \mathbf{u}_o 的交点。 \mathbf{u}_o 上所有其它可能的参考点, 在运动学上是等价的。R-S 构件位移约束方程为

$$\begin{aligned} (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o)^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) &= (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_o)^T (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_o) \quad j=2, 3, \dots, n \\ \mathbf{u}_o^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) &= 0 \quad j=1, 2, 3, \dots, n \\ \mathbf{u}_o^T \mathbf{u}_o &= 1 \end{aligned} \quad (2-60)$$

代入 $\mathbf{a}_j = \mathbf{D}_j \mathbf{a}_1$ 后, 得到一组具有 $u_{ox}, u_{oy}, u_{oz}, a_{ox}, a_{oy}, a_{oz}, a_{1x}, a_{1y}$ 和 a_{1z} 等九个未知量的非线性设计方程。我们知道, 给定刚体四个位置时, 最多可得到八个设计方程式。当给定五个位置时, 可得 10 个方程式, 但此时无解。当给定四个位置而有八个设计方程时, 我们可自由选择九个未知量中的一个作为已知。

R-S 构件的速度约束方程为

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{a}}_j^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) &= 0 \\ \mathbf{u}_o^T \dot{\mathbf{a}}_j &= 0 \end{aligned} \quad (2-61)$$

R-S 构件的加速度约束方程为

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{a}}_j^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) + \dot{\mathbf{a}}_j^T \dot{\mathbf{a}}_j &= 0 \\ \mathbf{u}_o^T \ddot{\mathbf{a}}_j &= 0 \end{aligned} \quad (2-62)$$

若无位移约束方程可用, 则式(2-60)中最后一式应与式(2-61)或(2-62)同用。

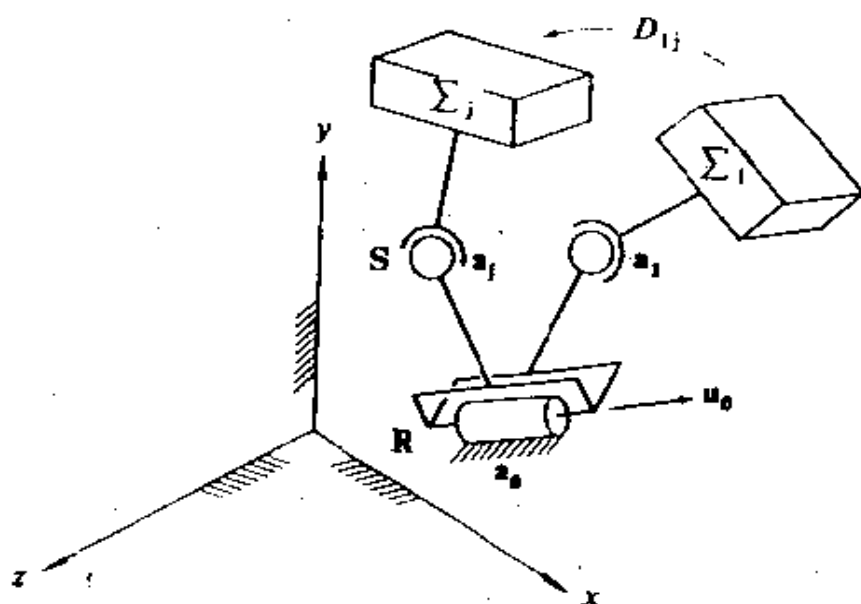


图 2-12

3. 转—转(R—R)构件

图 2-13 所示的 R—R 构件,除必须满足 R—S 构件所有约束方程外,还应另加两个要求。当产生位移时,由于固定轴线 u_0 和动轴线 u 是固定在 R—R 构件上的,故该两轴之间的交错角必须保持为定值。鉴于 a_0 点必须有一个绕动轴线 u_j 的相对转动,因此我们还需要建立第二个平面方程式。这便把 a_0 约束在垂直 u_j 轴的平面内。

因此,可列出如下的 R—R 构件位移约束方程:

平面方程

$$\begin{cases} u_0^T (a_j - a_0) = 0 \\ u_j^T (a_j - a_0) = 0 \end{cases} \quad j=1, 2, 3, \dots, n \quad (2-63)$$

方向余弦方程

$$\begin{cases} u_0^T u_0 = 1 \\ u_1^T u_1 = 1 \end{cases} \quad (2-64)$$

定交错角方程

$$u_j^T u_0 = u_1^T u_0 \quad j=2, 3, \dots, n \quad (2-65)$$

定矩方程

$$u_0^T [(a_j - a_0) \times u_j] = u_0^T [(a_1 - a_0) \times u_1] \quad j=2, 3, \dots, n \quad (2-66)$$

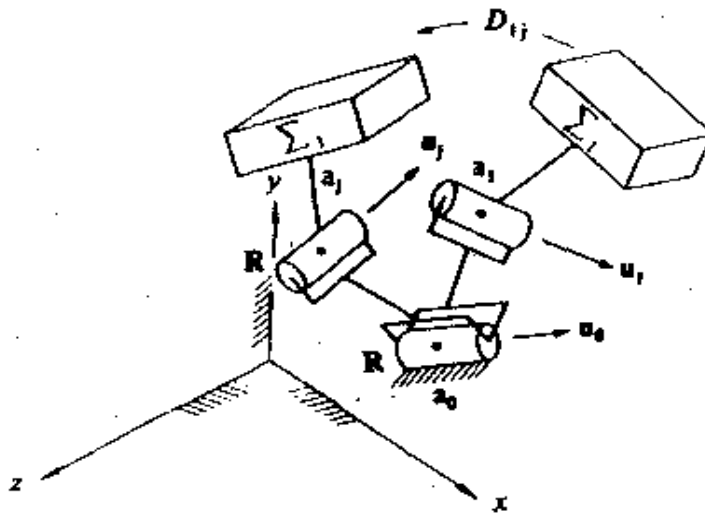


图 2-13

因为式(2-65)对保证所有位置的交错角为定值而言,是一个必要而非充分条件,所以需要式(2-66)无论正值或负值的交错角均能满足式(2-65)。当定矩方程式(2-66)与定交错角方程式(2-65)联合使用时,便可保证 u_j 向量对 u_0 轴线之矩为定值。由于 u_j 是与 u_0 所成的交错角 α 为定值的一个单位向量,所以式(2-66)也就代替了用于 S-S 或 R-S 构件的定长方程。

式(2-63)到(2-66)构成了一组 12 个约束方程式,该方程组用来解决给定刚体三个有限分离位置而由 R-R 构件导向的问题。当它与下式

$$a_j = D_{1j} a_1$$

和

$$u_j = R_{1j} u_1$$

联合应用时,便形成一组具有 u_0, u_1, a_0 和 a_1 等 12 个未知量的 12 个设计方程式。因此,用 R-R 构件进行刚体导向时,最多可以给定三个位置,这时没有可供任意选择的参数。

定交错角方程和定矩方程可以用两个定长方程来代替,即

$$(\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o)^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) = (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_o)^T (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_o) \quad j=2,3 \quad (2-67)$$

和

$$\begin{aligned} & [(\mathbf{a}_j + \mathbf{u}_j) - (\mathbf{a}_o + \mathbf{u}_o)]^T [(\mathbf{a}_j + \mathbf{u}_j) - (\mathbf{a}_o + \mathbf{u}_o)] \\ &= [(\mathbf{a}_1 + \mathbf{u}_1) - (\mathbf{a}_o + \mathbf{u}_o)]^T [(\mathbf{a}_1 + \mathbf{u}_1) - (\mathbf{a}_o + \mathbf{u}_o)] \quad j=2,3 \end{aligned} \quad (2-68)$$

式(2-68)保证了当初始交错角为 α_1 时,不允许 α_j 为 $\alpha_1 + \pi$ 。第二个定长方程可以认为加一个固连在 R-R 构件上的假想线 L' , 这个假想线必须与点 a_o 和 a 之间的连线 L 保持固定关系。

虽然定交错角方程式(2-65)和(2-66)好像更加重要些,但定长方程式(2-67)和(2-68)也已经很成功地应用于 R-R 构件的综合中。

R-R 构件速度约束方程,可以由微分前述任一形式的位移约束方程而求得。第一种情况下,它们为

$$\mathbf{u}_o^T \dot{\mathbf{a}}_o = 0 \quad (2-69)$$

$$\dot{\mathbf{u}}_j^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) + \mathbf{u}_j^T \dot{\mathbf{a}}_j = 0 \quad (2-70)$$

$$\dot{\mathbf{u}}_j^T \dot{\mathbf{a}}_o = 0 \quad (2-71)$$

$$[\mathbf{a}_j \times \dot{\mathbf{u}}_j + (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) \times \dot{\mathbf{u}}_j]^T \dot{\mathbf{u}}_o = 0 \quad (2-72)$$

式(2-71)和(2-72)可以通过对式(2-67)和(2-68)进行微分得到的相应表达式来替代,即

$$\dot{\mathbf{a}}_j^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) = 0 \quad (2-73)$$

$$(\dot{\mathbf{a}}_j + \dot{\mathbf{u}}_j)^T [(\mathbf{a}_j + \mathbf{u}_j) - (\mathbf{a}_o + \mathbf{u}_o)] = 0 \quad (2-74)$$

R-R 构件加速度约束方程为

$$\mathbf{u}_o^T \ddot{\mathbf{a}}_j = 0 \quad (2-75)$$

$$\ddot{\mathbf{u}}_j^T (\mathbf{a}_j - \mathbf{a}_o) + 2 \dot{\mathbf{u}}_j^T \dot{\mathbf{a}}_j + \mathbf{u}_j^T \ddot{\mathbf{a}}_j = 0 \quad (2-76)$$

$$\ddot{\mathbf{u}}_j^T \dot{\mathbf{u}}_o = 0 \quad (2-77)$$

$$[\ddot{a} \times u_j + 2 \dot{a}_j \times u_j + (a_j - a_o) \times \ddot{u}]^T u_o = 0 \quad (2-78)$$

同时,式(2-77)和(2-78)可以用下述另一对方程式来替代。这对方程式是通过式(2-73)和(2-74)进行微分而得到的。

$$\ddot{a}_j^T (a_j - a_o) + \dot{a}_j^T \dot{a}_j = 0 \quad (2-79)$$

$$(\ddot{a}_j + \ddot{u}_j)^T [(a_j + u_j) - (a_o + u_o)] + (\dot{a}_j + \dot{u}_j)^T (\dot{a}_j + \dot{u}_j) = 0 \quad (2-80)$$

4. 转一柱(R-C)构件

图 2-14 所示的 R-C 构件,除必须满足 R-R 构件的所有约束方程外,另外还要加上一个反映圆柱副直线移动自由度的位移约束方程。在这种情况下,两个定长方程式(2-67)和(2-68)是用中间点 a'_j 的坐标代替 a_j 的坐标而写出的,这里

$$a'_j = a_j - s_j u_j \quad (2-81)$$

就给定刚体三个位置而言,R-C 构件的综合可得一组 12 个设计方程。再加直线移动 s_2 和 s_3 ,一共有 14 个未知量。因此,能够给定的精确点的最大数目是 3,这时可任意选择两未知参数作为已知量。

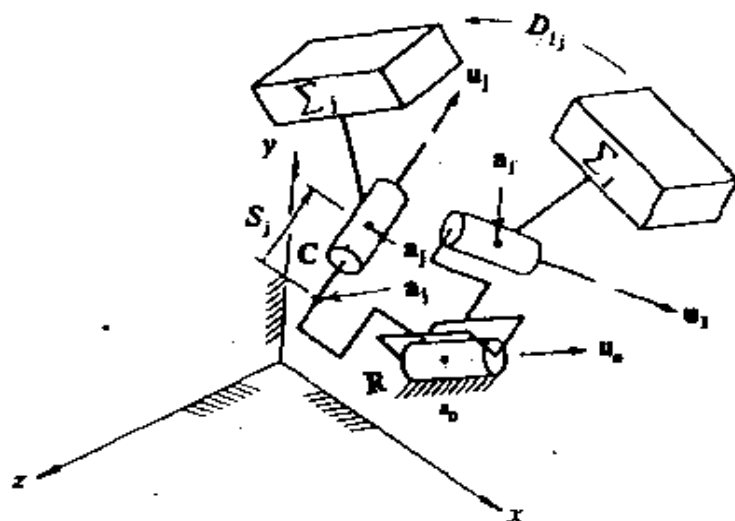


图 2-14

速度和加速度约束方程也可通过 a_j 点写成下面两个方程式

$$\dot{a}_j = \dot{a}_j - W s_j u_j - s_j \dot{u}_j \quad (2-82)$$

$$\ddot{a}_j = \ddot{a}_j - \dot{W} s_j u_j - s_j \ddot{u}_j - 2W s_j \dot{u}_j \quad (2-83)$$

式中 W 和 \dot{W} 为空间旋转的角速度和角加速度矩阵。

5. 柱—柱(C—C)构件

图 2-15 所示的 C—C 构件, 也必须满足 R—R 构件所受到的全部位移约束。在这种情况下, 这个移动量 s'_j 应从第一位置开始算起, 并允许沿固定的圆柱副轴线 u_0 移动。类似的另一个直线移动 s_j , 则是沿运动副轴线 u_j 移动。约束方程可通过点 a'_0 和 a'_j 写出, 如图 2-15 所示, 其中

$$a'_0 = a_0 + s'_j u_0 \quad (2-84)$$

$$a'_j = a_j - s_j u_j \quad (2-85)$$

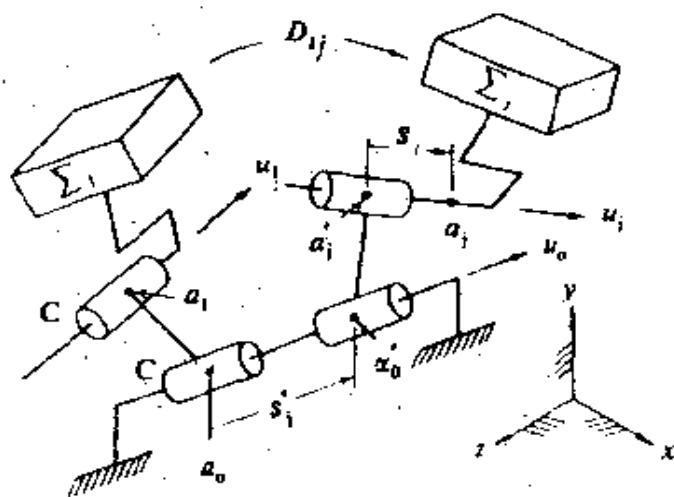


图 2-15

用 C—C 构件导向时, 最多可给定刚体五个位置。这样, 总共可得具有 20 个未知量的 20 个方程, 这 20 个未知量是 u_0, u_1, a_0, a_1 的各三个坐标分量以及八个直线移动分量 $s'_2, s'_3, s'_4, s'_5, s_2, s_3, s_4$ 和 s_5 。如果给定五个位置, 那么没有任意选择参数的余地。

C—C 构件的速度和加速度约束方程比 R—R 构件要复杂些，这是因为对于它们必须考虑到 a' 点的速度和加速度，以及在 a' 点处的相对运动和科氏加速度分量。

6. 球面运动刚体导向机构

刚体作球面运动的条件是：当刚体作有限位移时，该运动刚体上所有点离固定参考点的距离保持不变。

(1) 由数值直接求逆而得的球面位移矩阵 有时，用刚体上任意给定的三点（加上原点）的位移来构成球面位移矩阵的数值元素是比较方便的。在这个情况下，位移矩阵将通过 p, q 和 r 三个点位置的改变而求得，其位置的改变可表示为

$$\begin{bmatrix} p_{2x} & q_{2x} & r_{2x} & 0 \\ p_{2y} & q_{2y} & r_{2y} & 0 \\ p_{2z} & q_{2z} & r_{2z} & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} = D_{12} \begin{bmatrix} p_{1x} & q_{1x} & r_{1x} & 0 \\ p_{1y} & q_{1y} & r_{1y} & 0 \\ p_{1z} & q_{1z} & r_{1z} & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

由此得

$$D_{12} = \begin{bmatrix} p_{2x} & q_{2x} & r_{2x} & 0 \\ p_{2y} & q_{2y} & r_{2y} & 0 \\ p_{2z} & q_{2z} & r_{2z} & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{1x} & q_{1x} & r_{1x} & 0 \\ p_{1y} & q_{1y} & r_{1y} & 0 \\ p_{1z} & q_{1z} & r_{1z} & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \quad (2-86)$$

(2) 球面运动刚体导向的设计方程 在寻求可能的导向曲柄时，我们注意到，所有的轴线（包括固定的和运动的）都必须交于—共同点。设坐标系的原点在这—点，在导向曲柄上任何点必须通过—系列位置，这些位置应形成围绕着固定轴线的—圆弧，至于球面约束方程则按下述方法求得。假定在作球面运动的物体上的 p 点已有四个位置给定，则球面方程可由下列行列式求得

$$\begin{vmatrix} (x^2 + y^2 + z^2) & x & y & z & 1 \\ (p_{1x}^2 + p_{1y}^2 + p_{1z}^2) & p_{1x} & p_{1y} & p_{1z} & 1 \\ (p_{2x}^2 + p_{2y}^2 + p_{2z}^2) & p_{2x} & p_{2y} & p_{2z} & 1 \\ (p_{3x}^2 + p_{3y}^2 + p_{3z}^2) & p_{3x} & p_{3y} & p_{3z} & 1 \\ (p_{4x}^2 + p_{4y}^2 + p_{4z}^2) & p_{4x} & p_{4y} & p_{4z} & 1 \end{vmatrix} = 0 \quad (2-87)$$

上式可展开成下列形式

$$x^2 + y^2 + z^2 + Ax + By + Cz + D = 0 \quad (2-88)$$

将式(2-88)化为标准形式得

$$(x - c_x)^2 + (y - c_y)^2 + (z - c_z)^2 = R^2 \quad (2-89)$$

我们可计算出球面运动中心的坐标的 $C = (c_x, c_y, c_z)$ 和 p 点运动轨迹所在球面的半径 R 。

将式(2-89)除以 R^2 , 并按下面括弧内数值移轴, 以便使球心落在新坐标原点上, 这样一来, 该式可进一步简化为

$$\left(-\frac{c_x}{R}, -\frac{c_y}{R}, -\frac{c_z}{R} \right)$$

所有的坐标都以相同方法进行转换, 于是可在以原点为中心的单位球表面上进行球面机构综合。

球面曲柄的约束方程必须满足下述定长条件:

$$(a_j - a_0)^T (a_j - a_0) = (a_1 - a_0)^T (a_1 - a_0) \quad j = 2, 3, \dots, n \quad (2-90)$$

另外, 还需满足下述两个单位球面方程:

$$\left. \begin{aligned} a_1^T a_1 &= 1.0 \\ a_0^T a_0 &= 1.0 \end{aligned} \right\} \quad (2-91)$$

当给定刚体的 n 个位置时, 我们知道总是可列出具有 $a_{0x}, a_{0y}, a_{0z}, a_{1x}, a_{1y}, a_{1z}$ 等六个未知量的 $n+1$ 个约束方程。因此, 可以给定的刚体位置最多数目为五个, 但这时不再有参数可供任意选定。当给定四个位置时, 将可得球心曲线和圆心曲线, 这时六个坐标中有一个可任意选择。

例 3 球面运动刚体导向机构的综合

人体髋关节处的相对运动,近似于球面运动。本例是设计一个装在体外的矫正股骨相对骨盆运动导向用的连杆机构实例研究的一部分。

以骨盆为参考物,测出的股骨上两点 p 和 p' 上的相对位置,然后根据前述原则转换坐标得

$$p_1 = (0.105040, 0.483820, 0.869397)$$

$$p'_1 = (-0.464640, -0.676760, 0.571057)$$

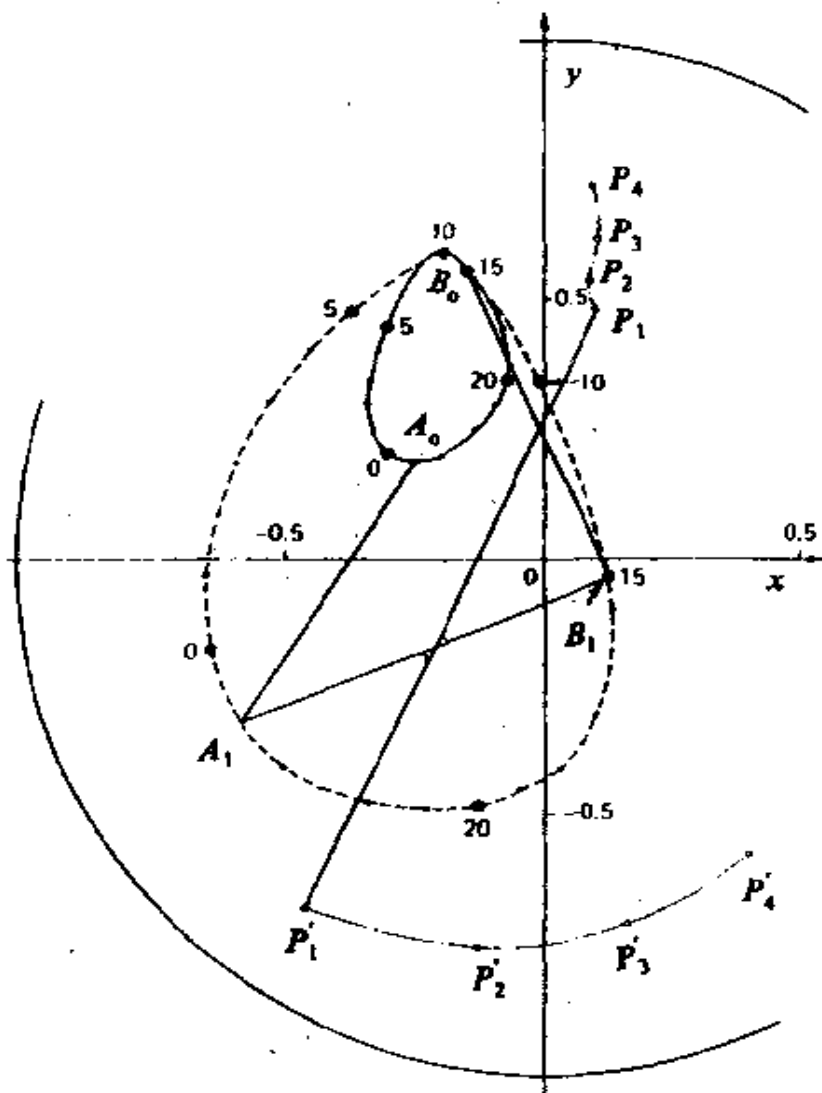


图 2-16

$$p_2 = (0.090725, 0.541283, 0.835931)$$

$$p'_2 = (-0.133748, -0.751642, 0.645868)$$

$$p_3 = (0.104155, 0.620000, 0.777658)$$

$$p'_3 = (0.161113, -0.702067, 0.693646)$$

$$p_4 = (0.096772, 0.725698, 0.681173)$$

$$p'_4 = (0.400762, -0.564306, 0.721769)$$

由式(2-90)和(2-91)可得具有 $a_{0x}, a_{0y}, a_{0z}, a_{1x}, a_{1y}$, 和 a_{1z} 等六个未知量的一组 $n+1$ 个设计方程式, 从而就可求得球心点曲线和圆点曲线。

已经给定了四个位置, 现有五个方程, 因此可得一个参数的一组解。图 2-16 中投影在 $x-y$ 平面上的曲线是中心点曲线和圆点曲线。值得注意的是: 球心点曲线和中心点曲线在单位球表面都形成封闭环。每一点与球心定出了一个旋转轴, 该轴与球面相交于两点。

下面是从许多解中选择出来的一个解, 并已画在图 2-16 上。

$$a_0 = (-0.2500, 0.1900, 0.9494)$$

$$a_1 = (-0.5839, -0.3149, 0.7482)$$

$$b_0 = (-0.1500, 0.5595, 0.8151)$$

$$b_1 = (0.1214, -0.0275, 0.9922)$$

(3) 给定三个位置的球面运动刚体导向问题 现在来介绍一种特别适用于三位置问题的方法。包含球面上三个给定点 a_1, a_2 , 和 a_3 的 π 平面, 可由下列行列式形式的平面方程式定出

$$\begin{vmatrix} x & y & z & 1 \\ a_{1x} & a_{1y} & a_{1z} & 1 \\ a_{2x} & a_{2y} & a_{2z} & 1 \\ a_{3x} & a_{3y} & a_{3z} & 1 \end{vmatrix} = 0 \quad (2-92)$$

作一平行于 π 平面并切于该球面的平面 π' , 其切点即可作为固定铰接点 $a_0 = (a_{0x}, a_{0y}, a_{0z})$ 的位置。这样便得到一组联立方程式如下

$$\begin{array}{ccc} \left| \begin{array}{ccc} a_{1x} & a_{1y} & 1 \\ a_{2x} & a_{2y} & 1 \\ a_{3x} & a_{3y} & 1 \end{array} \right| & \left| \begin{array}{ccc} a_{1x} & a_{1z} & 1 \\ a_{2x} & a_{2z} & 1 \\ a_{3x} & a_{3z} & 1 \end{array} \right| & \left| \begin{array}{ccc} a_{1y} & a_{1z} & 1 \\ a_{2y} & a_{2z} & 1 \\ a_{3y} & a_{3z} & 1 \end{array} \right| \\ \hline a_{0z} & a_{0y} & a_{0x} \end{array} \quad (2-93)$$

其设计方程为

$$\frac{A}{a_{0x}} = -\frac{B}{a_{0y}} = \frac{C}{a_{0z}} \quad (2-94)$$

$$a_{0x}^2 + a_{0y}^2 + a_{0z}^2 = 1 \quad (2-95)$$

由此可得

$$a_{0x} = \frac{A}{\pm D} \quad a_{0y} = -\frac{B}{\pm D} \quad a_{0z} = \frac{C}{\pm D} \quad (2-96)$$

式中 $D = \sqrt{A^2 + B^2 + C^2}$

±号是考虑到 a_0 有两个可能的位置,这两个位置就是固定轴线同单位球表面的两个交点。

三、函数的实现

“实现函数用的机构”一词,指的是在这类机构中它所产生的输出运动是输入运动的给定函数。输入和输出构件可以是曲柄,也可以是滑块。无论是输入或输出构件,它们的运动都是相对于一固定的参考构件给出的。如果设计得当,常能在自变量有限范围内通过机构实现具有很小误差的光滑连续函数。

综合这类机构的一般方法同刚体导向机构设计所使用的方法相类似。应当指出,只要应用运动倒置原理,用于实现函数的机构综合问题总可以转化为刚体导向问题。这时,受导刚体的运动是由输入构件对输出构件的相对运动来描述的。这种倒置原理,将通过它在多种平面和空间实现函数的机构中的应用来加以证明。不过,在开始讨论所使用的实际方法之前,我们必须简略地介绍一些必要的计算知识。

1. 精确点的确定

设有一函数是通过一双曲柄机构来实现的,其输入转角 θ 与函数 $y=f(x)$ 中的自变量 x 成比例,而其输出转角 φ 则与因变量 y 成比例。这个问题可用下列形式来表述。

用机构实现 $y=f(x)$, 使在变量的区间

$$x_0 \leq x \leq x_1$$

$$f(x_0) \leq y \leq f(x_1)$$

和输入及输出运动的范围

$$\theta_0 \leq \theta \leq \theta_1$$

$$\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_1$$

内,输入运动 θ 与 x 成比例,输出运动 φ 与 y 成比例。

除非是某些很特殊的情况,否则在规定的范围内,要机构没有误差地实现给定的函数是不可能的。根据所用特定机构必须满足的运动约束方程数,我们只能选定有限个无误差点(精确点)。实际机构的输出运动 φ 和由数学函数计算所得的 φ 之差,称为结构误差。精确点间最大的结构误差,在整个机构运动范围内常常小于 1%,在很大程度上视自变量精确点如何布置而定。最佳的精确点布置将导致顺次每两精确点间以及运动范围的开始和终止的最大

绝对误差值皆相等。为此,一般不需要把精确点定在自变量的最大和最小值处,而是把它安排在 θ 或 x 区间之内,如图 2-17 所示。这样做将有助于减小在整个运动范围内所遇到的最大误差值。

威贝谢夫布置(如图 2-17 所示)可以用来作为最佳精确点布置的第一次近似。弗罗伊登斯太因(Freudenstein)已

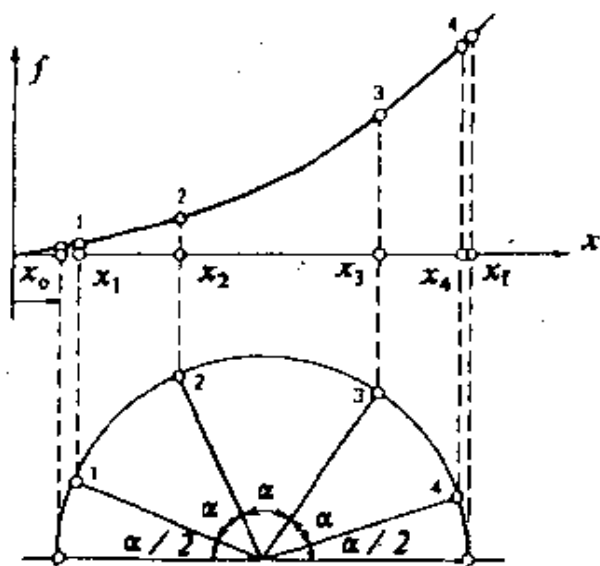


图 2-17

经提出一种对精确点作系统的重新布置的方法,以获得在各精确点之间具有等值误差的最优设计。建立在使整个运动范围内总的结构误差减小基础上的另一最优综合法,请参见参考文献[4]。

戚贝谢夫布置的基本原理如图 2-17 所示。对精确点位置作数值计算时,可以很方便地使用下列分析式

$$x_j = x_0 + \frac{\Delta x}{2} [1 - \cos(j\alpha - \frac{\alpha}{2})] \quad j=1, 2, \dots, n \quad (2-97)$$

式中 $\Delta x = x_f - x_0$;

n 为精确点数;

$$\alpha = \frac{180^\circ}{n}。$$

3 个精确点时, $n=3, \alpha=180^\circ/3=60^\circ$

$$x_1 = x_0 + \frac{\Delta x}{2} [1 - \cos(60^\circ - 30^\circ)] = x_0 + 0.067\Delta x$$

$$x_2 = x_0 + \frac{\Delta x}{2} [1 - \cos(120^\circ - 30^\circ)] = x_0 + 0.500\Delta x \quad (2-98)$$

$$x_3 = x_0 + \frac{\Delta x}{2} [1 - \cos(180^\circ - 30^\circ)] = x_0 + 0.933\Delta x$$

同样,四个精确点时,

$$x_1 = x_0 + 0.038\Delta x$$

$$x_2 = x_0 + 0.309\Delta x$$

$$x_3 = x_0 + 0.692\Delta x \quad (2-99)$$

$$x_4 = x_0 + 0.962\Delta x$$

为使机构的变量 θ 和 φ 与函数的变量 x 和 y 成比例,规定比例系数

$$k_\theta = \frac{\Delta\theta}{\Delta x} = \frac{\theta_j - \theta_0}{x_j - x_0} \quad (2-100)$$

$$k_\varphi = \frac{\Delta\varphi}{\Delta x} = \frac{\varphi_j - \varphi_0}{f(x_j) - f(x_0)} \quad (2-101)$$

于是,对应于各精确点的 θ 和 φ 角,可由下式算出

$$\theta_j = \theta_0 + k_\theta(x_j - x_0) \quad (2-102)$$

$$\varphi_j = \varphi_0 + k_\varphi [f(x_j) - f(x_0)] \quad (2-103)$$

在进行机构综合时,实际所用的角是相对于第一个位置的角位移,在这种情况下,我们必须仔细计算

$$\theta_{1j} = \theta_j - \theta_1 \quad (2-104)$$

和

$$\varphi_j = \varphi_j - \varphi_1 \quad (2-105)$$

2. 实现函数用的铰接四杆机构

图 2-18 所示为实现函数用的平面铰接四杆机构的几何图形,这里 θ_{1j} 和 φ_j 是由式(2-100)至式(2-105)算得的已知曲柄的转角。我们可以把已知曲柄的转动,转换成一个完全相当的输入曲柄 $\overline{a_0a}$ 相对于输出杆 $\overline{b_0b}$ 的运动。首先我们设实现函数用的机构处于它的第 j 个位置,如图 2-18a 所示,以 $a_0 = (0,0)$ 为参考点, a_1 绕 a_0 点的转动可用一个 3×3 矩阵表示

$$D_{\theta_{1j}} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{1j} & -\sin\theta_{1j} & 0 \\ \sin\theta_{1j} & \cos\theta_{1j} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-106)$$

其次,我们在第 j 个位置保持所有铰接点处的夹角值不变来反转整个机构,以使输出杆的第 j 个位置转过一个 $-\varphi_j$ 角,即转到线 $\overline{b_0b_j}$ 与 $\overline{b_0b_1}$ 相重合为止。我们可以看到,在反转时,点 a_0 转到了 a'_0 ; 点 a_j 转到了 a'_j 。第二次的位移分量可用一个具有负转角 $-\varphi_j$ 的位移矩阵来表达

$$D_{-\varphi_j} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_j & -\sin\varphi_j & (1-\cos\varphi_j) \\ -\sin\varphi_j & \cos\varphi_j & \sin\varphi_j \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-107)$$

在这种情况下,参考点是 $b_0 = (1,0)$ 。

总的相对运动可由下述相对位移矩阵表示

$$D_R = D_{-\varphi_j} D_{\theta_{1j}} =$$

$$\begin{bmatrix} \cos(\theta_{1j} - \varphi_{1j}) & -\sin(\theta_{1j} - \varphi_{1j}) & (1 - \cos\varphi_{1j}) \\ \sin(\theta_{1j} - \varphi_{1j}) & \cos(\theta_{1j} - \varphi_{1j}) & \sin\varphi_{1j} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-108)$$

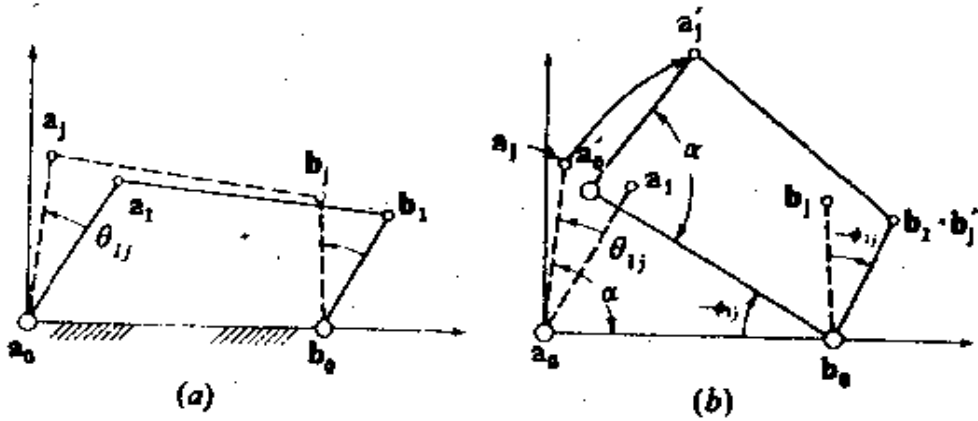


图 2-18

在倒置中, 连杆 \overline{ab} 相当于刚体导向中的一个导向曲柄, 此时, 输入曲柄成为由矩阵(2-108)描述的被导刚体。在反转运动中, 固定杆 $\overline{a_0b_0}$ 也是一个导向曲柄。这一点常常是很有用的, 因为 $\overline{a_0b_0}$ 可以作为迭代解时的初始估计。

对实现函数用的铰接四杆机构, 当给定三个位置时, 可以用类似于例 2 的方法进行设计。在例 2 中, 按曲柄三位置进行综合时, 应用了非线性方程组(2-49)。在本例中, 位移矩元素 d_{ik} 可由矩阵(2-108)计算得到。式(2-49)中的坐标 $a_0 = (a_{0x}, a_{0y})$, 由输出杆第一个位置的铰接点 $b_1 = (b_{1x}, b_{1y})$ 的已知坐标来代替, 它定出了 a 点相对于输出杆 $\overline{b_1b}$ 的相对运动中心。

当给定连杆机构相对于其输出杆第一位置的四个连续位置时, 我们仍然根据连杆的定长条件来建立约束方程。利用图 2-18 所示的坐标系, 我们得到一组三个设计方程。

$$(\mathbf{a}'_j - \mathbf{b}'_1)^T (\mathbf{a}'_j - \mathbf{b}_1) = (\mathbf{a}_1 - \mathbf{b}_1)^T (\mathbf{a}_1 - \mathbf{b}_1) \quad j=2, 3, 4 \quad (2-109)$$

上式中有四个未知坐标 a_{1x} 、 a_{1y} 、 b_{1x} 和 b_{1y} 。用 a_1 表示的 a'_j 点的

坐标可由下式计算出来

$$a_j = D_k a_1$$

显然, 实现函数用平面铰接四杆机构可实现的最多精确点为五个。

例 4 给定三个位置设计实现函数用的铰接四杆机构已知输入曲柄和输出杆的转角为

$$\theta_{12} = -30.0^\circ$$

$$\varphi_2 = 15.0^\circ$$

$$\theta_{13} = -60.0^\circ$$

$$\varphi_3 = 45.0^\circ$$

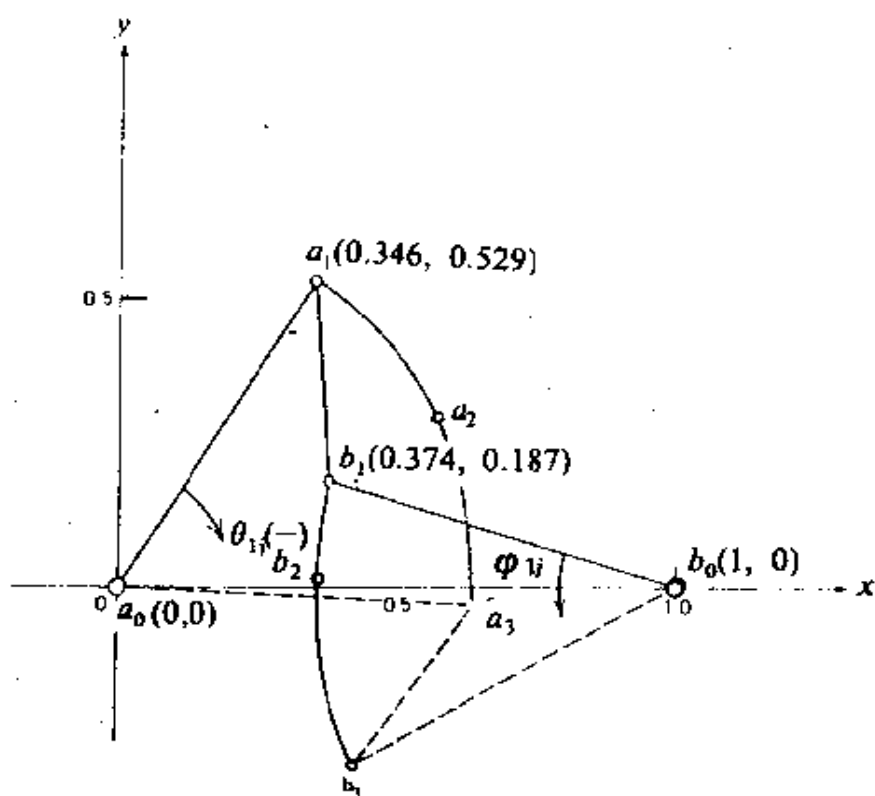


图 2-19

设输出杆的动铰接点的第一个位置为 $b_1 = (0.3750, 0.1875)$ 。由式(2-49)求得 $a_1 = (0.346046, 0.529250)$ 。所求得的两杆机构的三个位置如图 2-19 所示。

3. 实现函数用的球面四杆机构

图 2-20 表示用于实现函数用的球面四杆机构综合时的坐标系。假设固定的输入轴处在一正交坐标系的 x 轴上, 这个坐标系

的原点位于单位球的中心。如图所示,输出轴位于 $x-y$ 平面内的任意角 α 处。

这种机构的综合方法仍然是通过输入杆对输出杆第一位置的运动倒置,把实现函数用的机构问题转化为一个相当的刚体导向问题。相对位移矩阵可用下式来表示

$$D_R = D_{\varphi_{1j}} D_{\theta_{1j}} \quad (2-110)$$

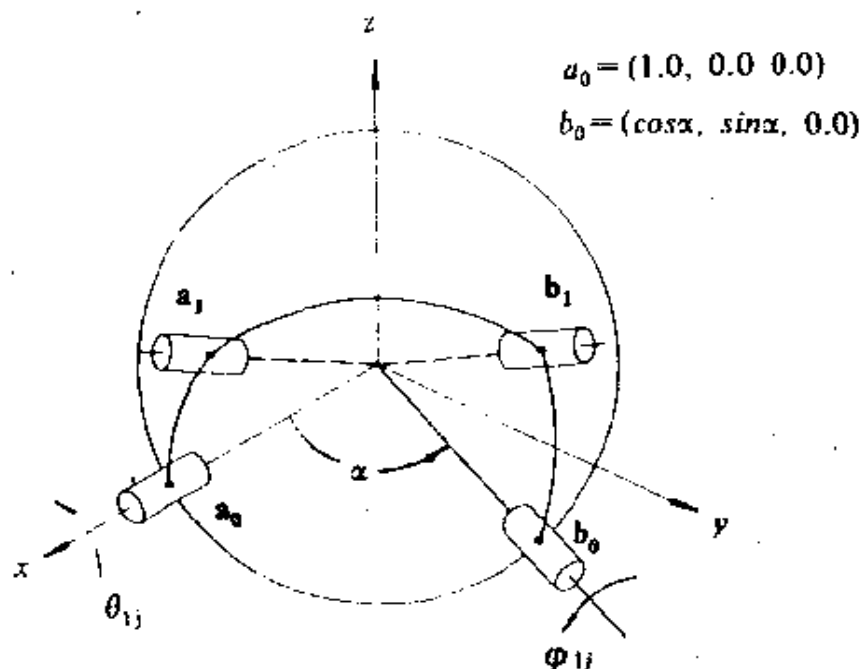


图 2-20

相对位移矩阵诸元素为

$$d_{11j} = \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha \cos \varphi_{1j}$$

$$d_{12j} = \sin \alpha \cos \alpha \cos \theta_{1j} (1 - \cos \varphi_{1j}) - \sin \alpha \cos \theta_{1j} \sin \varphi_{1j}$$

$$d_{13j} = -\sin \alpha \cos \alpha \cos \theta_{1j} (1 - \cos \varphi_{1j}) - \sin \alpha \cos \theta_{1j} \sin \varphi_{1j}$$

$$d_{14j} = 0.0$$

$$d_{21j} = \sin^2 \alpha \cos \alpha (1 - \cos \varphi_{1j})$$

$$d_{22j} = \sin^2 \alpha \cos \theta_{1j} + \cos^2 \alpha \cos \varphi_{1j} \cos \theta_{1j} + \cos \alpha \sin \theta_{1j} \sin \varphi_{1j}$$

$$d_{23j} = -\sin \alpha \sin \theta_{1j} - \cos^2 \alpha \sin \theta_{1j} \cos \varphi_{1j} + \cos \alpha \cos \theta_{1j} \sin \varphi_{1j}$$

$$d_{24j} = 0.0$$

$$d_{31j} = \sin \alpha \sin \varphi_{1j}$$

$$d_{32j} = \sin\theta_{1j}\cos\varphi_{1j} - \cos\alpha\cos\theta_{1j}\sin\varphi_{1j}$$

$$d_{33j} = \cos\theta_{1j}\cos\varphi_{1j} + \cos\alpha\sin\theta_{1j}\sin\varphi_{1j}$$

$$d_{34j} = d_{41j} = d_{42j} = d_{43j} = 0$$

$$d_{44j} = 1$$

定长条件方程(2-109)加上把 a_1 和 b_1 点限制在单位球面上的两个附加关系式

$$a_1^T a_1 = 1 \quad (2-111)$$

$$b_1^T b_1 = 1 \quad (2-112)$$

连同可适用于数字形式的相对位移矩阵(2-110), 可以作为约束方程。

就五个精确点而论, 可得 a_1 和 b_1 点的六个标量坐标的一组六个设计方程。如果假定 α 角也是一个自变量, 则我们最多可按六个精确点来综合, 此时 D_R 矩阵为 α 的函数。

实现函数用的 RSSR 机构综合方式与实现函数用球面四杆机构相同, 本节不再介绍。RSSR 机构在实现函数综合时, 最多可实现七个精确点。

四、轨迹实现

设计实现轨迹用机构的目的是为了引导运动刚体上的一点通过空间轨迹上给定的一系列有序的点。用输入曲柄的角位移来定出这些给定轨迹上的点的坐标值通常是很重要的。在建立一个典型问题的方程式时, 含有实现轨迹的那个动点的受导刚体的转角是作为一个待定的未知量而列进去的, 这样做同刚体导向机构的综合相比较, 设计者可在增加给定轨迹上点的数目或在选择设计参数时有较大的灵活性。

1. 实现轨迹用的平面铰接四杆机构

在这种情况下, 约束方程式是分别根据 $\overline{aa_0}$ 和 $\overline{bb_0}$ 这两个构件定长条件写出的, 如图 2-21 所示。这些约束方程式为

$$(a_j - a_0)^T (a_j - a_0) = (a_1 - a_0)^T (a_1 - a_0) \quad j=2, 3, 4, \dots$$

$$(b_j - b_0)^T (b_j - b_0) = (b_1 - b_0)^T (b_1 - b_0) \quad j=2, 3, 4, \dots \quad (2-113)$$

点 a_j 和 b_j 的坐标可用下式计算

$$a_j = D_{1j} a_1$$

$$b_j = D_{1j} b_1$$

式中 D_{1j} 是根据含有 p_j (平面轨迹上的给定点) 和 θ_{1j} (将同 a_0 、 a_1 、 b_0 和 b_1 的未知坐标一起确定的诸转角) 的式 (2-113) 来写出的, 这里 $j=1, 2, 3, \dots$ 。

根据轨迹上给定的精确点数目, 我们在选择哪些参数作为已知量时有相当大的灵活性。表 2-1 列出了在给定不同数目的精确点时, 已知的和未知的的设计参数的各种可能组合。由表可知, 从理论上讲, 给定轨迹的最大数目是九个, 但实际的限度很可能是六 (或七) 个, 此时, 16 个变量中至少有三个是给定的。

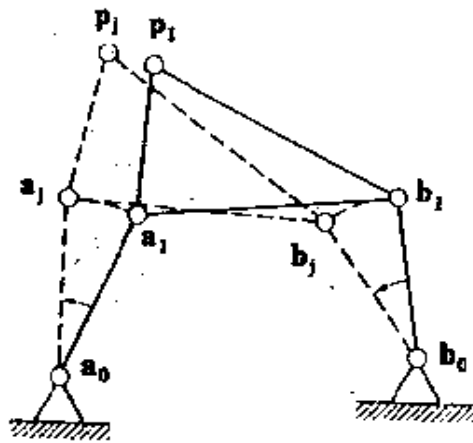


图 2-21

我们知道, 这些未知量中包含了 a_{0x} 、 a_{0y} 、 a_{1x} 、 a_{1y} 、 b_{0x} 、 b_{0y} 、 b_{1x} 和 b_{1y} 等八个位置坐标, 以及诸转角 θ_{1j} , 其中 $j=2, 3, \dots, n$ 。在解这些非线性的设计方程时, 我们可以任意假设某些未知量的值, 以使未知量的数目等于方程式的数目。

附加的约束方程式可同式 (2-113) 联合起来应用。例如, 假设

用来作为连杆机构中的曲柄(或摇杆)的两个构件的长度为 L_2 和 L_4 , 我们需要求出的是两个固定铰接点的位置和将同机构中连杆相连的两个动铰接点的第一位置。这时, 我们必须把下述两个附加的约束方程式同式(2-113)所示的基本方程组联立起来解。

$$\left. \begin{aligned} L_2^2 &= (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_0)^T (\mathbf{a}_1 - \mathbf{a}_0) \\ L_4^2 &= (\mathbf{b}_1 - \mathbf{b}_0)^T (\mathbf{b}_1 - \mathbf{b}_0) \end{aligned} \right\} \quad (2-114)$$

对于已知轨迹上的五个精确点, 将具有八个未知量的一组 10 个设计方程式。

表 2-1 实现轨迹用的平面铰接四杆机构的参数

轨迹上 点数	设计 方程数	未知 变量数	给定 变量数	选择举例	
				给 定	计 算
2	2	9	8	$a_0, a_1, b_1,$ θ_{12}	b_{0x} 或 b_{0y}
3	4	10	6	a_0, a_1, b_0	$b_1, \theta_{12}, \theta_{13}$
4	6	11	5	a_0, a_1, b_{0x}	$b_{1y}, b_1, \theta_{12}, \theta_{13}, \theta_{14}$
5	8	12	4	a_0, b_0	$a_1, b_1, \theta_{12}, \theta_{13}, \theta_{14}, \theta_{15}$
6	10	13	3	a_0, b_{0x}	其余所有变量
7	12	14	2	a_0	其余所有变量
8	14	15	1	a_{0x}	其余所有变量
9	16	16	0	无可给定	可能得唯一解

例 5 给定五个精确点, 设计实现轨迹用的平面铰接四杆机构(见图 2-21)。

轨迹的五个精确点给定为

$$P_1 = (1.00, 1.00)$$

$$P_2 = (2.00, 0.50)$$

$$P_3 = (3.00, 1.50)$$

$$P_4 = (2.00, 2.00)$$

$$P_5 = (1.50, 1.90)$$

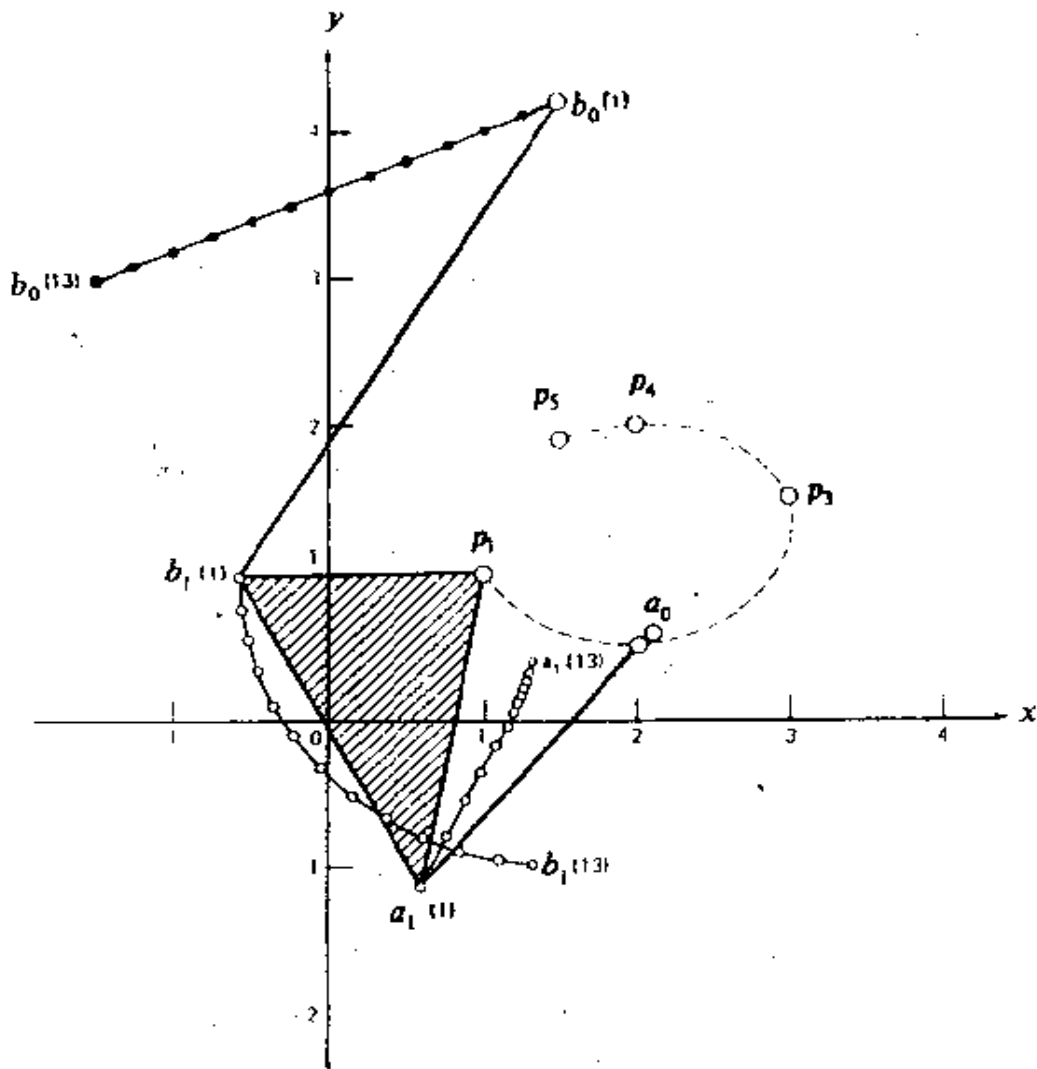


图 2-22

从表 2-1 可知, 给定五个精确点时, 我们可以任意假定四个参数的值。现在假定两个固定铰接点 $a_0 = (a_{0x}, a_{0y})$ 和 $b_0 = (b_{0x}, b_{0y})$ 为

$$a_0 = (2.10, 0.60)$$

$$b_0 = (1.50, 4.20)$$

解设计方程式(2-113)得

$$a_1 = (0.607, -1.127)$$

$$b_1 = (-0.586, 0.997)$$

上述结果表示在图 2-22 中, 图中表明了沿图示直线改变 b_0 的位置时所得的一组解。必须注意, 连杆的转角也应在未知量中,

但在这里没有列出。

2. 实现轨迹用的球面四杆机构

所有轴线必须相交于一共同点的球面四杆机构,也可用作引导运动刚体上一个点通过空间轨迹上一系列精确点。表 2-2 指出,当所有的轨迹点都在球表面上时,从理论上讲,最多只能有九个精确点。

表 2-2 实现轨迹用的平面铰接四杆机构的参数

轨迹上 点数	设计 方程数	未知 变量数	给定 变量数	给定变量选择举例
2	6	13	7	$a_{ox}, a_{oy}, a_{1x}, a_{1y}, b_{ox}, b_{oy}, \beta_{12}$
3	8	14	6	$a_{ox}, a_{oy}, b_{ox}, b_{oy}, \beta_{12}, \beta_{13}$
4	10	15	5	$a_{ox}, a_{oy}, \beta_{12}, \beta_{13}, \beta_{14}$
5	12	16	4	$\beta_{12}, \beta_{13}, \beta_{14}, \beta_{15}$
6	14	17	3	$\beta_{12}, \beta_{13}, \beta_{14}$
7	16	18	2	β_{12}, β_{13}
8	18	19	1	β_{12}
9	20	20	0	无可给定,可能得唯一解

注:超过六个轨迹点时,其解将在很大程度上决定于初始估算、数值精度要求和轨迹点坐标的选择。

刚体(即球面铰接四杆机构的连杆)的位移可用连杆上沿着给定轨迹运动的点的位移和转角 α_{ij} 和 β_{ij} 来表达,如图 2-23 所示。角 α_{ij} 为 p 点的两个位置(即 p_i 和 p_j)所决定的大圆绕 u_j 轴的转角,而 u_j 轴则垂直于大圆所在平面(该大圆中心即为球心 c_0)。 β_{ij} 角为绕 $c_0 p_j$ 轴的转角。

当给定轨迹上 p 点的两个位置(p_i 和 p_j)时,它们所对的中心角 α_{ij} 由下式决定

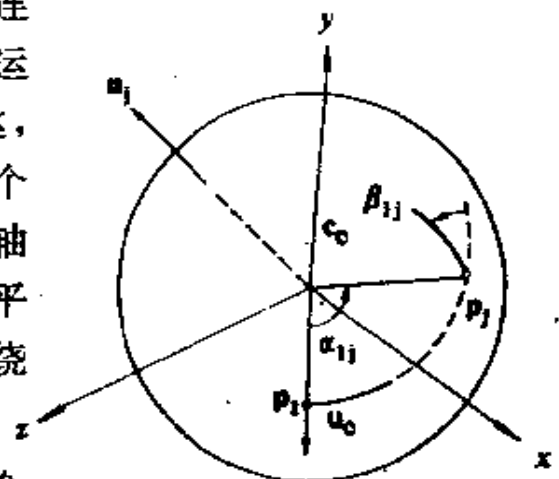


图 2-23

$$\cos \alpha_j = \mathbf{p}_1^T \mathbf{p}_j = p_{1x} p_{jx} + p_{1y} p_{jy} + p_{1z} p_{jz} \quad (2-115)$$

u_j 轴的方向由下式确定

$$\mathbf{u}_j = \frac{\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_j}{[(\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_j)^T (\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_j)]^{\frac{1}{2}}} = \frac{\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_j}{|\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_j|} \quad (2-116)$$

式中

$$\mathbf{r}_1 = (\mathbf{p}_1 - \mathbf{c}_0)$$

$$\mathbf{r}_j = (\mathbf{p}_j - \mathbf{c}_0)$$

我们先来考虑角位移 β_j 值, 它是绕 u_o 轴的转角, 这里

$$\mathbf{u}_o = \frac{\mathbf{p}_1 \times \mathbf{c}_o}{[(\mathbf{p}_1 - \mathbf{c}_o)^T (\mathbf{p}_1 - \mathbf{c}_o)]^{\frac{1}{2}}} = \frac{\mathbf{r}_1}{[\mathbf{r}_1^T \mathbf{r}_1]^{\frac{1}{2}}} = \frac{\mathbf{r}_1}{|\mathbf{r}_1|} \quad (2-117)$$

于是可得刚体位移矩阵

$$D_{1j} = D_{u, \alpha_j} D_{u_o, \beta_j} \quad (2-118)$$

式中 D_{u, α_j} 和 D_{u_o, β_j} 为绕空间任一轴旋转的位移矩阵, 由参考文献 [4] 中 (3-22) 式给出。

图 2-24 表示了一个典型的实现轨迹用的球面铰接四杆机构。由表 2-2 中得知, 当轨迹上精确点数目为五个或五个以下时, 两个导向曲柄 (或摇杆) 可以独立确定。当轨迹上精确点数目超过五个时, 则两个导向曲柄 (或摇杆) 的铰接点的坐标将随着所给定的 β_j 角的大小而有不同的相互影响。虽然从理论上讲, 轨迹上精确点的数目最多可有九个, 但当轨迹上精确点的位置布置时却未必都能收敛。

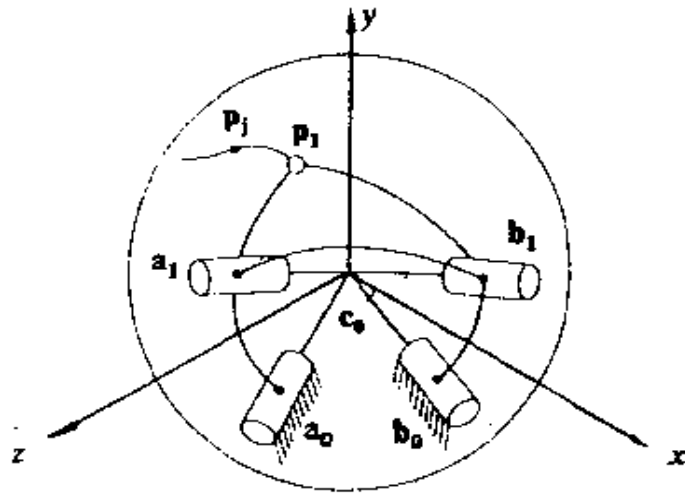


图 2-24

3. 实现轨迹用 RRSS 空间机构

在空间位移矩阵中, 旋转轴 u 的三个方向余弦 u_x, u_y, u_z 应满足下述关系

$$u_x^2 + u_y^2 + u_z^2 = 1$$

当给定 u_x 和 u_y 时, 不论 $+u_z$ 或 $-u_z$ 都适于上述关系式, 因此方向余弦不是独立的。因确定空间位移矩阵需三个独立转角 (α, β, γ 或 ψ, θ, φ), 故每增加轨迹上一个新的精确点, 都将增加三个未知角位移。

如图 2-25 所示, 要定出在第一个位置的 RRSS 机构, 需要 18 尺寸参数, 即 u_0, a_0, u_1, a_1, b_0 和 b_1 的各分量。就给定两个精确点而言, 需要加上三个以欧拉角位移 ψ_j, θ_j 及 φ_j 形式表示的三个额外未知量, 以致总共有 21 个未知量。表 2-3 总结了理论上最多可达八个精确点时的这些关系。

如空间机构导向中所述, 设计方程是在导向杆 R-R 和 S-S 的约束方程进行联合求解的基础上建立起来的。就两个给定的轨迹点而言, 可得一组九个设计方程式, 其中的八个是根据 R-R 杆写出的, 一个是根据 S-S 杆写出的。当给定三个轨迹点时, 将得

到具有 24 个变量的 14 个设计方程式；同时可以任意假定 10 个变量。例如，如果我们打算给定全部六个角位移，便可将实现轨迹的问题变换为一个刚体导向问题，于是有可能得到 R-R 杆的唯一解，剩下的四个自由变量可以与 S-S 杆相联系（例如 b_{ox} 、 b_{oy} 、 b_{oz} 与 b_{1x} ，见图 2-25）。

表 2-3 实现轨迹用的 RRSS 机构的参数关系

轨迹上点数	设计方程数	变量总数	给定变量数
2	9	21	12
3	14	24	10
4	19	27	8
5	24	30	6
6	29	33	4
7	34	36	2
8	39	39	0

如果六个角位移与固定铰接点 a_0 一起被给定，那么 R-R 杆将受到过多约束，这时将会无解。

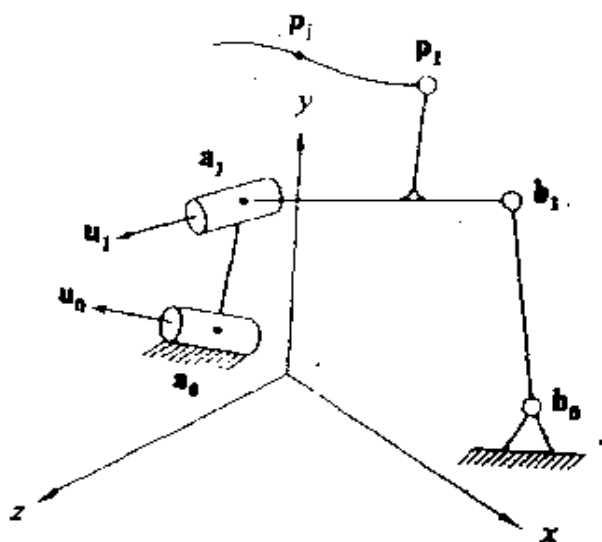


图 2-25

如果给定空间轨迹上的四个点,那么只含有转动副的球面铰接四杆机构,可以看作是另一种 RRSS 机构。

就五个轨迹而言,RRSS 机构可用刚体角位移作为未知参数来综合。如表 2—3 所表明的那样,我们可自由地给定六个未知量。在这种情况下,给定固定铰接点 a_0 和 b_0 的六个标量坐标将是很方便的。

参考文献

1. 白师贤. 高等机构学. 上海:上海科学技术出版社,1988
2. 扬基厚. 机构运动学与动力学. 北京:机械工业出版社,1987
3. 天津大学等六院校合编. 祝毓琬主编. 机械原理第二版. 北京:高等教育出版社,1989
4. C. H. 苏等著. 上海交通大学机械原理与零件教研室译. 运动学与机构设计. 北京:机械工业出版社,1983
5. 曹惟庆. 多杆多自由度机构运动分析. 陕西机械学院学报,1980,(3)

第三章 原始机构型的自动生成

§ 3—1 机构运动链的拓扑表示

一、机构组成原理

1. Accyp 杆组理论

由 Accyp 机构组成原理可知,一个自由度数为 F 的机构,是将若干个自由度为零的杆组依次叠加到一个自由度为 F 的原动件上组成的。图 3—1 所示的单自由度平面八杆机构可以视为自由度为 1 的原动件与自由度为零的三个基本杆组(Ⅱ级组)的合成。

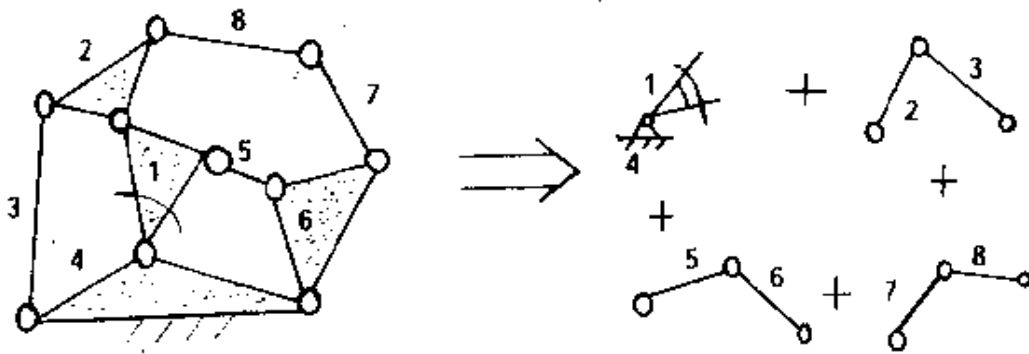


图 3—1

2. 杆组的结构

对于完全由低副组成的平面杆组,当杆组的构件数 n 与低副数 p 满足

$$3n - 2p = 0 \quad (3-1)$$

的条件,则该杆组的自由度为零。又因 n 与 p 都是整数,因此, n, p

只能按下表列出的数据取值。

n	2	4	6	8	...
p	3	6	9	12	...

$n=2, p=3$ 的杆组有五种,如图 3-2 所示。运动副 $A、C$ 称为并接运动副,或外部运动副。外部运动副是不完全运动副,因为在杆组中只有一个运动副元素。运动副 B 在杆组内部,称为内部运动副。内部运动副的两个运动副元素都在杆组中,因此称为完全运动副(在本节中为区别杆组中内外两种运动副,用双圆圈代表外部运动副而用空心圆圈代表内部运动副)。由于外副是并接于机架、输入构件或前邻杆组的运动副,外副中心的运动规律是已知的,而内部运动副中心的运动规律则是待定的。

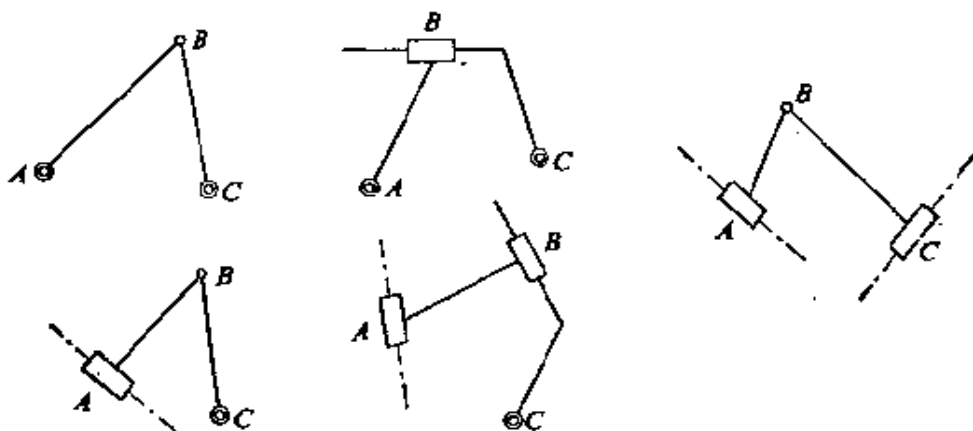


图 3-2

$n=4, p=6$ 的杆组见图 3-3a 与 3-3b。 $n=6, p=9$ 的杆组见图 3-4a、3-4b 和 3-4c。

杆组可以按其包含的封闭形是几边形而分级。如图 3-3a 及图 3-3b 的杆组中包含有三个边的封闭形,因而属于 II 级组。图 3-4a、图 3-4b 的杆组中包含有可变的四边封闭形,因而属于 IV 级组。图 3-2 所示杆组则为 II 级组。

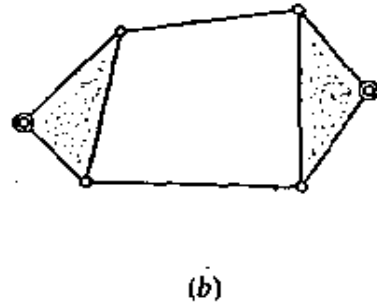
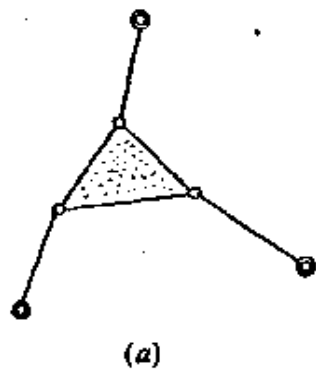


图 3-3

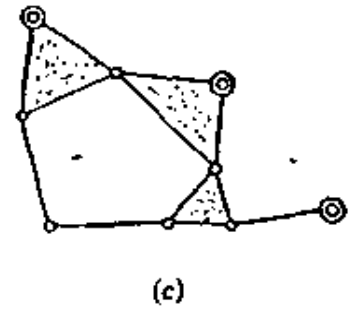
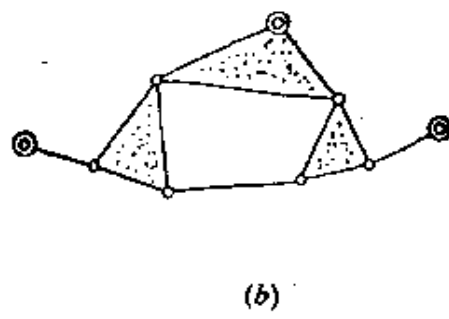
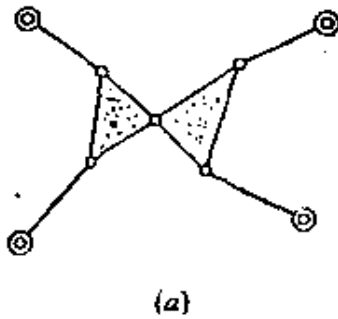


图 3-4

杆组具有运动确定性和静力确定性。所谓运动确定性即杆组的外副若与运动已知的构件相连接,则杆组中每一构件的运动都是确定的,可以用一定的运动分析方法求出。所谓静力确定性是指如杆组上作用的外力系已知,则杆组的各运动副中的约束反力未知数可由杆组本身各构件的平衡方程式解出。由于杆组具有这两个特性,因而将机构的从动部分划分为杆组对机构的运动分析和受力分析起着指导作用。

3. 运动链

在《机械原理》书中,对运动链有明确的定义。运动链是由两个以上构件通过运动副联接而构成的系统。如果运动链各构件构成了首末封闭的系统,则称其为闭式运动链,或简称为闭链。反之,如运动链的构件未构成首末封闭的系统,则称为开式运动链,或简称

开链。

单自由度平面机构中,如果把机架的约束解除,可得到具有四个自由度的运动链。因此,进行单自由度机构的类型综合与进行自由度为四的运动链的综合是一致的。当运动链中的构件数目为 n , 运动副数目为 p 时,一个自由度为四的运动链应满足下列关系式

$$3n - 2p = 4 \quad (3-2)$$

又在 n 个构件中,令具有 i 个运动副的构件数为 n_i , 则

$$\sum n_i = n \quad (3-3)$$

由图论中的定理及欧拉方程式得

$$\sum in_i = 2p \quad (3-4)$$

以及

$$L = p - n + 1 \quad (3-5)$$

L 为闭链的数目。再代入式(3-2)可得

$$P - 3L = 1 \quad (3-6)$$

满足式(3-2)及(3-6)的运动链有无穷多。根据构件数目的递增可举以下诸例

$$n=2, p=1, L=0$$

$$n=4, p=4, L=1$$

$$n=6, p=7, L=2$$

$$n=8, p=10, L=3$$

$$n=10, p=13, L=4$$

$n=2$ 的单自由度机构为开式链,或称单开链。

$n=4$ 的单自由度机构为单闭链,即为最常用的铰链四杆机构(图 3-5)。

$n=6$ 的单自由度机构为 $L=2$ 的复式闭链,其运动链的基本结构型式有两种(图 3-6)。其中图 3-6(a)称为斯蒂芬逊机构,图 3-6(b)所示为瓦特机构。

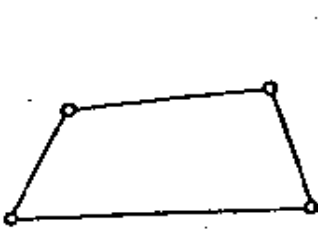
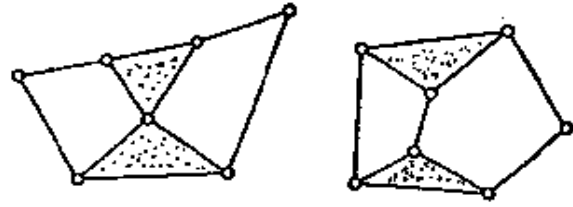


图 3-5



(a) (b)

图 3-6

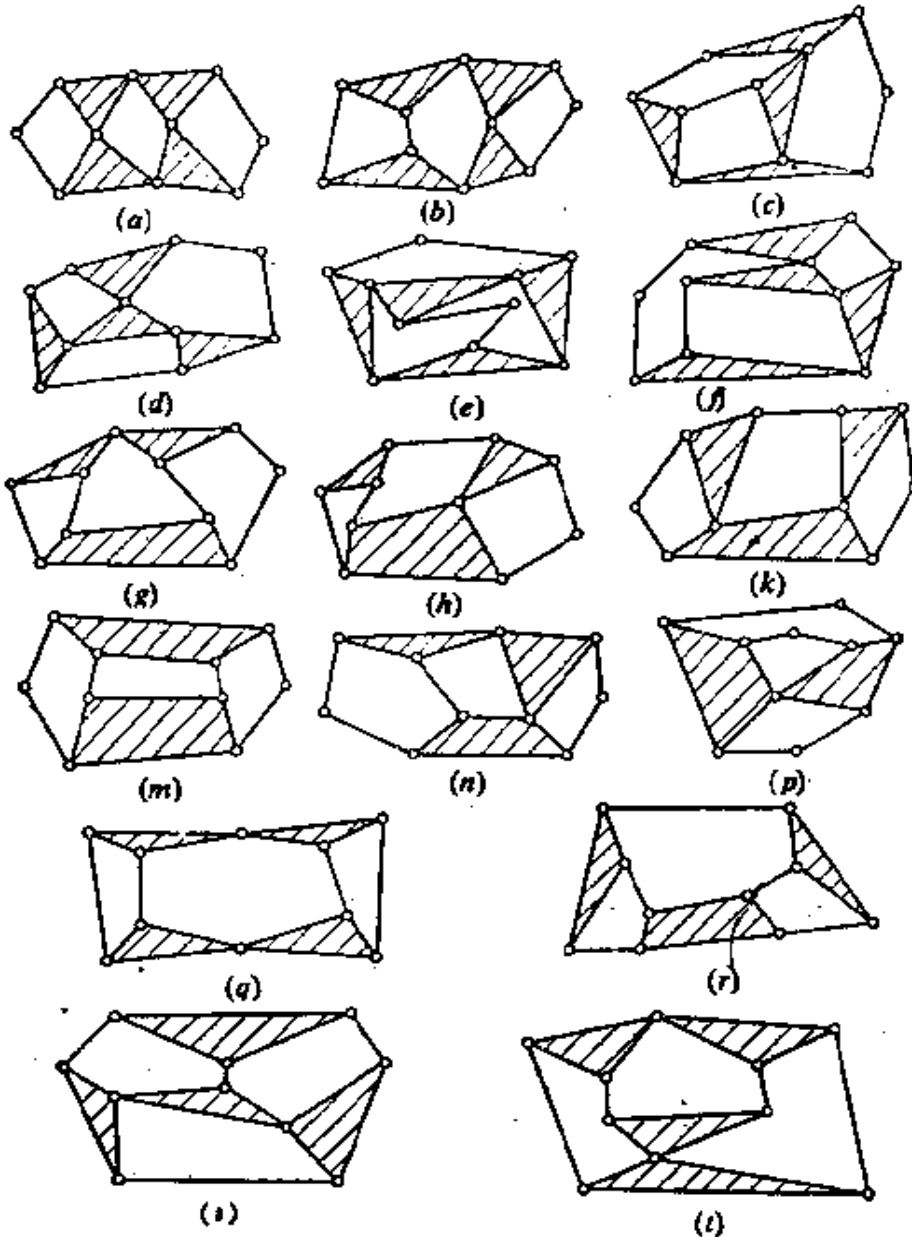


图 3-7

$n=8$ 的单自由度机构为 $L=3$ 的复式闭链,其运动链的基本结构型式有 16 种(图 3-7)。

$n=10$ 的单自由度机构为 $L=4$ 的复式闭链,其运动链的基本结构型式有 230 种。

二、运动链的拓扑图及拓扑描述

1. 拓扑图

(1) 拓扑图 运动链是由构件和运动副联接而成的。若以点表示构件,以边表示运动副,则一个运动链可以用一个拓扑图来表示。例如图 3-8b 就是图 3-8a 中运动链的拓扑图,简称图。

在图中,若一个点是一条边的端点,称该点与该边相关联;若两个点与同一条边相关联,称这两点相邻接,这两点的其中一点被称之为另一点的邻点,该边称之为这两点的公共边;一个点的度是指与该点相关联的边数(图 3-8b)。

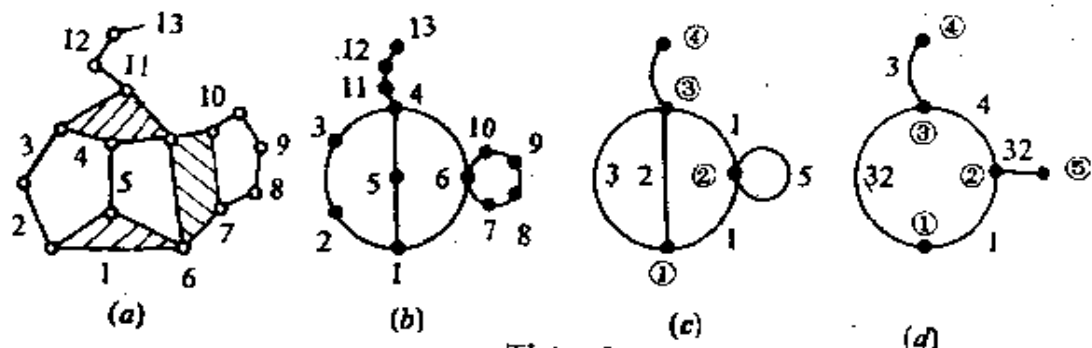


图 3-8

(2) 拓扑胚图 多副构件之间由运动副和二副构件串联的支路相联接,若将多副构件间的每一条串联支路各用一条边表示,得到运动链的拓扑胚图,如图 3-8c 所示。

2. 图的同构

图由节点 v 用边 e 连接组成。节点用小圆表示,两个节点 v_i, v_j 可以确定连接它们的一个边 $e_{ij} = (v_i, v_j)$ 。 v_i, v_j 便叫作相邻节点,并与边 e_{ij} 相联接。图 3-9a 为一图 $G(V, E)$, 其节点集合为 $V(1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)$, 边集合为 $E\{(1, 2), (3, 4), (4, 5), (5, 1), (5, 6), (2, 7)\}$ 。如有另一图 $G_1(V_1, E_1)$, 其 V_1, E_1 分别是 V, E 的子集, 则图

G_1 是图 G 的子图。图 3-9b 所示为图 3-9a 的图的一个子图。

图中的一个节点和其它所有节点都相邻(都有边连接)时,此图称为完全连接图,如图 3-10 所示。图的支路是一系列的边的集合,其每两个相邻的边连接于一个节点。图 3-8a 中($e_{12}, e_{23}, e_{34}, e_{45}, e_{51}$)为一支路。如图中有一支路由一节点开始又回到同一节点,此支路通过其各节点不超过一次,则此支路称为封闭环或简称环。图 3-9a 中($e_{12}, e_{23}, e_{34}, e_{45}, e_{51}$)为一封闭环。构成支路或环的边数称为其长度。图 3-9a 中的环长度为 5。

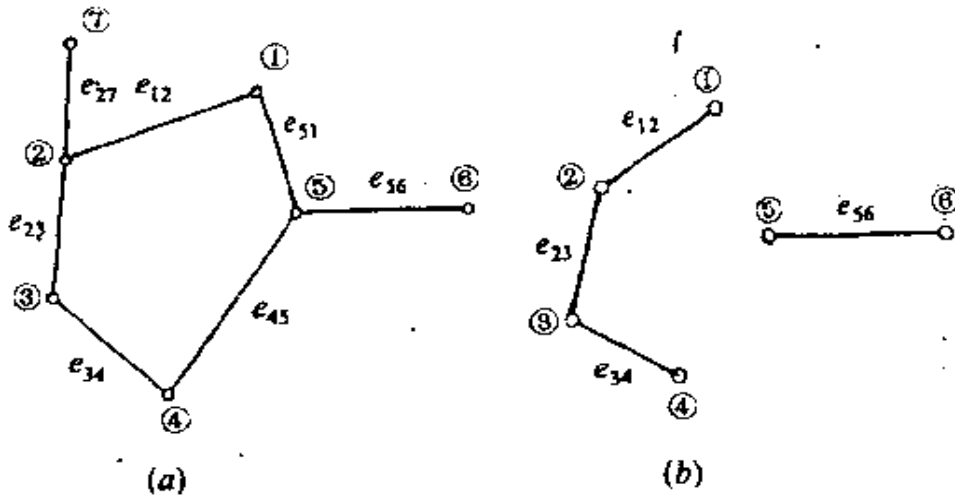


图 3-9

一个图,除了节点外其所有边都可以不相交时称为一平面图。图 3-9a 为一平面图。图 3-11(a)也是一平面图,因它可以画成图 3-11(b)的形状。

两图 $G_1(V_1, E_1)$ 和 $G_2(V_2, E_2)$, 如 V_1 和 V_2, E_1 和 E_2 的元素之

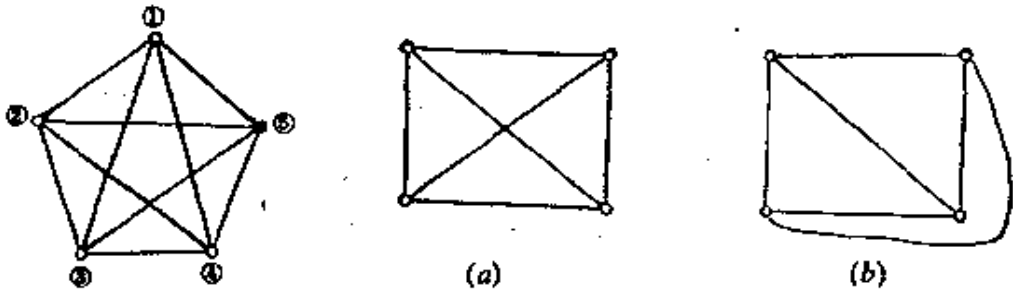


图 3-10

图 3-11

间有一一对应关系,并且对应边连接于对应节点,则 G_1 与 G_2 称为同构。图 3-12 中 G 与 G' 同构。当然图 3-11 中的两图也为同构。

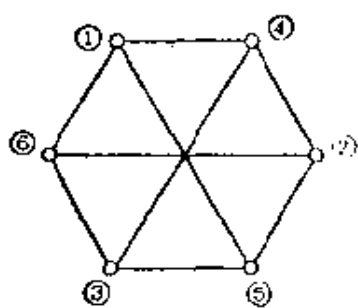
一个图可用一个矩阵来表示,通常使用的矩阵有邻接矩阵和关联矩阵。因此,运动链拓扑图的拓扑关系研究就转化为对应矩阵的特性研究。由于邻接矩阵是一个方阵而关联矩阵通常不是一个方阵。因此,邻接矩阵的应用要比关联矩阵普遍一些,特征多项式法以及矩阵数码法均是基于拓扑图的邻接矩阵而提出的识别运动链的方法。

3. 图的矩阵表达

(1) 关联矩阵 图可以用相应的关联矩阵来代表。关联矩阵是边—节点矩阵。矩阵的每行代表一个节点 v_i , 每列代表一个边 e_j , 矩阵的每一元素 m_{ij} 当边 e_j 与 v_i 有连接关系时取 1, 否则取 0。按此规则,图 3-13 所示的图所对应的关联矩阵 L_M 为

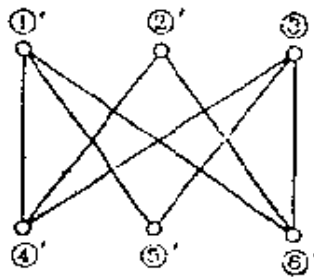
		边									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L_M =$	A	0	0	0	0	1	1	0	0	0	1
	B	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0
	节 C	0	1	1	0	0	0	1	1	0	0
	D	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0
	E	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	点 F	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0
	G	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	H	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0

(2) 邻接矩阵 图还可以用相应的邻接矩阵来代表。在邻接矩阵中,每一行代表一个节点 v_i , 每一列代表一个节点 v_j 。矩阵的每一元素 m_{ij} 取值为: 当节点 v_i 与节点 v_j 有邻接关系时取 1, 否则取 0。按此规则,图 3-13 所对应的邻接关系阵 A_m 为



G

(a)



G'

(b)

图 3-12

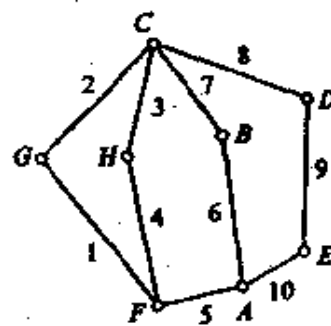


图 3-13

		节					点			
		A	B	C	D	E	F	G	H	
$A_m =$	节	A	0	1	0	0	0	1	0	0
		B	1	0	1	0	0	0	0	0
		C	0	1	0	1	0	0	1	1
		D	0	0	1	0	1	0	0	0
		E	1	0	0	1	0	0	0	0
	点	F	1	0	0	0	0	0	1	1
		G	0	0	1	0	0	1	0	0
		H	0	0	1	0	0	1	0	0

§ 3-2 运动链的自动生成

一、运动链、基本运动链合成与分解的单开链叠加法

1. 运动链合成

自由度为 W 且有 V 个基本回路的运动链(记作 $\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix} KC$)是由 W 个自由度为 1 的运动副串联到自由度为零且有 V 个基本回

路的运动链(记作 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$)的支路中所构成。但应满足串联进支路前后,运动链各回路的独立位移方程数 ζ 和运动链拓扑胚图不变。即

$$W \text{ 个运动副} + \left\{ \begin{bmatrix} W=0 \\ V \end{bmatrix} \text{ 运动链} \right\} \frac{\text{各回路 } \zeta}{\text{拓扑不变}} \left\{ \begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix} \text{ 运动链} \right\} \quad (3-7)$$

对平面运动链, $\zeta = \begin{cases} 2, \text{当某回路各运动副皆由移动副}(P)\text{组成时;} \\ 3, \text{其它。} \end{cases}$

式(3-7)表明,任一 $\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix} KC$ 可视为变杆长的 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$;它可由 $\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix} KC$ 的 W 个主动副刚化得到; $\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix} KC$ 的拓扑图由 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$ 拓扑图的某些支路上插进 W 个二度点得到。应注意到对 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$ 的研究具有较普遍意义。

对各回路 $\zeta=3$ 的平面运动链, $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$ 是由若干不能再分解的、活动度为零、有 $V_1 (V_1 \leq V)$ 个基本回路的基本运动链(记作 $\begin{bmatrix} 0 \\ V_1 \end{bmatrix} KC$)合成(相加)得到。即

$$\left\{ \begin{bmatrix} W=0 \\ V \end{bmatrix} \text{ 运动链} \right\} = \sum_i \left\{ \begin{bmatrix} W=0 \\ V_i < V \end{bmatrix} \text{ 基本运动链} \right\}, \quad \sum_i V_i = V \quad (3-8)$$

由于机构不一定是由 W 个主动副加上单一基本运动链所构成的,这样就引出了基本运动链的组合问题,它包括基本运动链间的组合及基本运动链与合成运动链的组合。所谓将运动链 $G_2(m_2, n_2)$ 加在运动链 $G_1(m_1, n_1)$ 上是将 G_2 的某一构件去掉,而该构件上运动副仍保留为悬挂副,再将这些悬挂副加到 G_1 的某些构件上以得到新运动链 $G(m, n)$,如图3-14所示。可记作

$$\begin{bmatrix} 0 \\ V_1 \end{bmatrix} G_1(m_1, n_1) + \begin{bmatrix} 0 \\ V_1 \end{bmatrix} G_2(m_2, n_2) = G(m, n) \quad (3-9)$$

且有 $m = m_1 + m_2$; $n = n_1 + n_2 - 1$ 及 $V = V_1 + V_2$ 。

式中 m, m_1, m_2 —— G, G_1, G_2 的运动副数目;

n, n_1, n_2 —— G, G_1, G_2 的构件数;

V, V_1, V_2 —— G, G_1, G_2 的基本回路数。

进行运动链合成时,若将运动链的所有悬挂副加在另一运动链的同一构件上时,称为割点相加法,得到含有割点构件的新运动链,如图 3-14(a)所示。否则称为无割点合成加法,即运动链不含有新产生的割点构件,如图 3-14(b)所示。

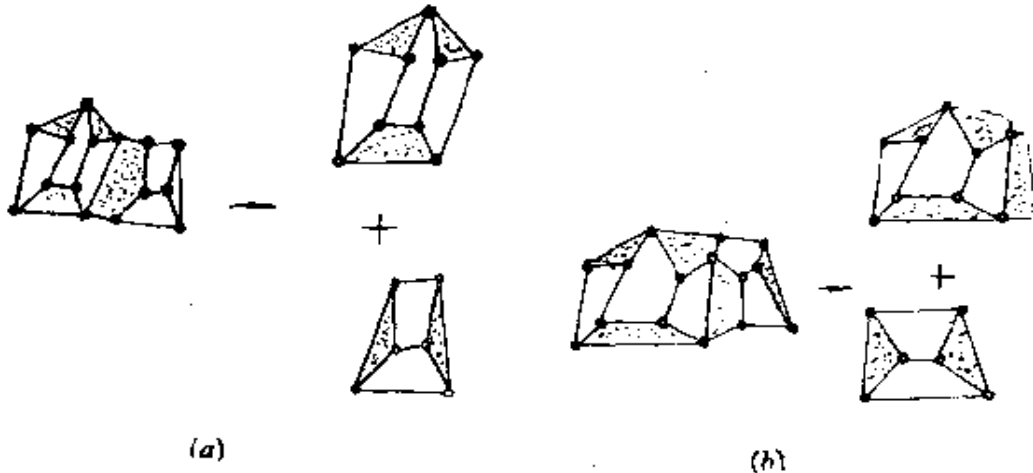


图 3-14

2. 自由度方程

(1) 定义 任意平面运动链的自由度 W , 等于其任意运动位置时位移变量数目与其独立位移方程数目之间的差值。例如图 3-15 四杆运动链的位移变量数为 4, 而其独立位移方程数为 3, 即 x, y 和绕 z 轴的旋转, 所以图 3-15 四杆运动链的自由度 $W = 1$ 。

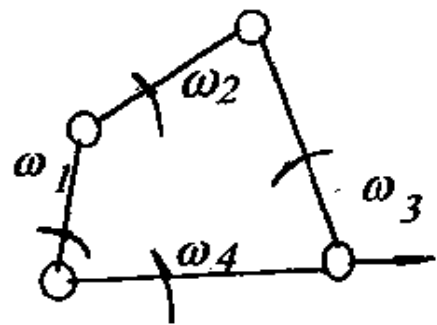


图 3-15

(2) 设 f_i 为第 i 个运动副的自由度数; v 为运动链基本回路数; v_p 为仅由 p 副组成的基本回路数; m_h 为平面高副数; m_l 为平面低副数; m 为运动副数; n 为构件数。

按自由度定义, 平面运动链自由度方程为

$$W = \sum_{i=1}^{\infty} f_i [3(V, V_p) : 2V_p] = (2m_h : m_l, 3V : V_p) \quad (3-10)$$

考虑到 $V = m - n + 1$

$$\text{则} \quad W = 3(n-1) - 2m_l - m_h + V_p \quad (3-11)$$

对于由平面低副组成的运动链, 有

$$W = 3(n-1) - 2m + V_p \quad (3-12)$$

对由各回路 $\zeta=3$ 的平面运动链, 则有

$$W = 3(n-1) - 2m \quad (3-13)$$

(3) 对于由 R 副组成的 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix}$ 基本运动链, 由式(3-11)及 $V = m - n + 1$ 可得到

$$\begin{aligned} m &= 3V \\ n &= 2V + 1 \end{aligned} \quad (3-14)$$

(4) 对于 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix}$ 基本运动链, 因其不可再分解性, 故任意两多副构件间任一串联支路的运动副数目仅为 1 或 2。这是因为, 若其运动副数等于 3, 则可分解出 $V=1$ 的基本运动链; 若其运动副数目大于 3, 则其余部分为过约束不动子运动链。相应地, 在拓扑图上, 任意两多度点间的任一支路上之二度点数目不超过 1。

(5) 对于任一 $\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix}$ 运动链, 其任意两多副构件间的任一串联支路的运动副数目应小于 $(W+3)$, 否则其余部分为不动子运动链。相应地, 在拓扑图上, 任意两多度点之间任一支路上的二度点数目应小于 $(W+2)$ 。

3. 拓扑图参数

设： n_d 为带有 d 个运动副的构件数，($d=1, 2, 3, \dots$) 即拓扑图 d 度点数目。当 $d \geq 3$ 时，为多度点； b 为多度点数目，即多副构件数； l 为拓扑胚图的边数，即多副构件之间支路数； m, n, v 的意义同前。

由上述定义及图论有关定理，有

$$V = m - n + 1 = l - b + 1 \quad (3-15)$$

$$2l = \sum_{d=3}^{V+1} d n_d \quad (3-16)$$

$$b = \sum_d^{V+1} n_d = 3n_3 \quad (3-17)$$

$$n_2 = m - b = n - \sum_{d=3}^{V+1} n_d \quad (3-18)$$

将式(3-15)~(3-18)合并得到

$$2(V-1) = n - \sum_{d=3}^{V+1} (d-2)n_d \quad (3-19)$$

显然， V, n_d 及 d 应为满足式(3-19)的正整数解。当 $V=1 \sim 4$ 时，其各主要参数如表 3-1 所示，其拓扑缩图如表 3-2 所示。

表 3-1 运动链拓扑网络参数

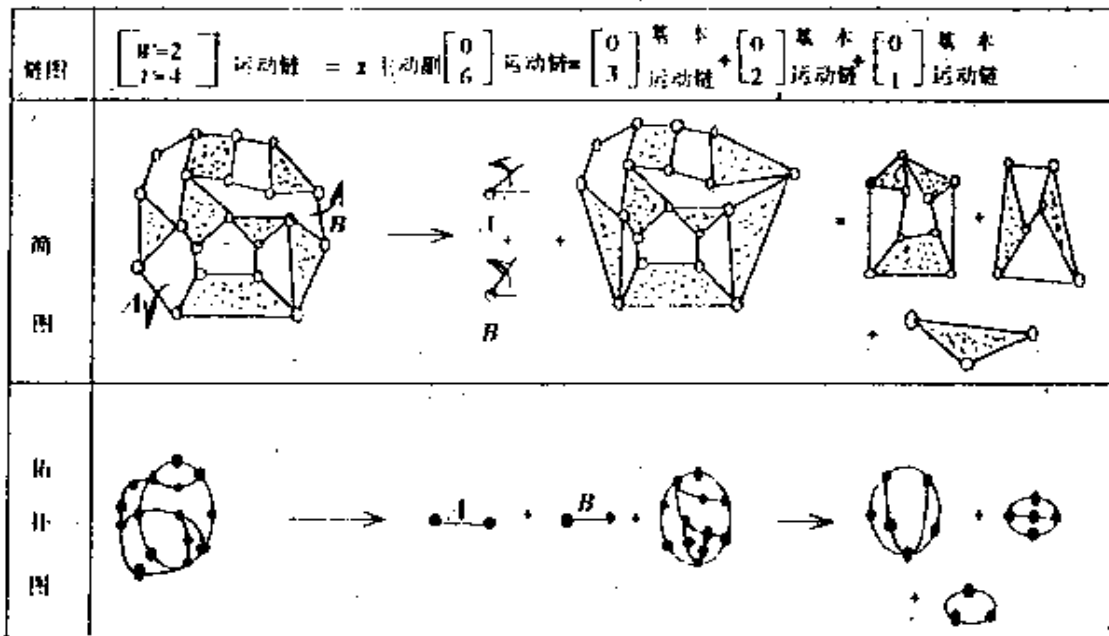
N_0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
v	1	2	3			4						
b	0	2	4	3	2	6	5	4	4	3	3	2
l	0	3	6	5	4	9	8	7	7	6	6	5
n_3	0	2	4	2	0	6	4	2	3	0	1	0
n_4	0	0	0	1	2	0	1	2	0	3	1	0
n_5	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	2
$\xi=3$	m	3	6	9			12					
	n	3	5	7			9					
	n_2	3	3	3	4	5	3	4	5	5	6	6

由表 3-2 及表 3-3 可知，将 n_3 个二度点按某些约束条件加入到胚图的支路中，即得到运动链的拓扑图及运动链的全部结构类型。这是平面运动链结构类型综合方法之一的插点法。

表 3—2 运动链缩图类型

γ	1		3			4						
No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
I												
II												
III												
IV												
V												

表 3—3 运动链合成



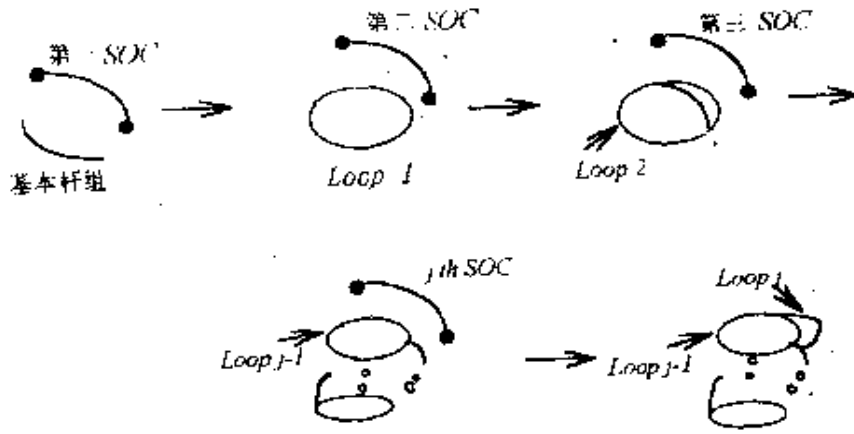


图 3-16

4. 运动链的结构特征

(1) 若将复链的每一主动副及其两构件视为一变杆长(或变扭角)的刚化构件, 则得到一个 $W=0$ 的有 V 个基本回路的运动链。它可视为由一基础构件依次加上 V 个单开链(SOC)组成,(如图 3-16 所示)。

$$\text{设 } \Delta_j = m_j - 3 \quad \Delta_j = -2, -1, 0, 1, 2, 3, \dots \quad (3-20)$$

式中 m_j ——第 j 个单开链的运动副数目;

Δ_j ——第 j 个单开链的结构因子。

$\Delta_j = -1$, 相应于一个二副杆(图 3-17a)。若该杆受外力(矩)(包括惯性作用)已知, 则其运动副仅有沿杆长方向支反力分量是未知的。

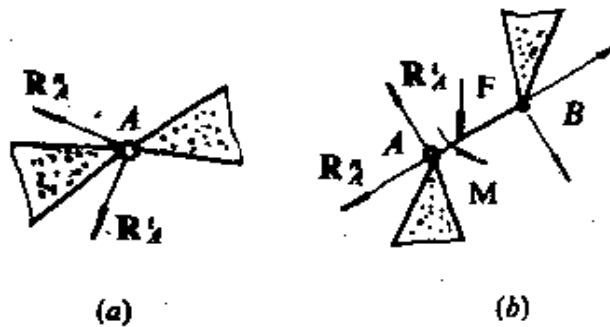


图 3-17

$\Delta_j = -2$ 相应于只含一个运动副的单开链(图 3-17b)。该运

动副的两个支反力分量皆是未知的。

(2)对自由度为零的任一复链,有 $\sum_{j=1}^V \Delta_j = 0$,故定义平面复链的结构特征数 K 为

$$K = \min \left[\left(\sum_{j=1}^V \Delta_j^+ \right)_t \right] = \min \left[\left(\sum_{j=1}^V |\Delta_j^-| \right)_t \right] = \frac{1}{2} \min \left[\left(\sum_{j=1}^V \Delta_j' \right) \right]$$

$$t = 1, 2, \dots, (2^V - 1) \quad (3-21)$$

式中: Δ_j^+ , Δ_j^- 分别为取正、负值的 Δ_j ; t 为复链结构分解时,基本回路组的第 t 种取法。

对同一复链,基本回路组的取法不同可能会得到不同的 K 值。式(3-21)说明应取其最小者。为此,给出了 K 值的如下算法:在自由度为零的复链的所有回路中,取 Δ_j 最小值者为第一基本回路(该回路不一定包含实际主动副);然后,在所有可能成为第二基本回路的各回路中,取 Δ_j 值最小者为第二基本回路;…。一般地,在所有可能成为第 j 个基本回路的各回路中,取 Δ_j 值最小者为第 j 个基本回路;…。一直取到第 V 个基本回路,即可得到该复链的正确的 K 值及其结构分解的全部方案。图 3-18 为复链结构分解及其 K 值计算的实例。

对同一复链, K 值相同的结构分解方案可有多种。按照上述 K 值算法,图 3-18c 的复链结构分解方案有三种: $CFIL(\Delta_1 = +1) - JKAB(\Delta_2 = +1) - (0)ED(\Delta_3 = -1) - GH(\Delta_4 = -1)$; $CFIL(\Delta_1 = +1) - JKHG(\Delta_2 = +1) - (0)ED(\Delta_3 = -1) - AB(\Delta_4 = -1)$; $CFIL(\Delta_1 = +1) - DE(0)AB(\Delta_2 = +1) - JK(\Delta_3 = -1) - GH(\Delta_4 = -1)$ 。当然,有时不按照上述 K 值算法也可以得到正确 K 值的结构分解方案,如图 3-18c 复链还可有其它九种方案(如 $ABLJK(\Delta_1 = +2) - (0)EDC(\Delta_2 = 0) - IGH(\Delta_3 = 0) - F(\Delta_4 = -2)$),这里不一一写出。

表 3-4 给出了 $V=1 \sim 4$ 的平面复链全部结构类型的结构特征数 K ,它们仅为 0、1 或 2,而绝大多数为 1。

K 值的物理意义之一乃复链运动分析和力分析时状态变量

的数目。而 Δ_i^+ 相应的单开链为运动分析的状态变量的所在位置； Δ_i^- 相应的单开链为力分析的状态变量的所在位置。

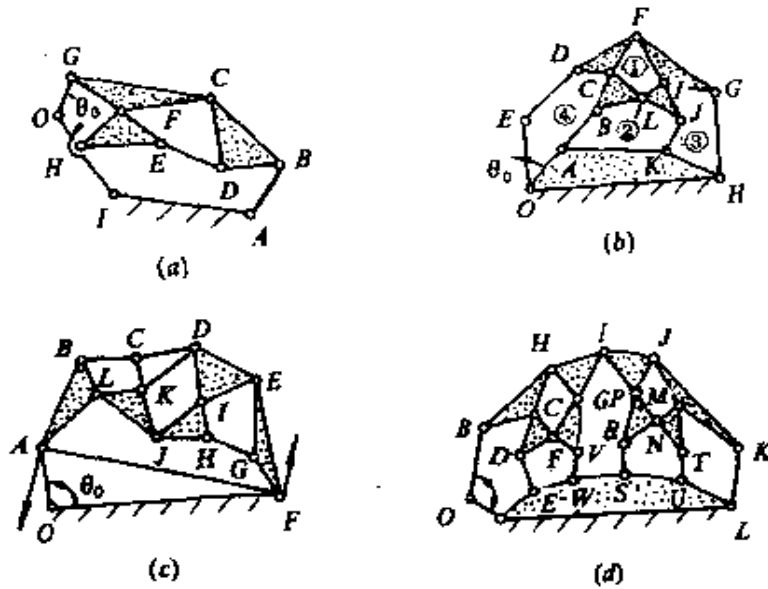


图 3-18

(3)由上述分析可知,任一自由度为零、结构特征数为 K 的复杂复链,是由一个自由度为 K 的简单复链加上 V^- 个 $\Delta_i < 0$ 的单开链约束所组成(V^- 为复链结构分解时 $\Delta_i < 0$ 的单开链的数目)。对平面运动链, $\Delta_i = -1$ 相应于杆长为非零给定值的二副杆, $\Delta_i = -2$ 相应于杆长为零的二副杆。因此,平面复杂复链的运动学问题,转化为满足 V^- 个二副杆定长(零或非零)约束条件的 K 个自由度的平面简单复链的运动学问题。该简单复链的基本回路数为 $(V - V^-)$ 。

5. 主动副存在准则及自由度类型的判定

(1)主动副存在准则 自由度为 W 的平面运动链,其 W 个主动副存在准则为:假想将选定的 W 个主动副同时刚化得到一新运动链,若新老运动链各对应回路的独立位移方程数 ξ_i 对应相等,则选定的 W 个主动副可以同时作为输入。否则,不能同时作为主动输入运动副。该准则亦可表述为:每选定一个主动副,原运动链活动度减少 1。

表 3-4 平面基本运动链($W=0, V=1\sim 4$)的结构类型及其结构特征数 K

	$\gamma=1$ $K=0$	$\gamma=2$ $K=1$	$\gamma=3$ $K=1$						
缩图									
简图	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5				
图									
$\gamma=4$ $K=1$									
缩图									
简图	No.6	No.7	No.8	No.9	No.10	No.11	No.12	No.13	No.14
图									
$\gamma=4$ $K=1$									
缩图									
简图	No.15	No.16	No.17	No.18	No.19	No.20	No.21	No.22	
图									
$\gamma=4$ $K=1$									
缩图									
简图	No.23	No.24	No.25	No.26	No.27	No.28	No.29		
图									
$\gamma=4$ $K=2$									
缩图									
简图	No.30	No.31	No.32	No.33					
图									

例如,图 3-19 运动链自由度为 2,但运动副 A、C 不能同时为两主动副。因 A、C 两副同时刚化后,回路 BGH 之 ξ 值已减小为 2。

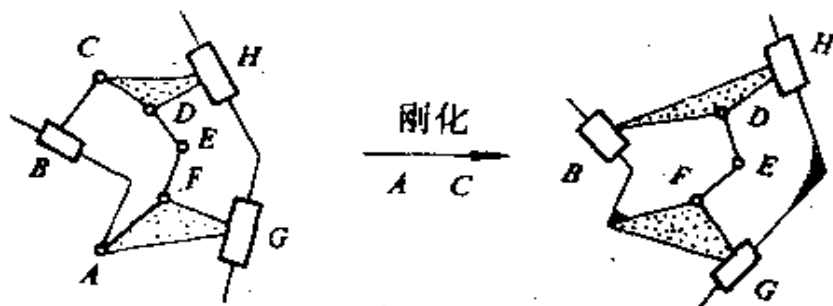


图 3-19

(2) 自由度类型及其存在条件

i) 当平面运动链的自由度 $W \geq 2$ 时,可有三种类型自由度:

a) 完全自由度——如果运动链的每一从动杆的位置是所有主动输入的函数时;

b) 部分自由度——如果运动链有一个或几个从动杆的位置仅是 W' ($W' < W$) 个主动输入的函数时;

c) 分离自由度——如果一运动链可分离出二个或多个子链,而每一子链有其自己的自由度,且至少有二个为割点相加合成时。

ii) 自由度类型的判据 设一运动链由若干个基本运动链合成得到,即

$$\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC = \sum_i \left\{ \begin{bmatrix} 0 \\ V_i \end{bmatrix} KC \right\}_i, \quad \sum V_i = V$$

若将 W 个主动副串联到 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$ 的某一基本运动链的支路上,则

得到的 $\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix}$ 运动链具有完全自由度。如图 3-20b 所示。若将 W 个

主动副串联到 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$ 的不同基本运动链的支路上。则得到的

$\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix}$ 运动链具有部分自由度。如图 3-20a 所示。若 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix} KC$ 为两个基本运动链的割点相加(即运动链存在割点构件),当 W 个主动副是分别串联到割点相加的两基本运动链的支路上,则得到的 $\begin{bmatrix} W \\ V \end{bmatrix}$ 运动链具有分离自由度。如图 3-20c 所示。

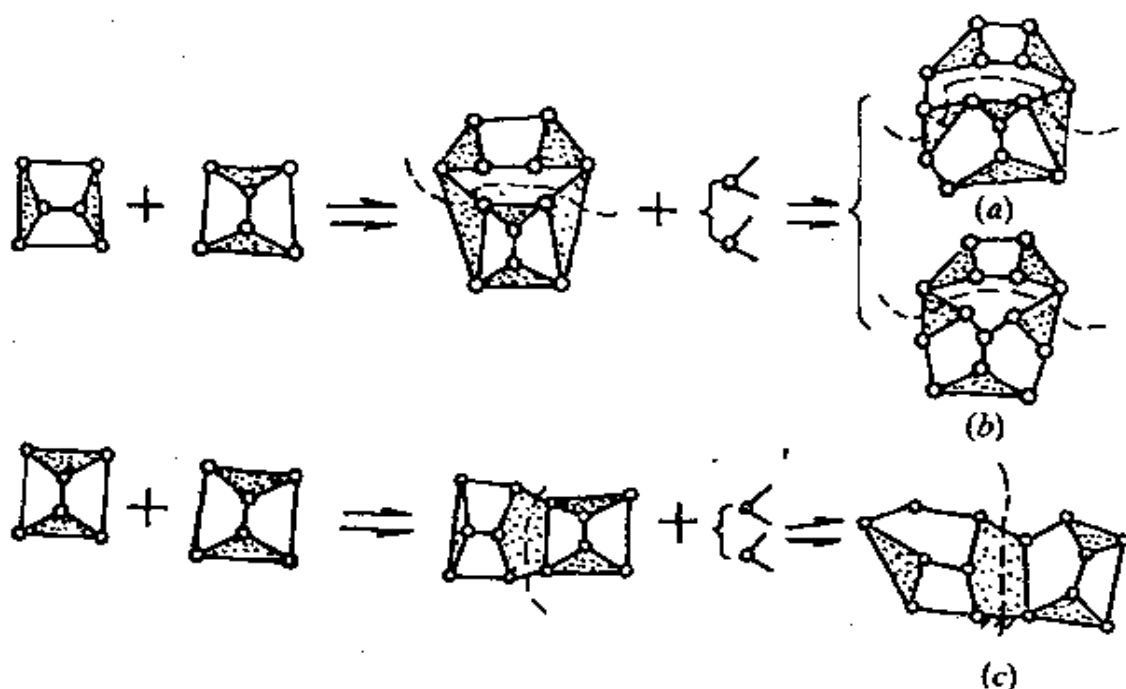


图 3-20

iii) 不动子链 对于 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix}$ 运动链,因 $\sum_{j=1}^V m_j = m = 3V$,故有

$$\sum_{j=1}^V \Delta_j = m_j - 3V = \sum_j \Delta_j = 0 \quad (3-22)$$

因 $\begin{bmatrix} 0 \\ V \end{bmatrix}$ 基本运动链不再分解出基本运动链,其除应满足式

$$\sum_{j=1}^V \Delta_j > 0, \quad r > V \quad (3-23)$$

当运动链不满足式(3-23)时,则称运动链为不动子链。在运动链构造时,应将其删除。

二、平面机构(基本运动链)类型综合的通用算法

1. 输入参数

输入独立回路数 V 及自由度 $W=0$, 并有

$$\begin{cases} m=3V \\ n=2V+1 \end{cases} \quad (3-24)$$

2. 单开链结构因子分配方案

单开链结构因子 Δ_j 分配方案的自动生成及其约束条件为

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_j = m_j - 3 = -2, -1, 0, 1, 2, 3 \dots \\ \sum_{j=1}^V \Delta_j = 0 \\ \sum_{j=1}^r \Delta_j > 0, \quad r=1, 2, 3, \dots (V-1) \\ \Delta_V = -2, -1 \\ m_V = 1 \text{ 或 } 2 \\ \Delta_1 \begin{cases} 0, & \text{当 } V=1 \text{ 时} \\ 0 < \Delta_1 \leq 3 \frac{V-1}{V+2} \text{ 的正整数, 当 } V \geq 2 \text{ 且为平面图时} \\ 0 < \Delta_1 \leq 3 \frac{m_V}{V}, \text{ 当 } V=4, 5, 6 \text{ 的非平面图时} \end{cases} \\ \Delta_2 \geq \left[\frac{\Delta_1}{2} \right] - 1 \\ \Delta_{3\min} \text{ 取为 } \begin{cases} \left[\frac{\Delta_1}{2} \right] - 1 \\ \left[\frac{\Delta_2}{2} \right] - 1 \\ \Delta_2 \end{cases} \quad \text{三者中之最小值} \end{array} \right.$$

(33-25)

由上述约束条件编制的子程序可得到单开链结构因子 Δ_i 分配的所有组合方案及其相应的结构特征数 K_o 。

3. 由单开链结构因子分配方案生成运动链结构(点—点邻接矩阵)的算法

该矩阵为 $n \times n$ 的对称阵, 并有 $a_{ij} = 1$ 或 $0, a_{ii} = 0$ 。在下述算法步骤中, 设

m_j 为所加第 j 个单开链之运动副数(边数);

p_i 为已有 $(j-1)$ 个回路的点的总数目;

q_j 为第 j 个单开链加到已有回路的两个附加点, v_a 与 v_b 之间的最短距离, 其值为零或正整数。

(1) 选定一组 Δ_j 分配方案及相应的 K_o 值。即 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \dots, \Delta_j, \dots, \Delta_v$, 并得到 $m_1, m_2, \dots, m_j, \dots, m_v, K_o$ 。

(2) 生成第一独立回路

i) 置 $a_{i(i+1)} = a_{(i+1)i} = 1$, 且 $1 \leq i \leq (m_1 - 1)$ 。

ii) 置 $a_{1m_1} = a_{m_1 1} = 1$, 得到第一独立回路矩阵并记作 A_1 。

(3) 生成第二独立回路

i) 确定 q_2 之取值

q_2 取值可有多种, 依次记作 $q_{21}, q_{22}, \dots, q_{2s}$ 。

$$\begin{cases} \left[\frac{m_1}{2} \right] \geq q_2 \geq 0, & \text{当 } m_1 - m_2 \leq 0 \text{ 时} \\ \left[\frac{m_1}{2} \right] \geq q_2 \geq (m_1 - m_2), & \text{当 } m_1 - m_2 > 0 \text{ 时} \end{cases} \quad (3-26)$$

ii) 对 q_{21}

a) 取 $V_a = 1, V_b = 1 + q_{21}$;

b) 置 $a_{va(p_j+1)} = a_{(p_j+1)va} = 1$;

c) 置 $a_{i(i+1)} = a_{(i+1)i} = 1$, $\begin{cases} \text{当 } m_2 \geq 3 \text{ 时, } (p_j+1) \leq i \\ k = p_j + 3(m_j - 2); \\ \text{当 } m_2 = 2 \text{ 时, 转下一步} \end{cases}$

d) 置 $a_{vbk} = a_{kvb} = 1, k = p_j + m_j - 1$ 。

得到对应 q_{21} 的二回路邻接矩阵记作 A_{21} 。

iii) 重复取 $q_{22}, q_{23}, \dots, q_{2s}$, 并重复上述 a) ~ d) 步骤, 得到相应二回路邻接矩阵 $A_{22}, A_{23}, \dots, A_{2s}$ 。

iv) 计算矩阵 $A_{21}, A_{22}, \dots, A_{2s}$, 通路长为 2, 3, 4, ... (最大通路长) 的所有点对。

(4) 生成第 $j (\geq 3)$ 独立回路

i) 确定 q_j 之取值

$$q_j \begin{cases} q_j \geq 0, & \text{当 } m_j - m_1 \geq 0 \text{ 时} \\ q_j \geq (m_1 - m_j), & \text{当 } m_j - m_1 < 0 \text{ 时} \end{cases}$$

q_j 可有多种取值, 依次记作 $q_{j1}, q_{j2}, \dots, q_{js}$ 。

ii) 对 q_{j1}

a) 查找已有 $(j-1)$ 独立回路运动链的邻接矩阵, $A_{(j-1)}$ 中所有两点距离为 q_{j1} 的点对 $(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_d, y_d)$ 。

b) 对满足 q_{j1} 的点对 (x, y) 置 $V_a = x, V_b = y$

c) 当 $m_j = 1$ 时, 置 $a_{xy} = a_{yx} = 1$

d) 当 $m_j = 2$ 时, 置 $a_{va(p_j+1)} = a_{(p_j+1)va} = 1$

且置 $a_{(p_j+1)vb} = a_{vb(p_j+1)} = 1$

e) 当 $m_j \geq 3$ 时

① 置 $a_{va(p_j+1)} = a_{(p_j+1)va} = 1$

② 置 $a_{i(i+1)} = a_{(i+1)i} = 1,$

$$(p_j + 1) \leq i \leq k, k = p_j + (m_j - 2)$$

③ 置 $a_{vbk} = a_{kvb} = 1, k = p_j + m_j - 1$

iii) 对其它 q_{j2}, \dots, q_{js} , 重复(ii)之 a) ~ e) 得到有 j 个独立回路运动链的全部点——点邻接矩阵。记作 $A_{j1}, A_{j2}, \dots, A_{js}$ 。

iv) 查找矩阵 $A_{j1}, A_{j2}, \dots, A_{js}$ 中通路长为 1, 2, 3, ...。直至最大通路长的所有点对, 以用于生成第 $(j+1)$ 回路。

4. 运动链拓扑图的同构性判断

本文使用运动链拓扑图点——度矩阵的特征多项式系数判断同构性。即: 若两拓扑图点——度矩阵特征多项式系数对应相等,

则两拓扑图同构,若不对应相等,则两图不同构。同构判定的方法还有很多,详细可参阅文献[3—8]。

5. 运动链不动子链存在性判断

对已得到的有 V 个独立回路的运动链,按结构特征数 K 的计算值进行结构分解,若其分解路线中有一条路线不满足式(3—23),则运动链含有不动子链,将其删除。

§.3—3 运动链的再生与原始型的生成

在对现有机械进行分析计算,或者设计新机器时,都要首先作出表明其运动情况的机构运动简图。当不考虑构件的长度,仅考虑运动副类型时,机构运动简图成为机构示意图。若将平面机构示意图中的高副用低副替代,移动副用转动副表示,并去掉机构原动件和机架,则机构示意图便成为运动链。机器创新设计的过程则是上述过程的反过程,即运动链再生过程。

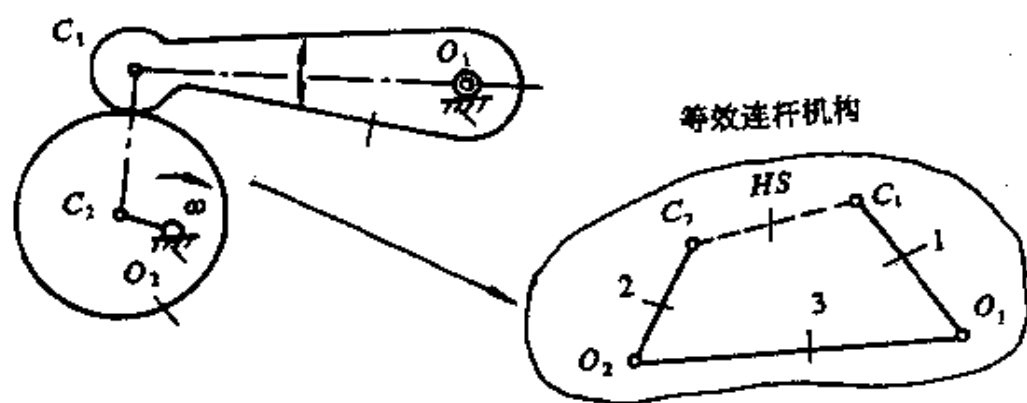
一、常见机构的一般化

(1) 凸轮机构 在凸轮机构中,假想用标记为 HS 的双副杆,连接凸轮和从动件各自的曲率中的 C_1 和 C_2 ,使得在该瞬时机构的运动特性不发生变化,由此得到凸轮机构的一般化运动链,如图 3—21a 所示。

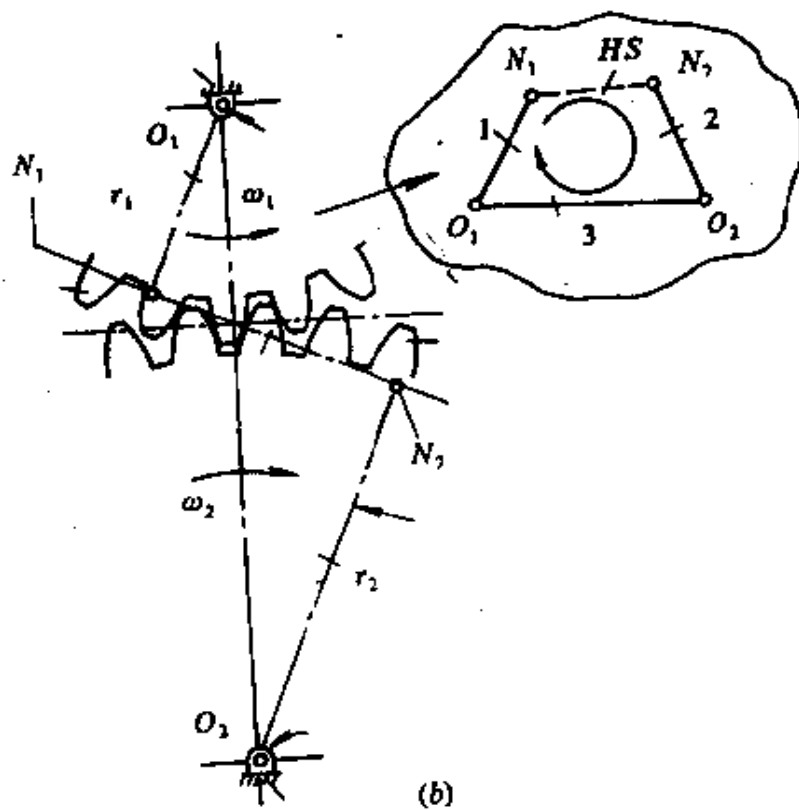
(2) 齿轮机构 一对相互啮合的齿轮,可以一般化为一平面四连杆机构。其方法为:用一个标记为 HS 的双副杆,连接大齿轮和小齿轮的啮合极限点 N_1 和 N_2 ,使得在该瞬时机构的运动性能不发生变化,由此得到齿轮机构的一般化运动链,如图 3—21b 所示。

(3) 承受力作用的构件 一般来讲,在装置中产生内力有如下两种方式:

i) 力的作用 力作用一般来自液压缸、筒形电磁线圈、螺旋弹簧,或者单纯外作用力,其作用效果是使不同构件上的两力作用点间距离发生变化。这种力可以用假想的双副杆替换,并使其它构件



(a)



(b)

图 3-21

的位置及所受的内力不发生变化。当为主动时, 替换构件用 F_P 标记, 当为阻力时, 替换构件用 F_r 表示。图 3-22 为复式杠杆起重机机构及其一般化运动链。

由于力的作用效果在于改变标记为 F_P 或 F_r 的二杆副的长度发生变化, 因此可用一个 I 级组来替代 F_P 或 F_r 二杆副, 此时便得到等效运动链。图 3-22a 的等效运动链如图 3-22c 所示。在进行运动链反一般化过程中, 只需将一个含 I 级组回路, 用 F_P 或 F_r 二杆副替代, 即得一般化运动链。进一步将一般化运动链中的 F_P 或 F_r 二杆副转化为力 F_P 或 F_r , 即得实际机构。

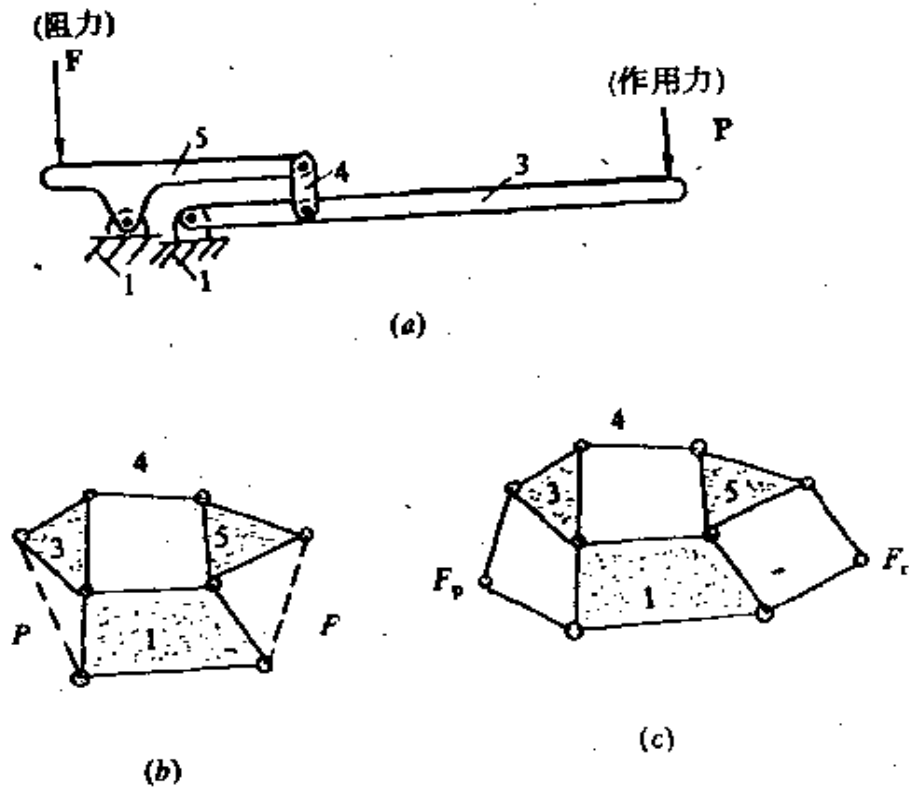


图 3-22

ii) 扭矩作用 扭矩力作用一般从旋转式液压马达、旋转式电磁线圈或者扭簧中获得。由于扭矩是作用在杆上, 故对运动链一般化无影响。

(4) 夹持机构 夹持机构是机构运动链的特殊形式, 该机构的

自由度 W 一般满足 $W \leq 0$ 的条件。夹持机构正是运用这一特点工作,以便在力作用构件的作用下,使被夹持构件与基准构件保持紧密接触。如 3-23 为一简单夹持器及其一般化运动链,一般化运动链的自由度 $W = -1$ 。与 $W \geq 1$ 的运动链不同,夹持机构运动链中含有不动子链,这一点在含有夹持机构运动链的自动生成时应引起注意。

弹簧、液压缸、力、滚动副、高副和移动副的一般化方式及标记如表 3-5 所示。

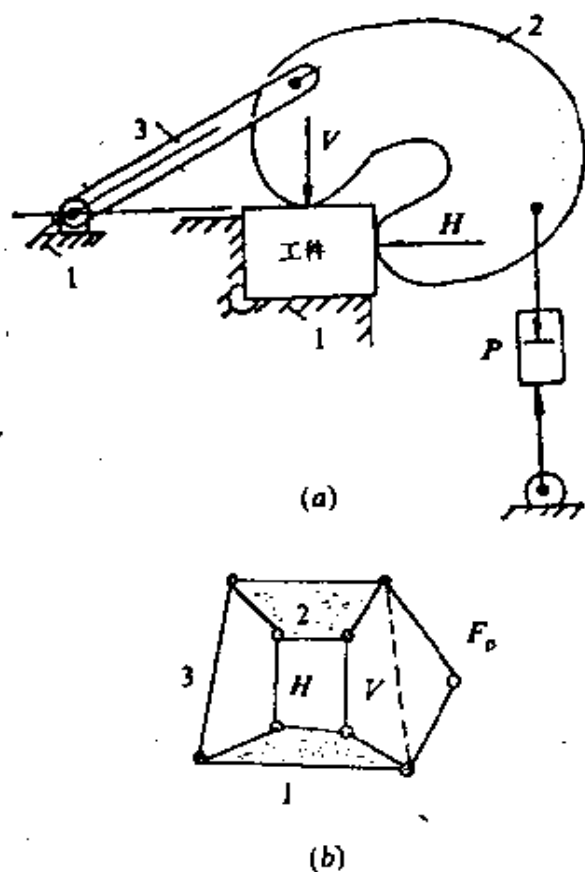

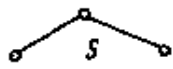
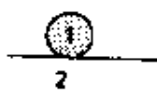
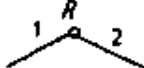

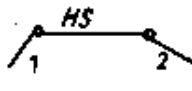


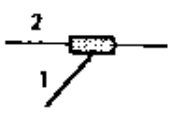
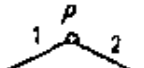
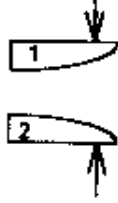
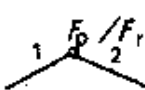


图 3-23

二、运动链的再生

由第二节运动链的构造,以及本节第一部分常见机构的一般化可知,任何机器的机构简图,都可以转变为运动链。当组成机器的机构为平面机构时,机构简图对应的运动链为平面运动链。运动链的再生就是将由第二节自动生成的运动链转化为实际机构的过

表 3-5 一般化图例

名称	图例	一般化	说明
弹簧			两构件之间的弹簧连接,用Ⅰ级杆组(A型)代替,并在中间铰接点标志“S”
滚动副			两构件之间纯滚动接触,形成滚动副,用转动副 R 代替
高副			构件 1 和 2 组成高副, O_1 和 O_2 分别为该高副元素在接触点的曲率中心,以一杆(HS)、两转动副(O_1 和 O_2)代替
移动副			移动副用转动副代替,并标志“P”
液压缸			两构件之间构成一个变长度杆,用Ⅰ级组代替,并在中间铰接点标记“H”
力			构件 1、2 之间作用外力 F , 该力的作用效果等价于弹簧力,可用Ⅰ级组替代,当为主动动力,中间点标注 F_p ; 当为阻力,标注“ F_r ”

程。具体包括:

(1) 据给定的设计任务确定运动链的回路数及自由度数和构成运动链的杆数,由 § 3-2 运动链自动生成方法,生成所有非同构基本运动链。

(2) 按给定的设计任务要求,根据机构的一般化与变异方式,将运动链再生为机构。

为了突出创新设计中的定向发散特性,应在机构再生过程中,充分考虑机构变异与一般化的每一个细节,从而得到可能多的候选机构型,以便在利用规则对候选机构型筛选时,能够得到最佳的设计方案。

1. 再生的程序

运动链再生一般应采用计算机化方法。将发散环节作为再生机构变量,并用机构再生变量表达再生机构的型。

设运动链再生机构的发散环节为 N ,若用 T_i 表示第 i 个发散环节, n_i 表示该发散环节的发散数,则经过第 i 个发散环节所得到的发散机构数为 $S_i = \prod_{j=1}^i n_j$ 。实现全部发散所得到的原始机构方案(未经筛选)数为 $S_n = \prod_{j=1}^N n_j$ 。

经过第 i 个发散环节,第 j 个发散步骤,得到的候选机构型(方案)记为 T_j ,其中 $i=1,2,\dots,N, j=1,2,\dots,n_i$ 。

运动链再生机构的步骤与环节如图 3-24 所示。

2. 再生的环节

由图 3-24 可知,运动链再生为机构是经过多次发散环节才得以完成的。为了保证发散环节的前后一致性,在发散过程中,应按给定设计要求将各发散环节按一定顺序排列,分清主次,以便得到更多的可行机构方案(型)。运动链再生为机构的主要环节为:

- (1) 改变主动件在运动链中的位置;
- (2) 改变机架在运动链中的位置;
- (3) 改变运动链中运动副的形式(R 副 \rightarrow P 副);

(4) 改变运动链中的二副杆的形式, 根据需要可将某一二副杆转化为齿轮副、凸轮副、力作用构件等。即将二副杆转化为 HS 杆或 F_P 杆、 F_r 杆等;

(5) 选择运动链中不同构件上的点作为轨迹实现点;

(6) 选择运动链中不同构件实现给定的位置及运动轨迹;

(7) 选择运动链中不同的两组(或两组以上)构件实现相对运动轨迹、相对位置、相对角位移等;

(8) 选择运动链中不同构件作为运动输出构件;

(9) 选择运动链不同构件作为动力特性约束(如死点机构位置, 最大传动角位置等)。

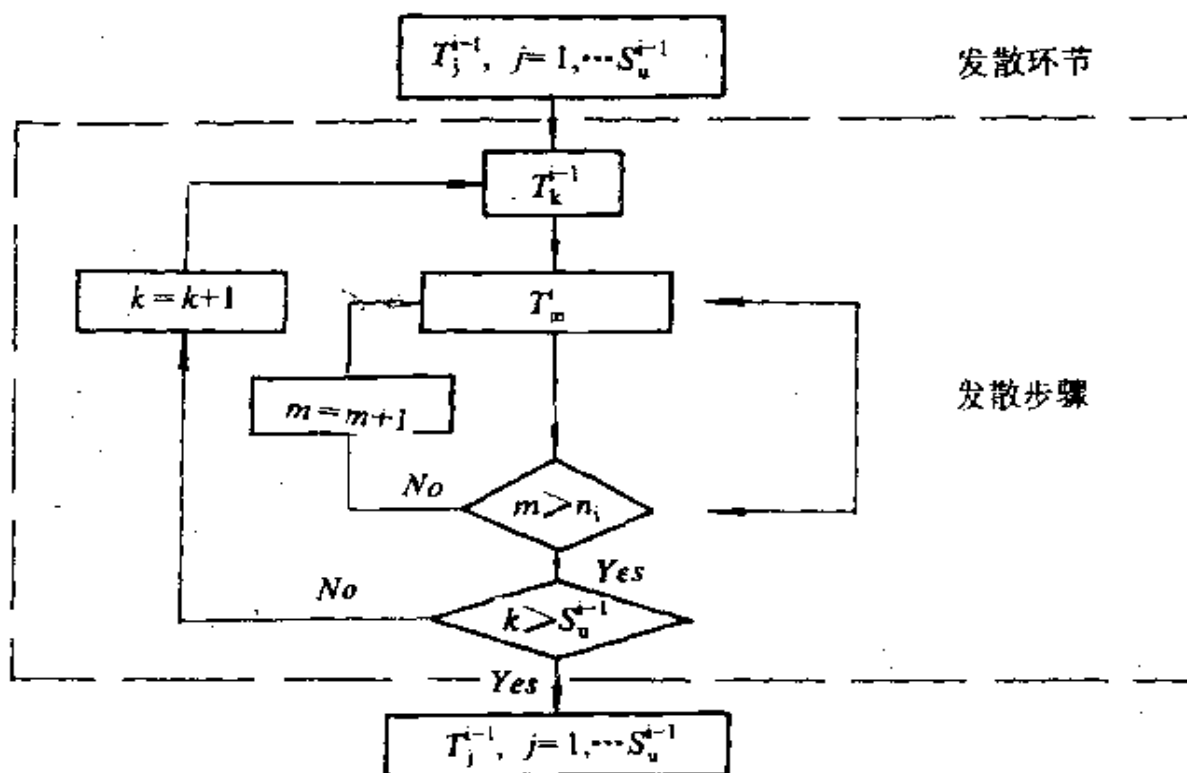


图 3-24

由于设计问题不同, 运动链再生环节也不尽相同, 设计者在进行创新设计时, 可依据设计任务提出的具体要求, 自行确定所要采取的运动链再生环节。

三、运动链再生所应注意的问题

1. 构件相似性判断

如图 3-25 所示的六杆运动链,如改变主动副所在的构件,对其实行发散时,可以发现,将主动件装在 1,2,3,4 杆上,对于该机构的运动特性没有影响,只是构件的编号顺序发生了变化。因此,为了防止在运动链再生过程中产生多余的同构机构,应对机构运动链各构件的相似性进行分析。

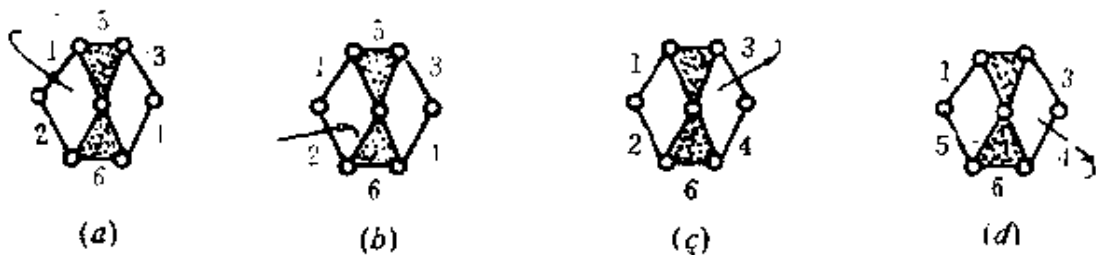


图 3-25

(1) 构件相似性定义 两个具有相同运动副数目的构件,若它们与运动链中其它构件的联接关系均相同,则称此两构件相似。

依此可得到运动链各构件的相似关系,并以相似性矩阵 C 表达。该矩阵中 $c_{ij}=1$ 表明杆 i 和杆 j 相似, $c_{ij}=0$ 表明杆 i 和杆 j 不相似, c_{ii} 始终为 1。图 3-26a 所示单回路运动链的邻接矩阵 A^1 、相似性矩阵 C^1 分别为:

$$A^1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad C^1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

(2) 位置关系矩阵 定义邻接矩阵的自乘为位置关系矩阵,用 B 表示。由于邻接矩阵是实相似矩阵,所得到的位置关系矩阵 B 中的对角线元素的值也就是构件的运动副数。因邻接矩阵为对称矩阵,位置关系矩阵 B 也为对称矩阵。

图 3-26a 运动链的位置关系矩阵 B^1 为:

$$B^1 = \begin{bmatrix} 2 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 2 \\ 2 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 2 \end{bmatrix}$$

对照图 3-26a 与 B^1 可以发现 b_{ij} 具有下列性质:

$b_{ii} > 0$ 表明杆 i 和杆 j 通过一个构件相连。

$b_{ij} = 1$ 表明有一个构件同时与杆 i 和杆 j 相连, 且杆 i 和杆 j 不相连。

$b_{ij} = 2$ 表明两个彼此不相连的构件同时与杆 i 和杆 j 相连, 且杆 i 和杆 j 不相连。

$b_{ij} = p (p > 2)$ 表明有 p 个彼此不相连的构件同时与杆 i, j 相连, 且杆 i 和杆 j 不相连。

$b_{ij} = 0$ 表明杆 i 和杆 j 相连或两杆通过一个以上的构件相连。

(3) 构件平行相似性的定义 运动副数目相同的两构件与其它构件的位置关系相同, 也就是在位置关系矩阵中, 若两构件 s, t 和其它构件在位置关系矩阵中的相关元素值均对应相等, 即 $b_{sj} = b_{tj}$, 其中 j 为运动链 n 个构件中除 s, t 以外的其他构件, 则称此两构件平行相似, 反之亦然。

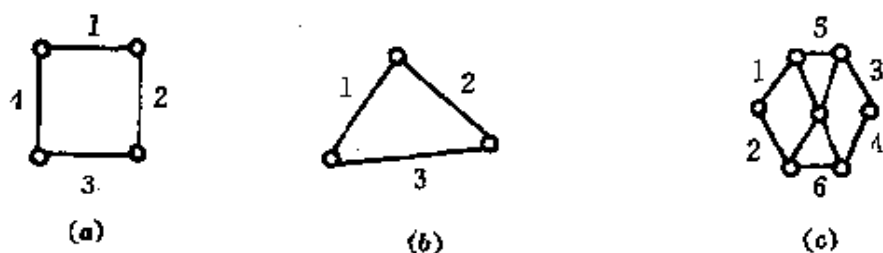


图 3-26

由此定义可知, 图 3-26b 中, 杆 1, 2, 3 相似。为了与构件一般相似相区别, 规定: 若两个构件 i, j 符合构件平行相似定义, 则可令 $c_{ij} = 2$ 。此时, 图 3-26a 运动链所对应的平行相似矩阵(简称相似矩阵)为

$$C^1 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 2 \\ 2 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 2 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

(1) 按行相加，各行元素之和分别为 5, 5, 5, 5。

$$B^2 = \begin{bmatrix} 3 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 \\ 0 & 3 & 0 & 2 & 2 & 0 \\ 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 2 & 0 & 2 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 1 & 2 & 0 \\ 2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}$$

$$C^2 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

在运用构件相似性关系继承性定理时,有下列情况例外:

i) 在由单开链加在原运动链中非相似构件上构造的新运动链和单开链中两相似构件的相似关系不能继承到新运动链中。

ii) 在由运动链转化为机构的过程中,在运动链中,两组互相平行相似构件组中的构件,若有一个构件与另一组中的构件相似关系发生了变化,则与其平行相似的构件与这些构件的相似不能继承。

iii) 在机构或运动链中添加构件或进行类似操作时,若所添加的构件间不具有相似性,则原运动链中与添加构件相连的构件间的相似关系,在添加后形成的新运动链中不能继承。

(6) 构件相似关系第一判断规则 若具有相同运动副数目的两构件,同时分别与两组平行相似构件(或一组相似构件、一组平行相似构件)相联系,则此两构件相似。

(7) 构件相似关系第二判断规则 若两组平行相似构件的两端同时与两组相似构件(或一组相似构件和一个构件)相联接,则此两组平行相似构件彼此相似。

有了以上关于构件相似性关系判断的规则,利用构件相似性

关系矩阵,从运动链中很容易找到相似构件,从而在运动链再生环节中减少不必要的重复劳动工作,提高运动链再生的计算效率。

2. 机构组合方式

在由简单机构,如齿轮机构、连杆机构、槽轮机构等组成的复杂机构中,比较典型的组合方式有串接、并接、回接、叠接等形式。

(1)并接式组合 以一个多自由度机构作为基本机构,将一个或几个单自由度机构(称为附加机构)的某些构件接入基本机构,而附加机构的输入构件的运动并非基本机构的输出运动反馈而得,这种组合方式称并接式组合。

图 3-28 所示为由五杆机构和凸轮机构组成的一典型的并接式组合机构。两自由度五杆机构 $0-1-2-3-4$ 作为基本机构,它的输入构件为曲柄 AB 以及和曲柄 AB 固结的凸轮 1,从动件 4、0、1 组成的凸轮机构为附加机构。设计这种机构时,可任意选定五杆机构各杆的长度,使点 C 沿给定轨迹 S 运动,得到曲柄 AB 的转角与点 D 位移之间的关系 $S_D = S_D(\varphi_1)$ 。据此关系作出凸廓线,则该机构随着 1 的转动,可使点 C 实现给定轨迹。

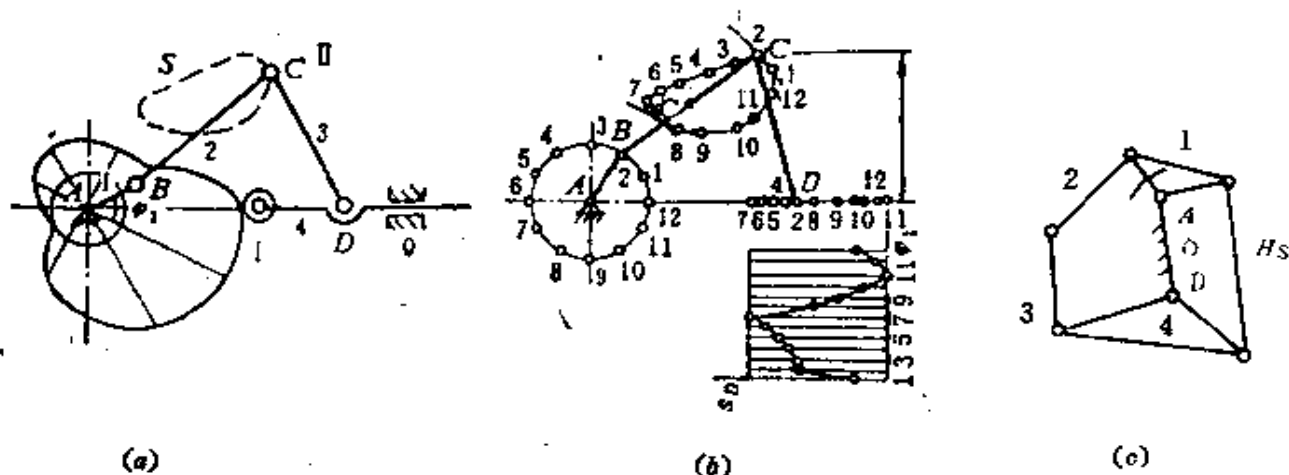


图 3-28

图 3-28c 为图 3-28a 机构的运动链。在该运动链中,当选择 0 构件作为机架、1 构件作为主动件,则该运动链即转化为 a 图所示的并接机构。由此可以看出,并接组合方式是单自由度运动链中

选择多副杆(运动副数大于等于 3)作主动件,与多副杆相邻的构件作机架时获得的。

(2)串接式组合 串接式组合是机构组合中比较普遍的一种组合方式。即以前一个机构的输出构件与后一个机构的输入构件固接,所得到的机构组合方式。在串接式组合机构中,串接参数(如串接角)对机构的性能有较大的影响。

图 3-29 为由椭圆齿轮机构与正弦机构按串接方式组成的组合机构,串接式组合机构在单自由度运动链中是选择双副杆作为主动杆,与双副杆相接的某杆作为机架时所得到的机构。

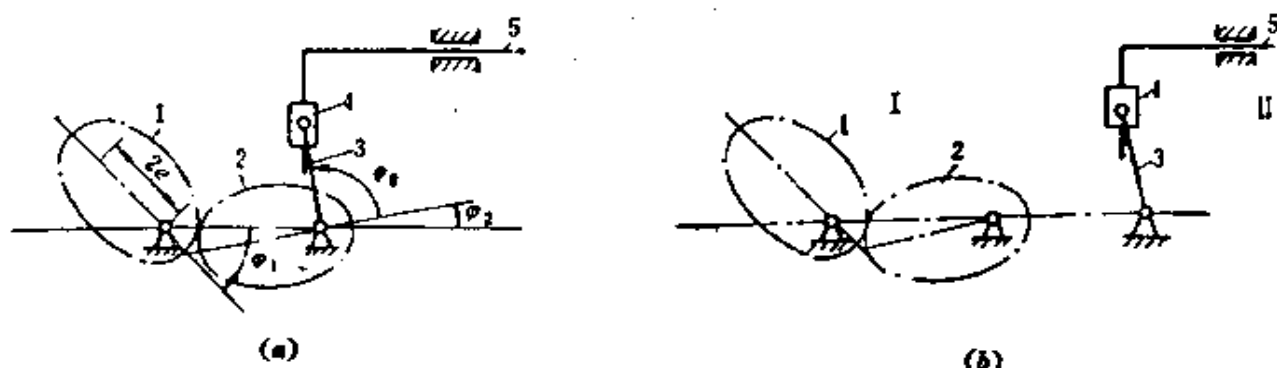


图 3-29

回接式组合方式和叠接式组合方式等也可以用运动链来表示。通过以上分析表明,用运动链再生方式,可以实现机构的各种组合。

3. 多级方案筛选

在运动链再生为机构的过程中,出现了大量的机构型。为了从中选出最佳的设计方案(原始型),需要在运动链再生机构的过程中,分层次、多角度地对再生机构进行评价,删除那些多余的机构型。

评价和删除不能满足设计要求的机构型,需要按一定的规则来进行。由于设计任务不同,其选用的规则也就不同。因此,有关机构选型多级方案筛选方法,将在后续章节中,通过具体实例给出,本章不再介绍。

参 考 文 献

- 1 姚芳华,杨廷力.平面连杆机构分析的通用程序:第一部分拓扑结构的自动识别和分析路线的自动选优.第五届机构学年会论文,1987,10
- 2 姚芳华,杨廷力.平面机构结构网络的拓扑特征及其类型综合的通用程序.第五届机构学年会论文,1987,10
- 3 Yan HS, Hwang WM. A Method for the Identification of Planar Chain. Trans ASME, J. of Mech. Trans. and Auto. in Design, 1983, 105
- 4 Mruthyunjaya T S and Balasubramanian. H R. In Quest of a Reliable and Efficient Computation Test for Detection of Isomorphism in Kinetic Chains. MMT, 1987, 22(5)
- 5 Tang C S, Liu Tying. The Degree Code—a New Mechanism Identifier. Trends and Developments in Mechanism, Mechanics and Robotics, 1988, 1
- 6 罗玉峰,杨廷力,曹惟庆,利用点的邻度识别运动链同构.第七届全国机构学学术讨论会论文集(第一分册).天津大学学报,1990(增刊):16-20
- 7 Fang W E and Freudenstein F. The Stratified Representation of Mechanism. Trends and Developments in Mech. Mach. and Robotics, 1988, 1
- 8 Yan H S, Hall A. S. Linkage Characteristic Polynomials; Definition, Coefficients by Inspection. Trans. ASME, J. of Mech. Design, 1981, 103
- 9 柯勒 R 著,党志梁等译.机构设计方法学.北京:科学出版社,1990
- 10 褚金奎,曹惟庆.识别运动链拓扑结构的邻接链表法.陕西机械学院学报, 1992, 8(1)
- 11 Rao A C and Varada Raju D Application of the Hamming Number Technique to Detect Isomorphism among Kinematic Chain and Inversions, Mech. Mach. Theory, 1991, 26(1)
- 12 曹惟庆.平面连杆机构分析与综合.北京:科学出版社,1988
- 13 饶建华,褚金奎,曹惟庆.型转化法平面连杆机构结构分解路线的自动生成.陕西机械学院学报, 1993, 9(4)
- 14 唐炜柏等.平面连杆机构分组逐次逼近综合法.机械工程学报, 1986, 4
- 15 唐炜柏等.平面连杆机构的分组综合法.第七届全国机构学学术讨论会论文集.天津大学学报, 1990(增刊)
- 16 杨廷力.平面复链的结构特征及其运动和力分析的状态变量法.陕西机械学院学报, 1987, 3(2)

- 17 孟宪源主编. 现代机构手册. 北京: 机械工业出版社, 1994
- 18 张岩. 机构型综合方法的研究及实践. 天津大学[硕士论文], 天津: 1995
- 19 王朝瑞. 图论. 国防工业出版社, 1985

第四章 机构创新设计的 运动链再生方法

本章主要介绍颜鸿森教授提出的机构创新设计的运动链再生方法。该方法的基本思想是：将现有技术，用机构简图表示，通过释放原动件、机架，将机构运动简图转化为运动链，并生成所有非同构运动链。根据现有技术的特征，将所有非同构运动链再生为机构简图。该方法可高效地获得能够达到现有专利技术要求，而不受专利法保护的技术方案。本章主要通过摩托车后悬置机构创新设计和铰链夹紧机构的创新设计的实例，介绍这种机构创新设计方法。

§ 4—1 摩托车后悬置机构设计^[1]

摩托车后悬置机构设计，是由国际著名机构学者台湾成功大学颜鸿森教授，在总结自己近年来在机构创新性设计方面研究成果的基础上，提出的一种利用机构的拓扑特性来创新机构的方法。这种方法所提出的设计方案，能够很好地避免与那些已存在的、受专利保护的方案相重复，并且在性能上可达到或超过现存的设计方案。

在机构设计过程中，最重要的阶段是构思阶段——概念设计，设计者在机构创新设计或改进旧装置中，为达到某种满意的结果而需要一种方法，这不仅是设计过程中最有创造性的部分，而且是最困难的。对于设计者，在改进旧方案中，偶尔会遇到专利权保护问题。如何避免与现有专利技术相冲突，或者利用现有专利技术提供的信息，开发出更先进的机械结构，这对设计者而言是十分重要的。本节主要介绍颜鸿森教授近年来在该方面所取得的成就。

一、设计方法

图 4-1 描述了机构创新设计的一般流程,该设计方法由六个主要步骤组成:第一步,将现有机构抽象为机构简图,进而为仅含转动副的运动链,并用机构拓扑矩阵对机构进行描述,这一步骤称为运动链的一般化;第二步,对第一步确定的运动链进行数综合,生成所有非同构基本运动链,这一步骤称为运动链的发散;第三

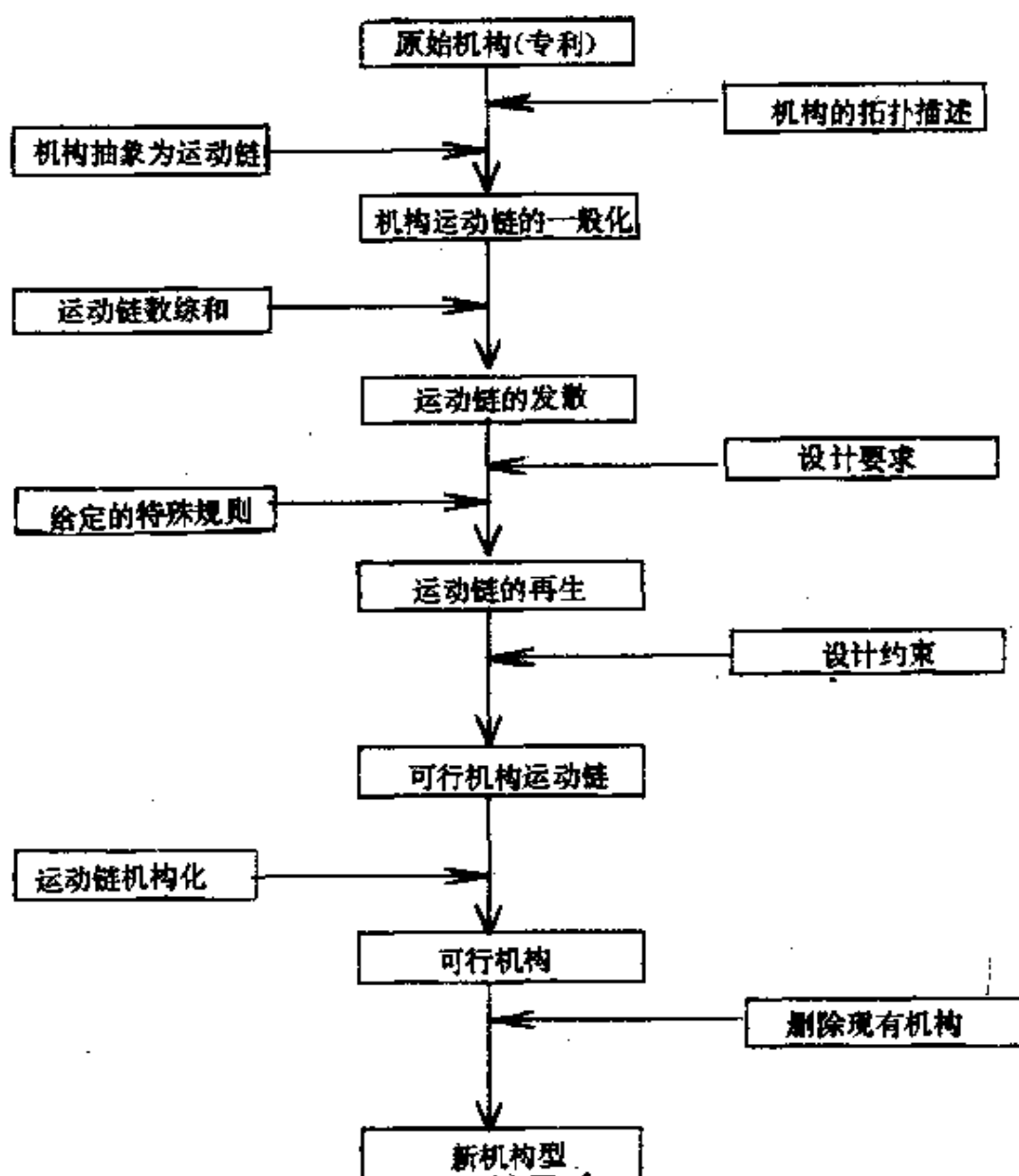


图 4-1

步,根据原始机构的运动设计要求及设计的特定规则,将运动链再生为机构,此步骤称为运动链的再生;第四步,根据设计约束,将指定构件和运动副转换成满足设计需要的运动链元素,生成机构型;第五步,根据特殊要求,从机构型中选择满足设计要求的机构型;第六步,通过列举机构型,将每一满足设计要求的机构型转换成相应机构,并从中删除与原有专利技术相冲突的机构型,得到所有的新机构型。第四~第六步统称为机构型的筛选。以下将以越野摩托车后悬置机构为例,来介绍这种方法。

二、方法的实现

1. 原始(或专利)机构

一般地讲,摩托车的两个悬挂机构都是四杆机构,但该类机构不能为轮鼓提供较大的可变运动范围。这样,六杆机构被用于越野摩托车的后悬置机构的设计中,例如,Hongda—CR250R(图4-2),Suzuki RM—250X(图4-3),和Kawasaki—KX250(图4-4)

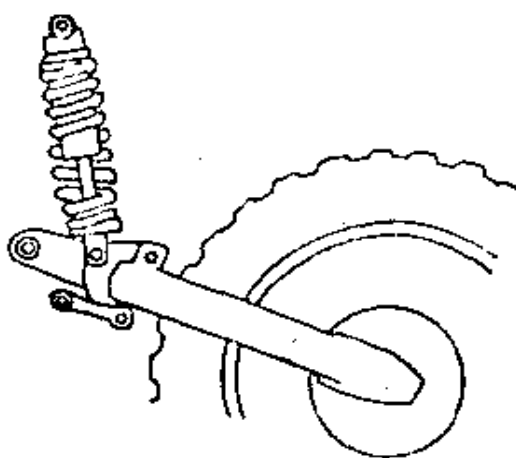


图 4-2

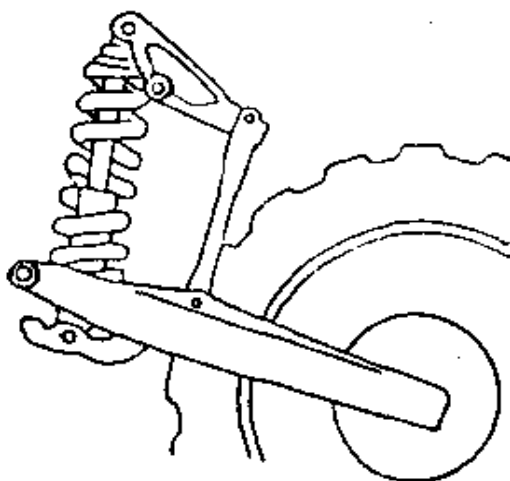


图 4-3

通过研究以上三种现有的设计方案,发现该类机构的拓扑特性如下:

- (1)该机构仅有一个自由度;
- (2)该机构包括六个杆件和七个运动副;

- (3) 该机构包括六个转动副($a, b, c, d, e, f; R$);
- (4) 该机构包括一个移动副($g; P$);
- (5) 该机构包括一个固定机架(构件 1; G_1);
- (6) 该机构包括一个铰支杆(构件 2; L_2);
- (7) 该机构包括一个摆动杆(构件 3; L_3), 其一端绕机架旋转, 另一端与车轮连接;
- (8) 该机构包括一个平面运动杆(杆件 4; L_4);
- (9) 该机构包括一个减振装置, 由活塞(构件 6; P_6)和汽缸组成(杆件 4; C_4)。

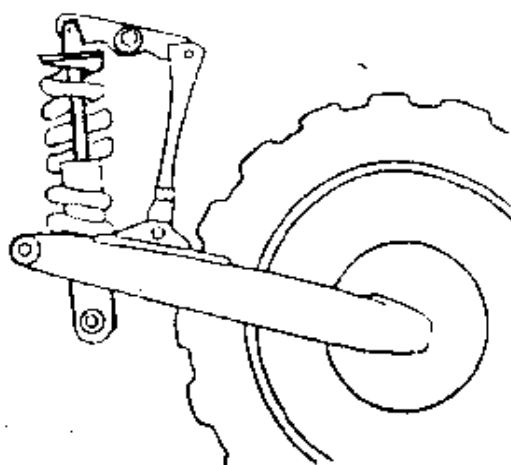


图 4-4

Suzuki-RM250X 全浮式摩托车后悬置装置被随机选作原始机构, 图 4-6 为该机构的简图。该机构的拓扑特性可由其机构拓扑矩阵(MTM)表示。对于 N 个杆件组成的机构, 其 N 阶 MTM 矩阵的意义为: 主对角线元素 $a(i, i)$ 表示 i 杆的类型; 若杆件 i 与杆件 k 相邻, 其右上方元素 $a(i, k)$ 表示杆 i 和杆 k 的连接形式, 左下方元素 $a(i, k)$ 表示其间运动副的名称; 若杆 i 与杆 k 不连接, 那么 $a(i, k) = 0$ 。图 4-6 所示 Suzuki 摩托车后悬置机构的机构拓扑矩阵是

$$MTM = \begin{bmatrix} G, & R & R & 0 & 0 & 0 \\ a & L, & 0 & R & R & 0 \\ b & 0 & L, & R & 0 & R \\ 0 & c & c & L, & 0 & 0 \\ 0 & d & 0 & 0 & P, & P \\ 0 & 0 & f & 0 & g & C, \end{bmatrix}$$

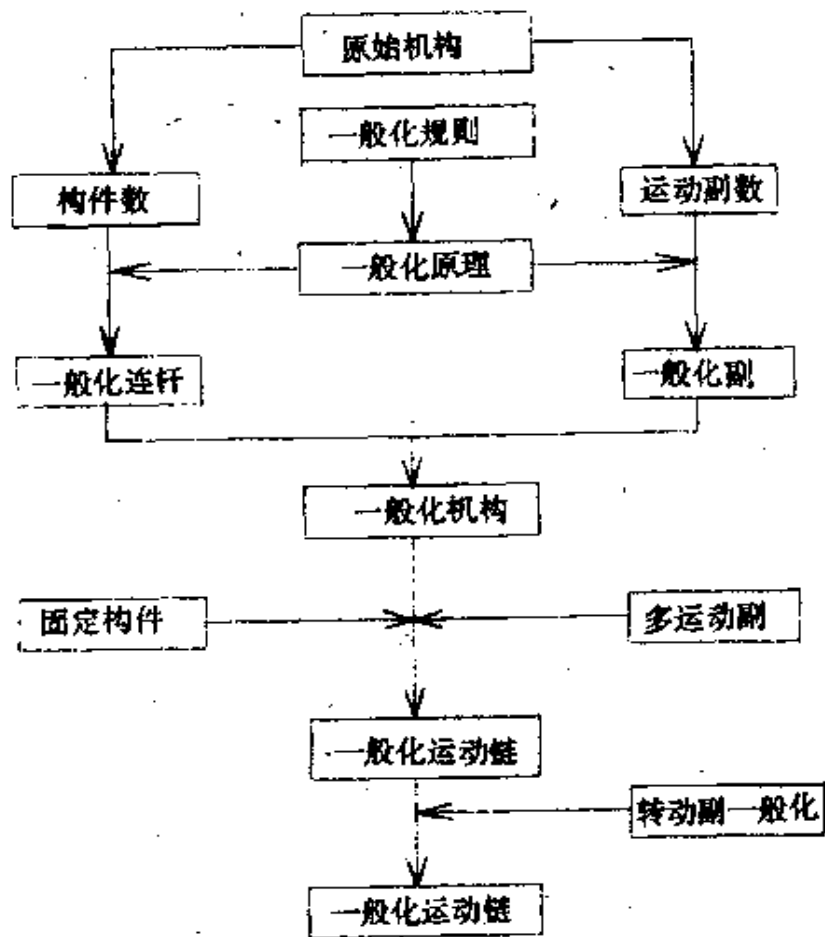


图 4-5

2. 一般化运动链

一般化运动链的目的是为了产生包含不同类型杆件和运动副的原始机构,形成具有一定数目构件和运动副的一般运动链。图 4-5 所示为机构一般化方法的流程图。通过该流程,我们能用最基本的方法去研究和比较不同的机构。一些表面乍看不相同的机构,

可能具有相同的运动链形式。

对于图 4—6 所示的 Suzuki 后悬置机构,其一般化过程如下:

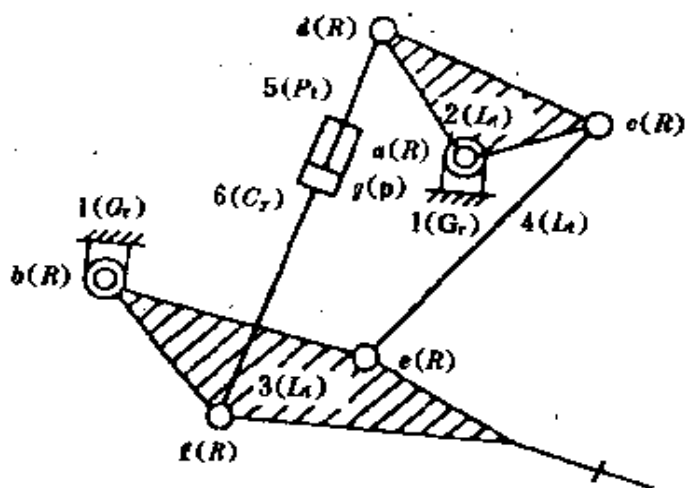


图 4—6

- (1) 固定杆抽象为二副杆;
- (2) 主动杆(杆件 2)抽象为三副杆;
- (3) 摆动杆(杆件 3)抽象为三副杆;
- (4) 浮动杆(杆件 4)抽象为二副杆;
- (5) 组成吸振器的活塞和汽缸(构件 5,6)抽象为二级组;
- (6) 移动副抽象为转动副;
- (7) 固定杆(机架)释放。

这样,Suzuki 后悬置机构被抽象为图 4—7 所示的六杆、七副运动链。

3. 运动链发散

这一步骤是:将与图 4—7 所示的运动链具有相同构件及运动副数的运动链全部找寻出来,即根据组成运动链的构件数、运动副数和自由度数,确定最多非同构基本运动链。这一过程可由第三章介绍的计算机化方法获得。对于图 4—7 所示的六杆、七副单自由度运动链,其对应的最多非同构运动链形式有两种,如图 4—8 所示。

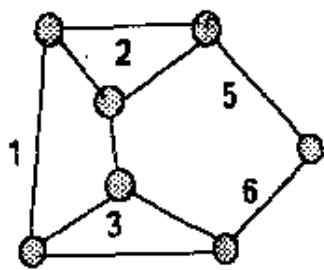


图 4-7

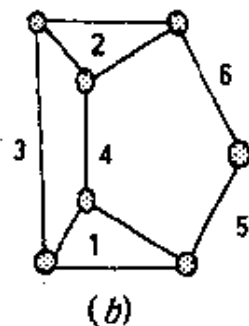
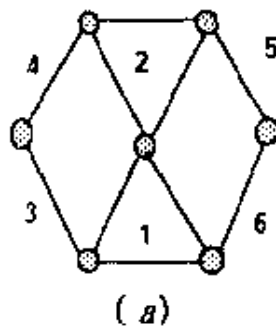


图 4-8

4. 运动链再生

运动链再生的目的是：在满足一定的设计要求的条件下，从非同构运动链图中获得能够满足设计要求的可行机构运动链形式。基于合成理论，文献[12]提出了由非同构运动链再生非同构机构的计算方法。该计算方法依赖于现存机构的拓扑特性和设计者的判断。对于摩托车后悬置机构，其设计要求如下：

- (1) 必须有一个固定杆作为机架；
- (2) 必须有吸振器；
- (3) 必须有一个摆杆用于安装摩托车后轮；
- (4) 固定杆、吸振器和摆杆必须是不同的构件。

下面将根据以上规则要求，对图 4-8 两套运动链，根据参考文献[12]的理论算法，给出运动链再生的步骤和结果。

(1) 固定杆(G_r) 对于图 4-8a 所示的运动链，当取不同的构件为机架时，其非同构的机构形式有两种，如图 4-9a、b 所示；对于图 4-8b 所示的运动链，取不同构件为机架，将产生三种非同构机构形式，如图 4-9c、d、e 所示。

(2) 吸振器(S_1-S_2) 对于图 4-9a 所示的运动链，任何一个二级组可作为吸振器(图 4-10a)。对于图 4-9(b~d)运动链，只有一个二级组可以被选作为吸振器[图 4-10(b-d)]。图 4-9e 所示的运动链不含有可用作吸振器的构件。

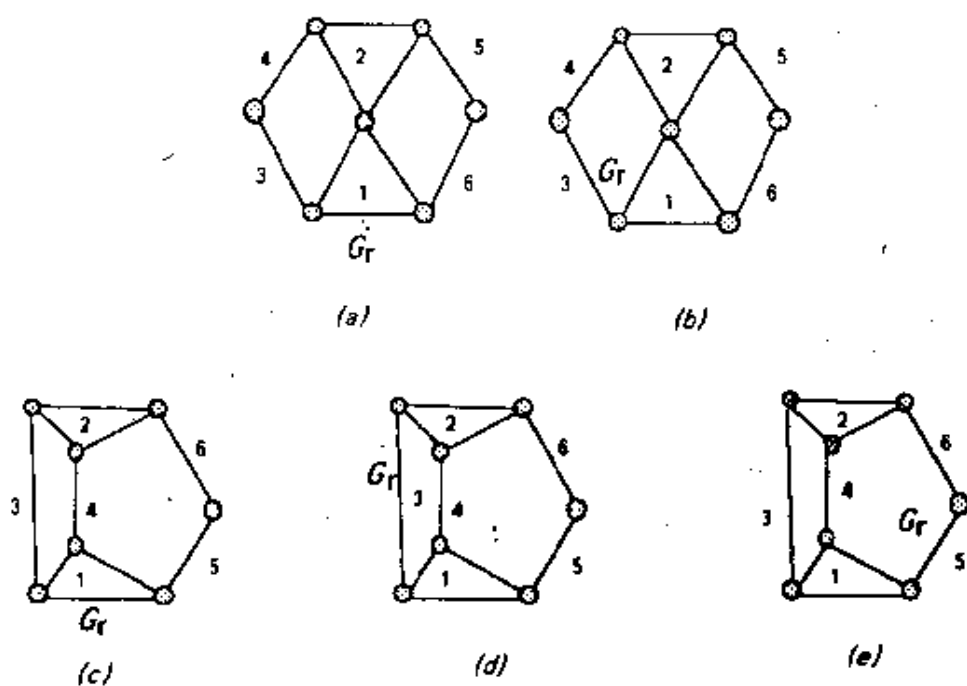


图 4-9

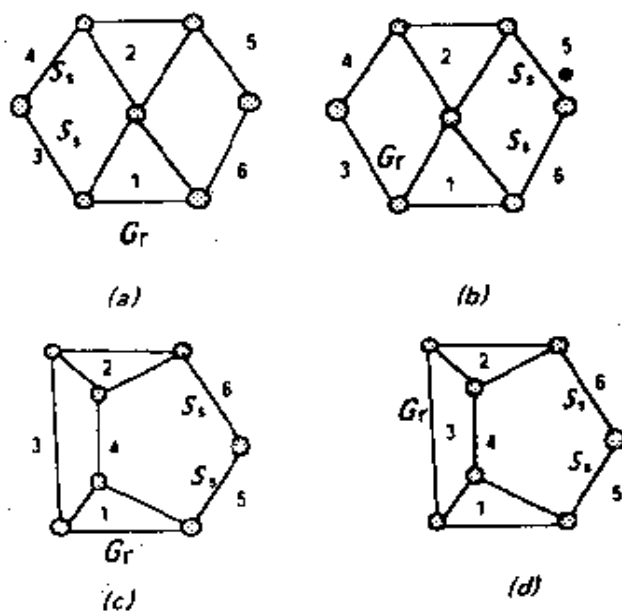


图 4-10

(3)摆杆(S_w) 对于图 4-10a 所示的运动链,三个杆可以作为摆杆[图 4-10(a-c)]。对于图 4-10b 所示的运动链,三个杆可作为摆杆[图 4-11(d-f)]。对于图 4-10c 所示的运动链,两个杆

可作为摆杆〔图 4-11(g-h)〕。对于图 4-10d 所示的运动链，两个杆可作为摆杆〔图 4-11(i-j)〕。

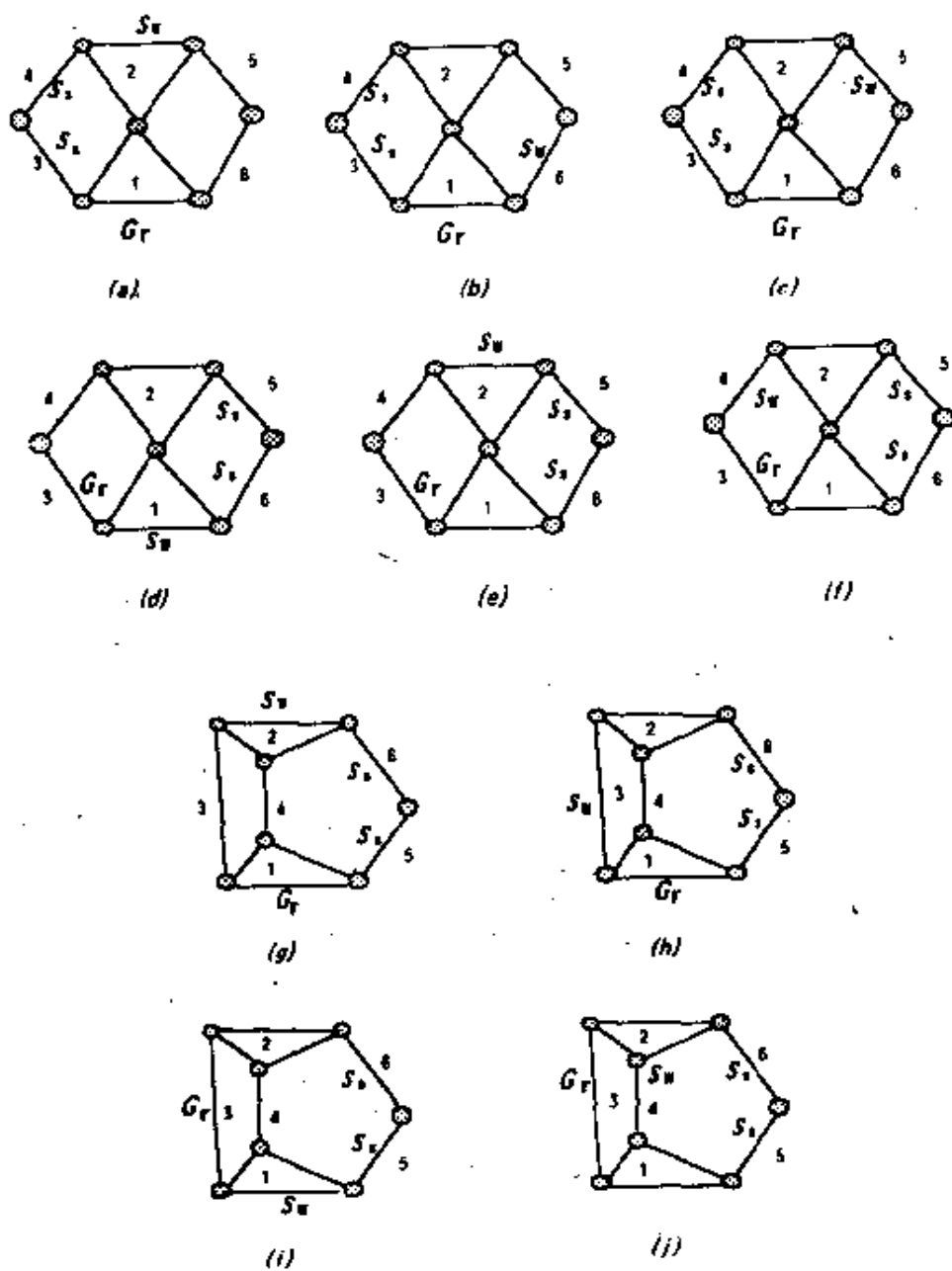


图 4-11

5. 可行机构型的筛选

该步骤的目的是根据设计约束要求，从由运动链再生得到的机构型中选择出能够满足约束要求的可行机构。对于实际设计问

题,其约束是多变的,应视具体情况而定。对于该悬置机构,如果没有实际约束,则图 4—11 中所示的所有机构型都是可行的。为了说明问题,在这里,我们定义该机构创新设计的约束条件为:摆杆与固定杆相连。按此约束,图 4—11 中能够满足设计要求的可行设计方案只有六个,即图 4—11a、b、d、f、h、i。这些可行机构型对应的实际机构简图如图 4—12 所示。

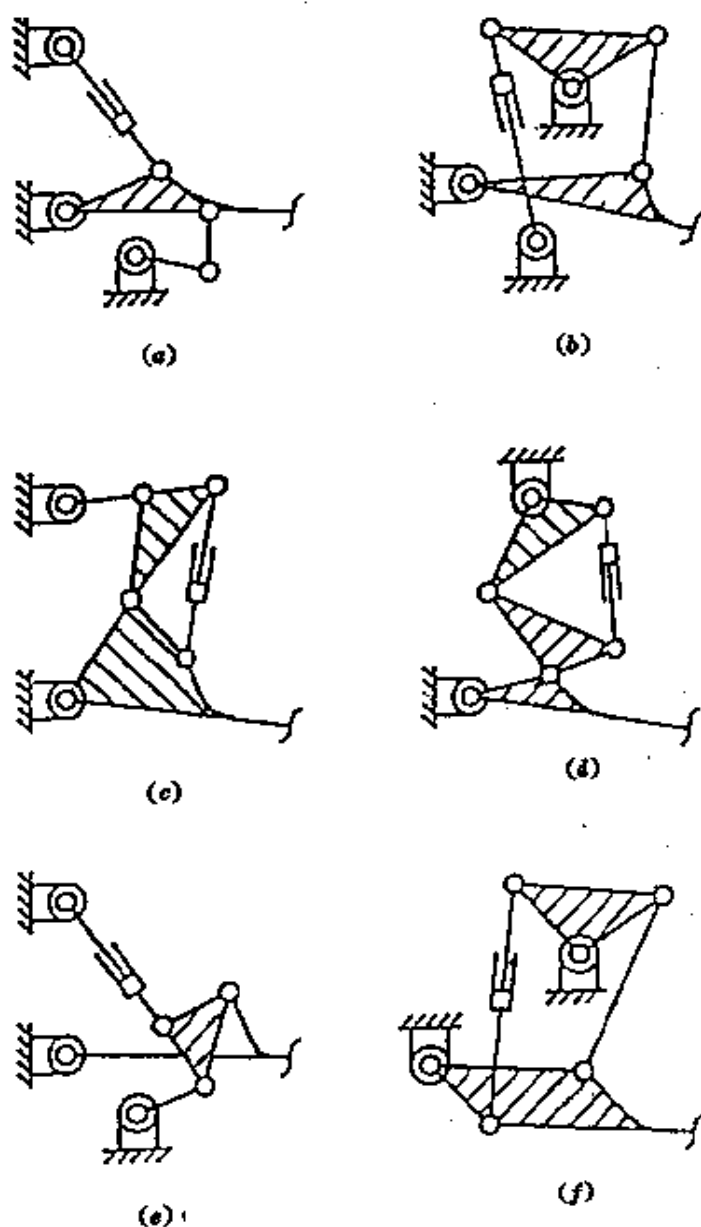


图 4—12

§ 4—2 铰链夹紧机构创新设计

一、原始机构

图 4—13 所示为一常用的铰链夹紧机构。在该机构中,1 为机架,2 和 3 分别为液压缸和活塞杆,5 为连杆,4 和 6 为连架杆,其中 6 是执行构件,用于夹紧工件 7。

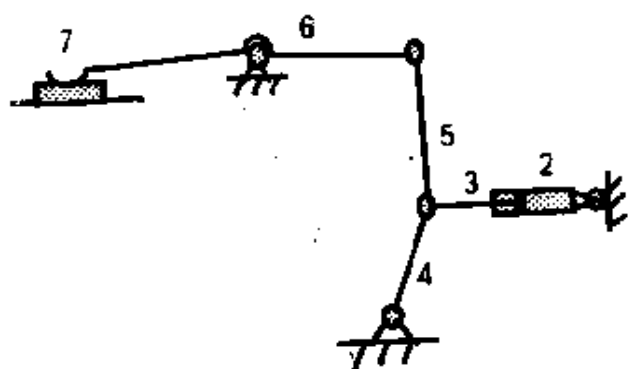


图 4—13

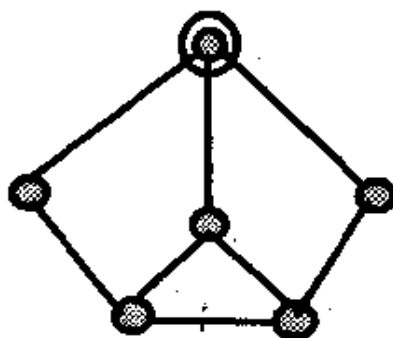


图 4—14

二、一般化运动链

按 § 4—2 所述的一般化原则,将铰链夹紧机构运动简图 4—13 抽象为一般化运动链。为此,将活塞杆 3 和液压缸 2 以标记为 2 的二级组代替,并释放固定杆 1,由此所得的铰链夹紧机构的一般化运动链如图 4—14 所示。

三、设计规则

按照铰链夹紧机构的工作特性与具体要求,可以定出下列六条设计规则,作为新机构型的依据。

- (1) 连杆总数 N 和运动副总数 J 均保持不变,即 $N=6, J=7$;
- (2) 必须含有一个液压缸;
- (3) 必须有一个固定杆,即机架;
- (4) 液压缸必须与机架连接或本身作为机架;
- (5) 活塞杆一端与液压缸组成移动副,其另一端不能与固定杆连接;

(6)应有一双副杆作为执行件,它不能与活塞杆铰接,但必须与固定杆铰接。

四、非同构运动链

铰链夹紧机构对应的单自由度、六杆、七转动副的非同构运动链有两种形式,即图 4-15 的(a)型和(b)型。除此之外,还有(b)的两种变异形式,即(c)和(d)。

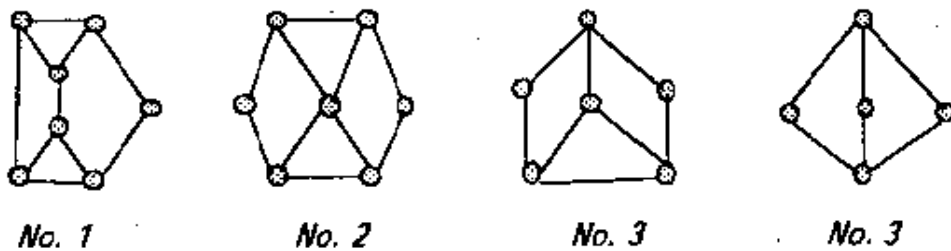


图 4-15

五、再生运动链

按铰链夹紧机构的设计规则,可求得图 4-15 四种运动链衍生出的各种再生运动链。其步骤为:

(1)选固定杆的一端与液压缸铰接,或者将液压缸本身作为固定杆;

(2)使活塞杆的一端与液压缸组成移动副,但另一端不能与固定杆相连;

(3)选一个双副杆作为执行件,它不能与活塞杆相连,但必须与固定杆铰接。

设以 G 表示固定杆(机架), E 表示执行件, C 表示活塞杆, P 表示由液压缸与活塞杆组成的移动副,则由六杆运动链 No. 1 型衍生出 $1' \sim 4'$ 六种再生运动链(图 4-16);由杆组合运动链 No. 2 型衍生出 $7' \sim 10'$ 共四种再生运动链(图 4-17);由六杆组合运动链 No. 3 型衍生出 $11' \sim 20'$ 共 10 种再生运动链(图 4-18);由六杆组合运动链 No. 4 型衍生出 $21'$ 一种再生运动链(图 4-19)。

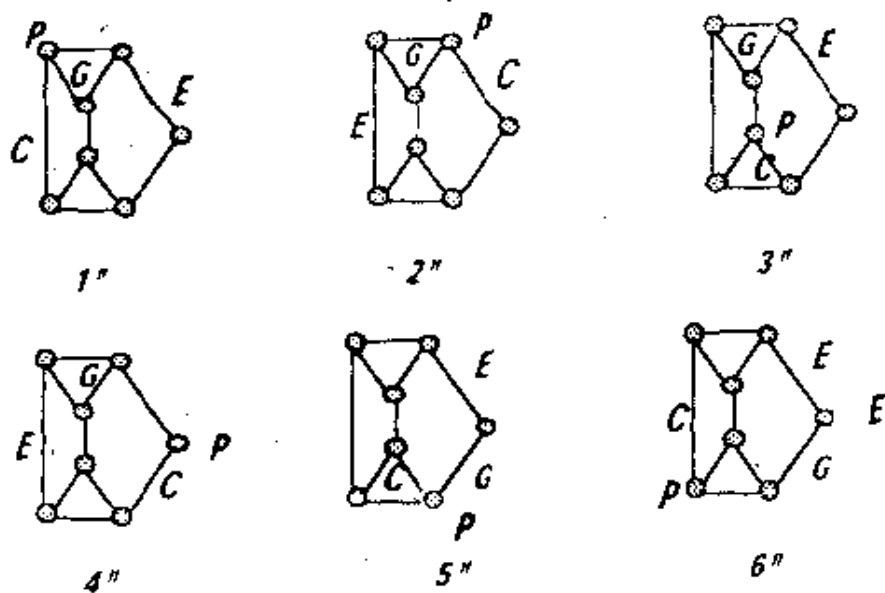


图 4-16

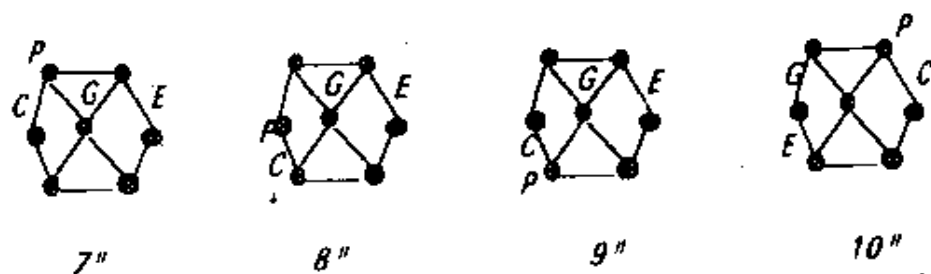


图 4-17

六、新型铰链夹紧机构运动简图

利用一般化原则的逆推程序,将由运动链再生获得的 21 种铰链夹紧机构型还原为具体机构,即将 P 、 E 、 C 、 G 还原,得到表 4-1 所示的具体机构简图。因序号 12 铰链夹紧机构为原有机构型,删除该机构后,得到所有新型铰链夹紧机构。设计者可根据主要技术性能指标及具体结构条件,通过分析比较,可从中选取合理的结构形式,进而用机构尺度综合和优化设计方法确定该机构尺寸。

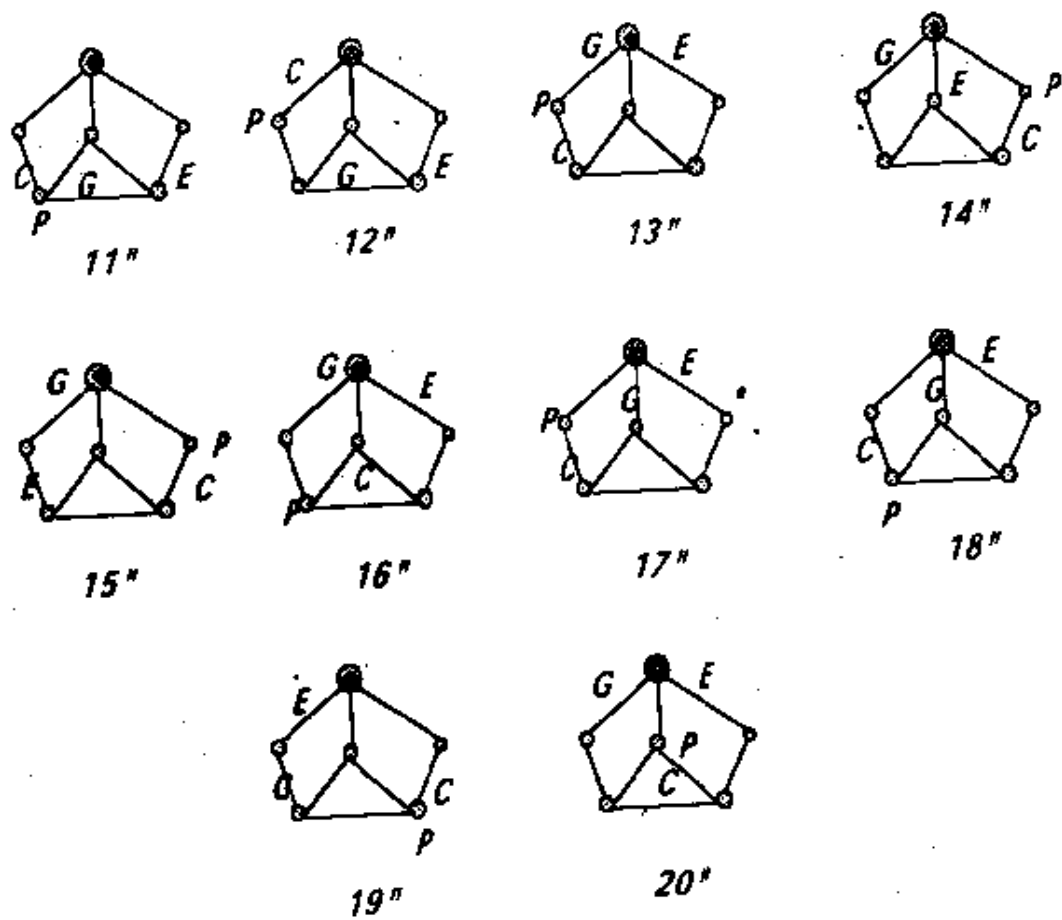


图 4-18

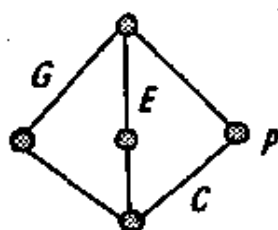


图 4-19

表 4—1 再生机构与相应铰链夹紧机构简图

序号	再生运动链	夹紧机构运动简图	序号	再生运动链	夹紧机构运动简图
1			6		
2			7		
3			8		
4			9		
5			10		

续表 4-1

序号	再生运动链	夹紧机构运动简图	序号	再生运动链	夹紧机构运动简图
11			16		
12			17		
13			18		
14			19		
15			20		

参 考 文 献

- 1 Yan HS. A Methodology for Creative Mechanism Design. Mech Mach. Theory. 1992, 27, (3) : 233-242
- 2 姚芳华, 杨延力. 平面连杆机构结构网络的拓扑特征及其类型综合的通用程序. 第五届全国机构学学术讨论会论文. 1987, 10
- 3 Mruthyunijaya TS. A Computerized Methodology for Structural Synthesis of Kinematic Chains. Mech. Mach Theory. 1984, 19: 11-16
- 4 孟宪章主编. 现代机构手册(上册). 北京: 机械工业出版社, 1994

第五章 机构创新设计的智能化方法

§ 5.1 机构创新设计自动化的必要性

型综合和尺度综合是机构综合研究的主要问题。型综合广义的是指设计机构的造型,至于连杆机构的类型综合又称之为数综合,是指把一定数量的构件和运动副进行排列搭配,组成机构的过程。目前就机构型综合研究而言,数综合占了相当大的比重,而按给定设计任务选择机构构型方案的研究,占的比重很小,并且没有现成的方法可以沿用。究其原因可能有二:其一,给定设计任务的差别;其二,由简单基本机构组合而成的复杂机构的运动特性,并不一定是若干简单基本机构运动特性的组合。从而限制了组合创新法在机构构型设计中的应用,增加了创新设计的难度。因此,在机械创造性设计过程中首要的问题是解决原始方案的生成问题。

尺度综合是机构综合的一个重要组成部分,主要研究给定机构的刚体导向、轨迹、函数发生等运动功能的设计。由于机构是给定的,该类机构的设计几乎没有创造性。与机构创造性密切相关的机构综合问题主要有两类:第一类,按给定的复杂设计任务,设计能够满足设计要求的机构及其尺度;第二类,按给定的机构运动方式选择不同的基本机构配置及组合。其中前者对设计中的创造性因素要求较高。

在实际机构的创造性设计中,不仅对机构的位置、轨迹、速度、加速度有要求,而且对机构的运动空间、结构工艺性、结构复杂程度、力学特性等具有严格的要求。例如图 5-1 所示的轮胎成型鼓机构的设计问题,其运动规律要求非常复杂。在非常小的圆环空间

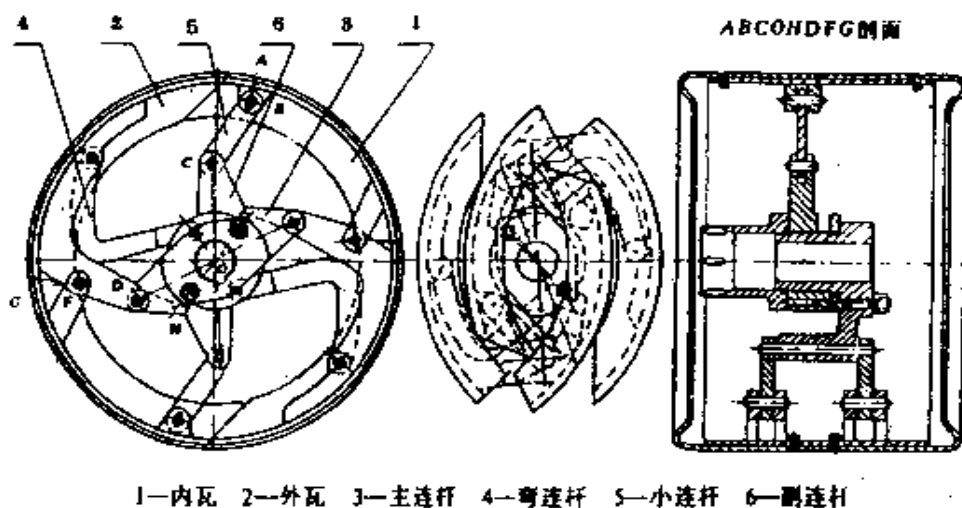


图 5-1

1—内瓦；2—外瓦；3—主连杆；4—变连杆；5—小连杆；6—副连杆

内布置若干对机构及特定形状的瓦环，且各构件、运动副应满足强度要求；在由叠合位置到展开位置的中间过程中，瓦环之间、瓦环与机构之间不发生实体干涉；在展开位置机构接近死点。受机构运动空间及瓦环不干涉要求的限制，在一定机构尺度范围内的可行机构，例如图 5-1 所示的机构，在内外径之比 $D_0/D_1 \leq 1.32$ 时，机构与瓦环不发生实体干涉；而在另一机构尺度范围内，如 $D_0/D_1 > 1.33$ 时，机构与瓦环发生实体干涉。而这种干涉在机构求解空间内，通过优化设计也不可能消除，故为非可行机构。因此，对于像图 5-1 所示具有复杂机构运动规律要求的机构创新设计问题，单凭人工专家来选择各方面性能都较佳的设计方案，是非常困难的。必须实现机构创新设计全过程的自动化，即实现原理方案生成、方案筛选、尺度综合的自动化。

事实上，由于创新性设计要求其创造性思维与设计过程具有定向发散性，受机构选型复杂性及多解性的限制，人类专家往往不能穷举所有的候选设计方案，而只能在有限的求解空间内寻求给定设计任务的可行解，有可能导致漏掉一些较好的设计方案，并且

这一创造性设计过程冗长,选型结果完全取决于专家的设计经验。从智能系统的角度来看,创造性的概念设计可视为在大的设计空间内基于知识的搜索,一旦设计知识被表示且作为知识与规则分别写入知识库与规则库,拥有大量知识的智能系统可对大的设计解空间进行系统化地搜索、求优。因此,智能专家系统特别适用于概念设计中的选型设计问题。

§ 5—2 机构创新设计的智能化方法

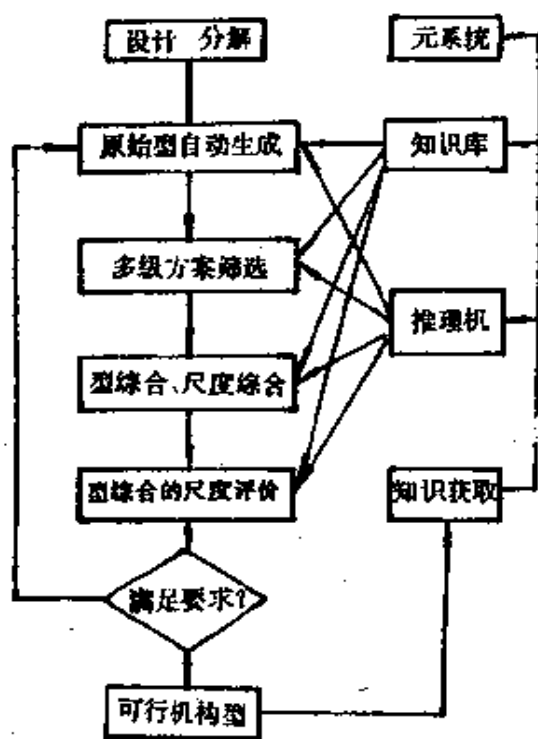


图 5—2

对于复杂机构的创新设计问题,由于机构的尺度与机构的选型密切相关,且尺度对机构选型有一定的制约作用,如图 5—1 所示的成型鼓机构尺度对其选型的制约作用,因此,在机构创新设计自动化系统中,应将机构尺度作为机构选型的一个评价准则,对机构型筛选。

机构创新设计智能化方法的流程图如图 5—2 所示,其中主要包括设计任务的分解、原始型的生成、多级方案筛选、型综合与尺度综合、型综合的尺度评价以及智能支持系统等环节。

在图 5—2 中,每一个机构创新设计的环节,都应实现自动化,这样,才能在智能系统的支持下,实现机构创新全过程的自动化。或者讲,每一设计环节,都有与之相适应的计算机化方法。例如原始型自动生成的计算机化方法,机构运动规律分析的计

计算机化方法,尺度综合建模的计算机化方法,方案筛选的计算机化方法等^①。

一、定向发散的实现

由机构演化及变异原理可知,任何机构,包括齿轮机构、槽轮机构、凸轮机构以及它们的组合,都可以视为连杆机构的等效与变异,其原始型的构造皆可通过连杆机构的构造来获得。杨廷力、曹惟庆、颜鸿森、Mruthyunjaya T S 等学者,在非同构基本运动链的构造方面作了大量的研究工作。按他们提出的方法,由计算机很容易自动生成满足给定设计任务要求的非同构机构基本运动链(详见第四章),而这些非同构基本运动链是构造候选机构型的基础。

为了在选型设计中,突出创造性思维的定向发散性特性,原始方案的自动生成采用图 5-3 所示的流程。

在候选机构型生成过程中,通过选择非同构基本运动链中的不同构件为机架或原动件,不同构件作为待综合机构运动规律的实现构件(如轨迹、位置运动规律要求等),改变运动副形式,以及将某构件转换为高副机构等方式,将基本运动链转化为候选机构,实现选型过程的定向发散;利用型综合多级筛选评价系统,删除那些不具备满足给定设计任务的非可行机构型,得到准可行机构型。利用定向发散的定向推理策略,可解决第一类设计任务的候选机构型的自动生成问题。

二、功能组合创新技法的实现

在第二类机构的创造性设计问题中,由于给定的设计任务是机构的运动方式,需要通过选择不同机构类型的配置与组合来满足给定的设计任务。组合创新法很容易解决该类机构的创新设计问题。据设计任务提出的运动方式与功能,按系统组合法对其分解与重组,据不同运动方式,如定传动比要求、直线导引要求、间歇运

^① 该项研究还不完全,本章只给出方法论,结合成型鼓设计,给出简单的应用。

动要求等,分别选择齿轮机构、连杆机构或槽轮机构等进行重组;将机构的功能、工作性能等作为评价规则,从中筛选出满足给定设计任务的机构形式。利用这一策略可完成函数机构、轨迹机构及组合机构的设计。如果设计者也希望这一过程具有创新性设计的定向发散特征,可在上述机构重组之前,将各种基本机构,如凸轮机构、齿轮机构、槽轮机构等用连杆机构等效,并按其等效的形式转化为连杆机构。据连杆机构的杆数、自由度数找到与之对应的所有非同构基本运动链,按定向发散方法发散,而后对候选机构方案进行评价与筛选,得到最佳机构型。

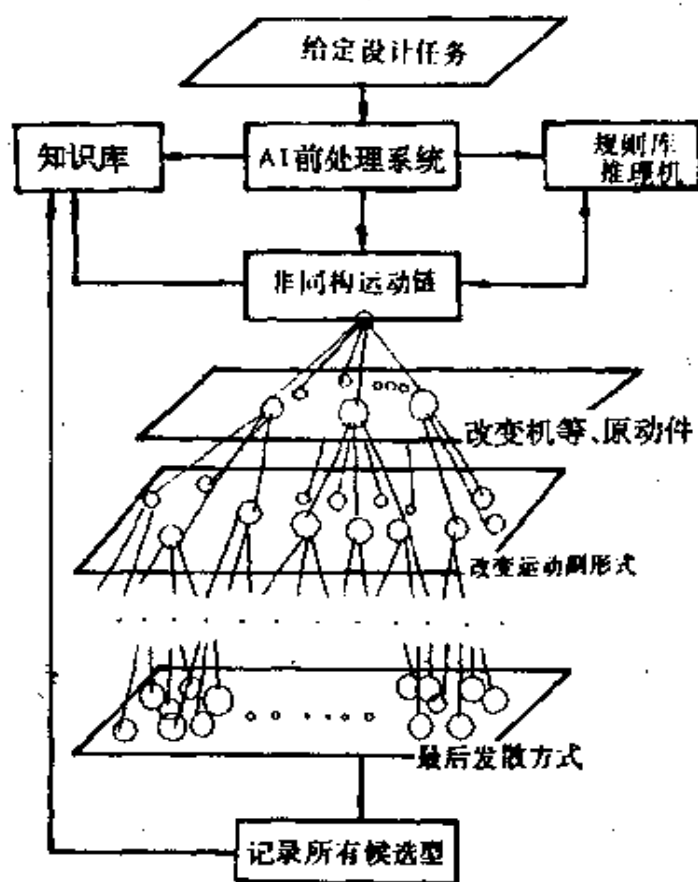


图 5-3

三、型综合模型的计算机化

制约机构创新设计自动化发展的主要因素在于尺度综合模型的自动生成。一些学者在应用专家系统进行机构选型设计时,因没

有很好地解决这一技术难题,而将机构型综合与尺度综合分离。机构型综合与尺度综合分离的选型专家方法,不能处理具有复杂设计任务要求的机构创新设计问题。对定向发散确定的候选机构型,经多级方案筛选及评价系统筛选后得到准可行机构型。准可行机构型的概念是指,当无机构尺度、刚度、运动空间及寿命与复杂程度等要求时,能够完成给定的复杂设计任务的机构。准可行机构型尺度综合模型的自动生成包括两个方面:运动规律的自动生成与优化模型的自动生成。

1. 运动规律的自动生成

对定向发散确定的准可行机构型,此时机架、原动件、运动规律待描述点、线或形状在机构中的位置已经确定。利用机构组成原理,推理机根据各构件与原动件、机架的连接关系,生成连接关系表达式,并将待描述点、线或形状的运动规律用可供数学推理语言识别的符号表达式描述,由数学符号推理语言,如 REDUCE 语言,将符号表达式表示为具体的数学表达式,并形成 FORTARN 子程序。在元系统的控制下,调用机构按杆组分析子程序与上述子程序连接,形成运动规律分析求解的完整子程序。

2. 机构综合模型的自动建立

依据给定的设计任务,由人工专家确定待综合机构的优化目标函数,智能系统的推理机根据机构的杆数与连接关系、运动副类型、机构的位置、运动空间、结构工艺性及优化目标等,确定出优化设计的变量、约束方程及优化目标函数表达式,从而建立基本的优化模型。在元系统的控制下,由优化前处理系统完成优化模型的标准化的,并翻译成能与标准优化算法连接的 FORTRAN 目标函数文件之中,实现建模自动化。

四、多级方案筛选与评价

由于机构创新设计方法采用了系统搜索方法中的定向发散策略,所得到的候选机构型较多,必须采用如图 5-4 所示的多级方案筛选与评价策略,即将评价规则按着由弱到强的排列顺序,分成

若干个等级的评价集合 $S_1, S_2, \dots, S_i, S_j, \dots, S_n$ 。在这些评价集合中, 后一评价集合 S_j 较前一评价集合 $S_i, i < j$ 的规则更为严格, 因而经过其筛选后的候选机构型更接近于设计任务要求。经过上述

多级方案筛选与评价之后便得到准可行机构型。对准可行机构型用计算机化方法建立其尺度综合模型, 并求得其设计解。如果设计解能满足运动规律、结构工艺性、运动空间等技术要求则为可行机构型。对所有准可行机构型进行尺度综合, 由尺度综合的解作为评价准可行机构型是否为可行机构的最终评价规则, 得到所有可行机构型, 而后据机构的运动性能、复杂程度、结构工艺性、寿命等软指标, 由基于模糊数学的不精确评价模型对可行机构型进一步筛选, 从中得到各方面

性能都较佳的多个设计方案。需要指出, 在上述候选机构型的筛选与评价过程中, 如果评价规则是非精确的, 也应采用基于模糊数学的不精确评价模型。

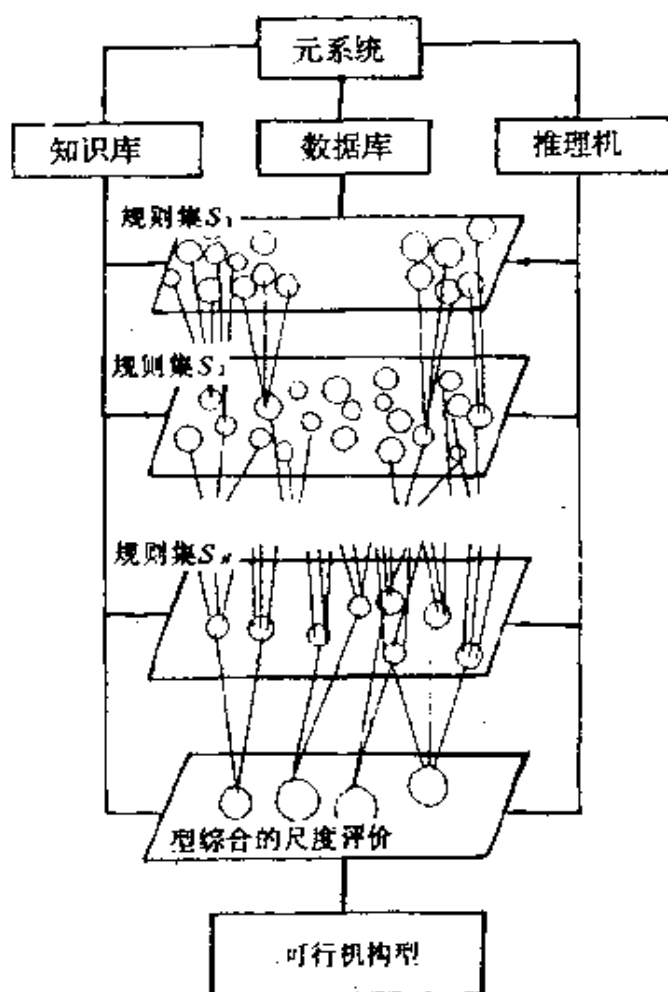


图 5-4

§ 5-3 成型鼓机构创新设计实例

一、成型鼓机构的特性与设计要求

1. 常见成型鼓机构的型

轮胎成型鼓是轮胎成型的重要模具,由若干对具有特定内径 D_1 和 外径 D_2 的一定形状的瓦环和平面复杂多杆机构组成。成型鼓在叠合状态时,若干对具有特定内径和 外径的瓦环收缩到内径小于 D_1 的圆筒体内,成型后的轮胎坯可以卸下。在展开状态下,若干对瓦环形成一个无间隙的、具有较大抗回缩能力的、其内径为 D_1 、外径 D_2 的刚性圆筒,轮胎坯在此状态下成型。瓦环的叠合与展开由与瓦环固联的连杆机构导引完成。动力源为成型机主轴与主轴同轴的制动套之间的相对转角。为使瓦环展开成功,要求瓦环在展开过程中不发生实体干涉。

(1) 串联式六杆机构 图 5-1 所示为四杆机构 $OABB_0$ 与 I 级组 DCC_0 串接而成的六杆机构。 AB 杆与大瓦环 I 固连, CD 与内瓦 II 固连。机构尺度特点:在展开初期, D 点的轨迹近似在以 C 点为圆心的圆弧轨迹上,此时瓦环 I 近似绕 C 点旋转,其上的 P_{10} 点向圆心内侧旋转,处于对瓦环 I' 上的实体暂时避让状态,为瓦环 I' 展开创造了条件,保证了瓦环 I' 与 II 不发生干涉。该机构可用于四瓦和六瓦椭圆形成型鼓导引机构。其缺点为 BB_0 为弯连杆,且弯度较大,在成型鼓破坏中,其弯连杆的柔性变形和断裂是破坏的主要形式,故寿命较低。

图 5-5 所示的六杆机构由四杆机构 $OABB_0$ 内串联 BCC_0 I 级组而成。外瓦 I 与 BC 杆固连,内瓦 II 与 AB 杆固连。其尺度特点是连杆 AB 由叠合状态到展开状态的过程中,角位移几乎为零,内瓦 II 处于近似平动状态,同时 I 级组中的 CC_0 杆大于四杆机构中 BB_0 杆的长度,从而在展开初期 BC 杆有较大的外展角位移。适当设计机构的尺度,可使瓦环 I、II 不发生干涉,在六瓦、八瓦、十二瓦圆形成型鼓中得到了应用。

图 5-6 为在四杆机构 $OADE$ 上的连杆和摇杆之间又串联一个 I 级组形成的六杆机构。其型特征为:内瓦 II 与外瓦 I 用一个公用铰接点 B 相连,外瓦 I 与 BC 杆固连,内瓦 II 与 BE 杆固连。外瓦 I 在随同内瓦 II 展开时, BC 杆相对 BE 杆的夹角减小,外瓦 I

首先展开,为内瓦Ⅰ的展出留出空间。设计合理的机构尺度,可避免内外瓦的干涉。该机构的尺度综合自由参数较多,设计方便,可用八瓦、十二瓦轮胎成型鼓的设计。

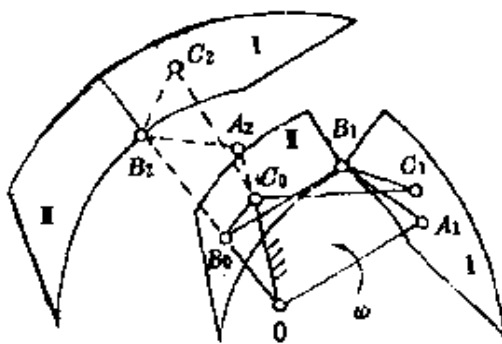


图 5-5

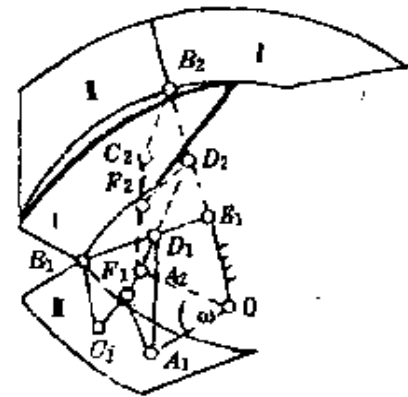


图 5-6

图 5-7 所示六杆机构,外瓦Ⅰ直接与四杆机构中的 BB_0 杆固连,内瓦Ⅰ与Ⅱ级组的 BC 杆固连。其型特点为:在叠合状态时, E 点处于 BB_0 杆直线附近, E 点相对于 D 点的轨迹近似在以 B 点为圆心的圆弧上。适当选择四杆机构 $OADB_0$ 的尺度,使之在展开初期 AD 杆相对 DB_0 杆的角位移较小,使瓦环Ⅰ首先展开,瓦环Ⅰ接近展开位置时,瓦环Ⅱ开始以较大的外展角速度展开。其优点是:在叠合状态,除 AD 杆外,其它杆近似布置在与 BB_0 重合的一条直线上,可充分利用叠合时瓦环围成的封闭形空间。瓦环的外内径之比 D_0/D_1 允许值较大,一般可接近 1.6,特别适于用作大型轮胎成型鼓和航空胎成型鼓。

(2) 并联式六杆机构 图 5-8 所示,为四杆机构和Ⅰ级组按并联方式组合的六杆机构。其特征为: D 到 E 点的距离在展开初期基本不变, CD 杆基本处于平动状态,为瓦环Ⅱ提供了展开空间。接近展开位置时, CD 杆再沿顺时针转动,减小外瓦Ⅰ的外展,使内瓦Ⅰ'与外瓦Ⅰ在 P_1P_2 直线上重合。该机构中 DE 杆为弯连杆,采用该结构的成型鼓寿命较低,但可作为大折叠比成型鼓的导引机构。

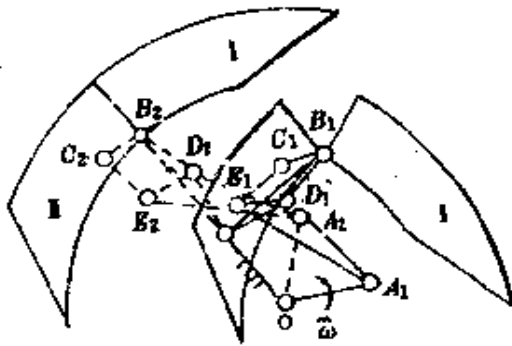


图 5-7

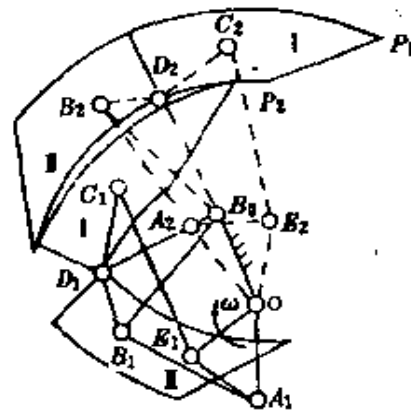


图 5-8

(3)多杆机构 八杆和十杆机构也有用作成型鼓导引机构的例子。八杆机构成型鼓一般在六杆机构的基础上串接一个 I 级组构成。当然, I 级组可以为纯杆组的形式,也可以为由移动副组成的 I 级组形式。图 5-9 所示为纯 I 级组形式的八杆机构形式。十杆机构是在八杆机构的基础上再串接一个 I 级组而成的,如图 5-10 所示。该鼓在叠合时,瓦环 III、IV 可以布置在瓦环 I、II 的叠合空间之内,形成双圆周布瓦。为了增大八杆机构导引三瓦环在展开状态的稳定性,也可采用十杆机构作为其导引机构。与图 5-5 至 5-7 相比,图 5-10 所示的十杆机构所导引的瓦环数 n 与机构的杆数 m 之比 $n/m=0.5$,而六杆机构 $n/m=1/3$ 。从经济角度分析,选择的机构杆数越多,则越经济。但机构杆数的增加,给机构设计、加工带来许多困难,同时由于成型鼓采用惯性折叠,十杆机构的折叠惯性力矩较大,导致机构寿命降低,从而限制其在工程上的应用。故工程中一般以六杆、八杆机构多见。

2. 成型鼓机构的设计要求与筛选规则

对现有成型鼓的结构特性分析表明,可把轮成型鼓型归结为:两个位置(展开和叠合状态)要求、实现连杆间连续相对位置要求的平面连杆机构型综合问题。

轮胎成型鼓的主要设计要求为:

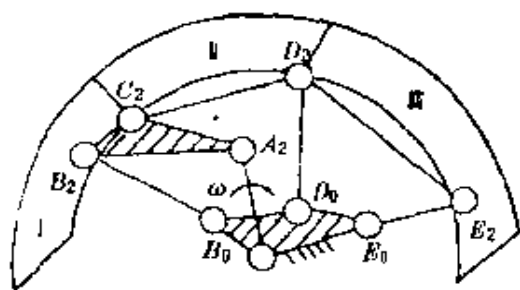


图 5-9

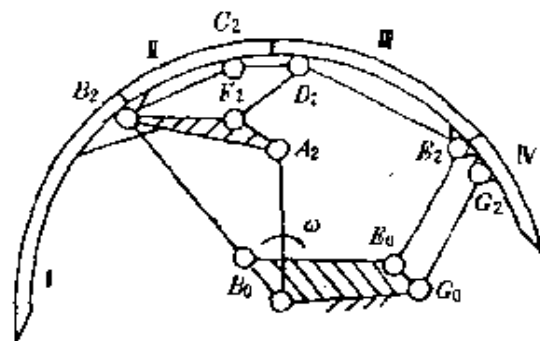


图 5-10

- (1) 连杆机构的自由度为 1;
- (2) 连杆机构的运动副全面为转动副;
- (3) 一个构件与成型机主轴相连(原动件), 一个构件与制动套相连(机架);

(4) 每一可动构件(非机架构件)可以固接一个瓦环;

(5) 每一机构固接的瓦环数不大于 4。

轮胎成型鼓的筛选规则为:

(1) 最小叠合空间要求 由导引机构导引的瓦环, 在叠合状态时, 所有瓦环和连杆机构收缩在小于轮胎圈口尺寸的空间之内。

(2) 连续运动位置要求 瓦环在展开过程中, 连杆之间、连杆与瓦环之间和瓦环之间不能发生实体干涉现象, 以免影响运动的连续性。

(3) 运动过程的平稳性 各瓦环在展开过程中, 其运动速度应无突变, 不得出现某一瓦环突然发生瞬时大转角, 其瓦环实体超出轮胎坯最大外径 D_0 的现象。

(4) 机构的抗收缩要求 因成型鼓机构的展开与叠合是共存的, 成型鼓的固定件(机架件)与运动件(原动件)之间的转角是非固定的。为保证成型鼓在展开工作状态具有较大的抗瓦环回缩能力, 要求瓦环的导引机构在展开工作状态应处于近似死点位置。

(5) 机构复杂性 因成型鼓为单件小批量生产及受频繁冲击

载荷的作用,要求其导引机构具有结构简单、制造维修方便的特点。

(6)结构工艺性 因成型鼓受频繁冲击载荷的作用,要求各构件的几何结构尺寸既满足叠合时机机构的小叠合空间的要求,又要满足抗疲劳冲击载荷作用的要求。

(7)成型鼓的寿命 为提高成型鼓的使用寿命,要求在成型鼓导引机构中,各运动构件应尽量为直杆构件。

(8)其它的(特殊)轮胎成型工艺要求。

二、原始型的自动生成

(一)运动链再生的自动化方法

1. 发散的步骤

由第四章第三节运动链的再生可知,运动链再生为机构简图,是经过多次发散环节得以完成的。为了保证发散环节的前后一致性,在发散过程中,应按给定的设计方案将各发散环节按一定顺序排列,分清主次,以便得到所有的候选机构型(方案)。运动链再生为机构的主要环节为:

(1)改变主动件在运动链中的位置;

(2)改变机架在运动链中的位置;

(3)改变运动链中运动副的形式;

(4)改变运动链中Ⅱ级组的形式:根据需要将其转化为齿轮副、凸轮副、力作用构件等。即将Ⅰ级组转化为 HS 杆、 $R(P)$ 杆和 S 杆(H 或 Fp/Fr 杆)等。

在运动链发散过程中,还受到一些设计规则的约束。例如:若选定运动链中的两构件分别作为液压缸和活塞杆,那么此两构件在运动链中的位置必须相连。在大多数情况下,满足不同要求的构件应分别为不同构件。在某些情况下,要求原动件为三副杆,这样可实现机构的并联组合运动等。运动链的自动再生即按照这些设计规则要求,由计算机选出尽可能多的符合规则要求的候选方案。下面列出实现运动链发散的步骤。

设所需发散运动链的杆数为 N ，将设计规则和发散环节按照主次关系排序，分为 M 步（ M 为发散环节数）。第一步，在 $1 \sim N$ 排序的构件中，选定满足第一个发散环节要求的符合设计规则要求的杆件。第二步，再在 $1 \sim (N-1)$ 个构件中选定满足第二个发散环节要求的符合设计要求的杆件。在每一步中，如果没有找到符合要求的构件，则返回上一步，再选择另外一个构件，而后回到当前步，寻找满足约束的构件。如此类推，直到第 M 步执行完毕。这样，我们就可以得到满足设计约束要求的所有的候选设计方案。该方法的框图如图 5-11 所示。

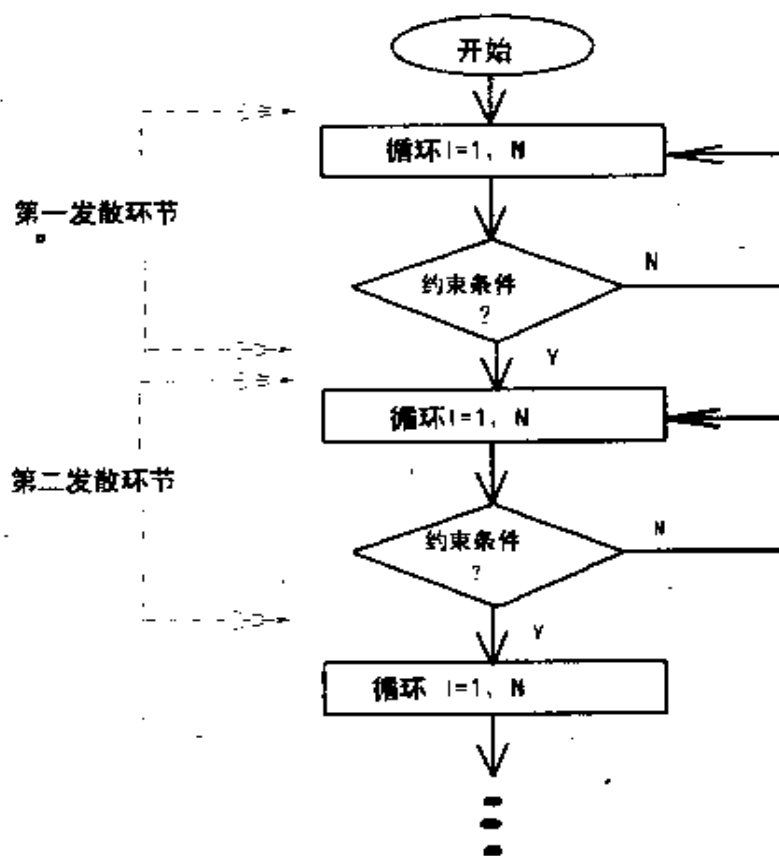


图 5-11

对 § 4-3 铰链夹紧机构创新设计实例中图 4-15 中 No. 3 运动链，应用图 5-11 的自动化发散流程，得到的机构简图如图 5-12 所示。在该图中 G 表示机架， E 表示原动件， P 表示液压缸， C 表示活塞， Y 表示作为固定机架的液压缸。

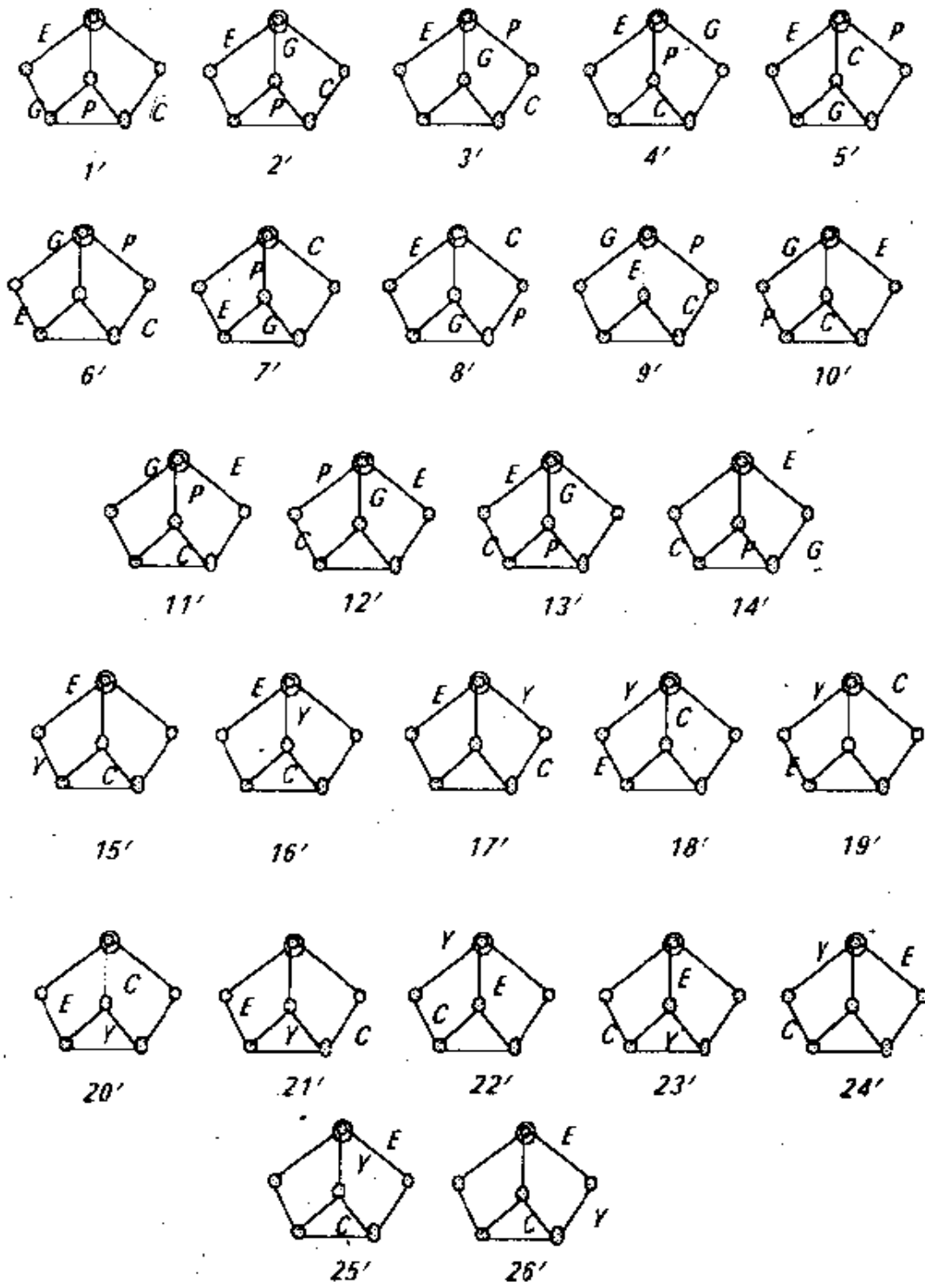


图 5-12

2. 相似性判定

观察图 5-12 中的 No. 1 与 No. 14 再生机构可以发现,这两个机构型是完全相同的。为了在运动链再生过程中,删除那些相同的机构型,在图 5-11 的流程图中引入了 § 3-3 中的相似性分析方法,如图 5-13 所示。

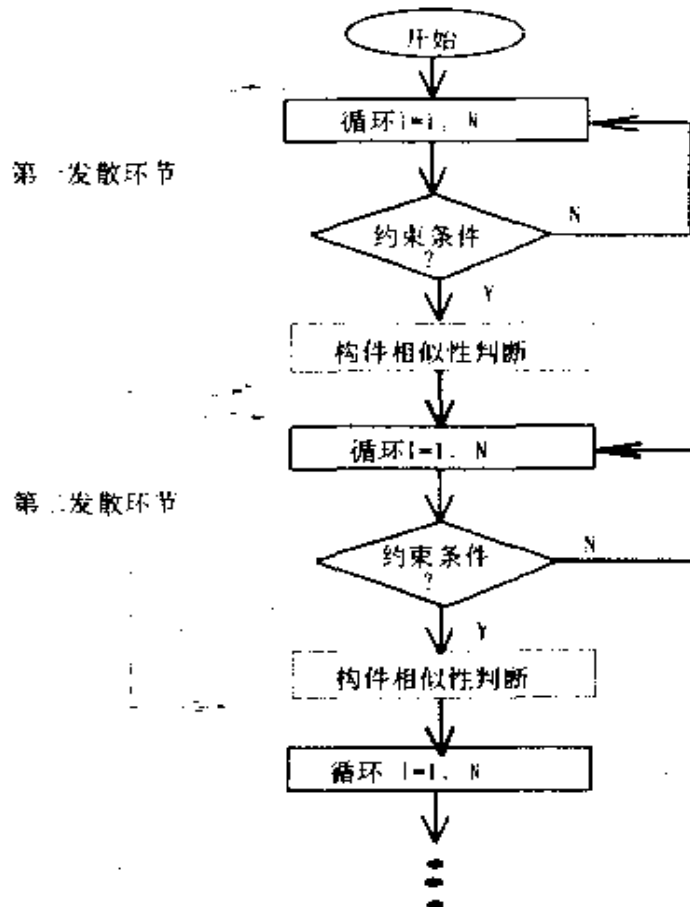


图 5-13

还以图 4-15 No. 3 运动链的再生机构(摆动液压缸六杆机构)为例,按图 5-13 含相似性判定的运动链再生流程图,得非同构机构型如图 5-14 所示。由该图可以看出,加入相似性判断后,方案由 26 种变为 18 种,其中 8 种同构型被消除。由此可见,相似性判断是一种非常准确且有效的消除运动链再生中同构方案的好方法。同时由该方法得到的非同构机构型远远多于图 4-18 的数目。

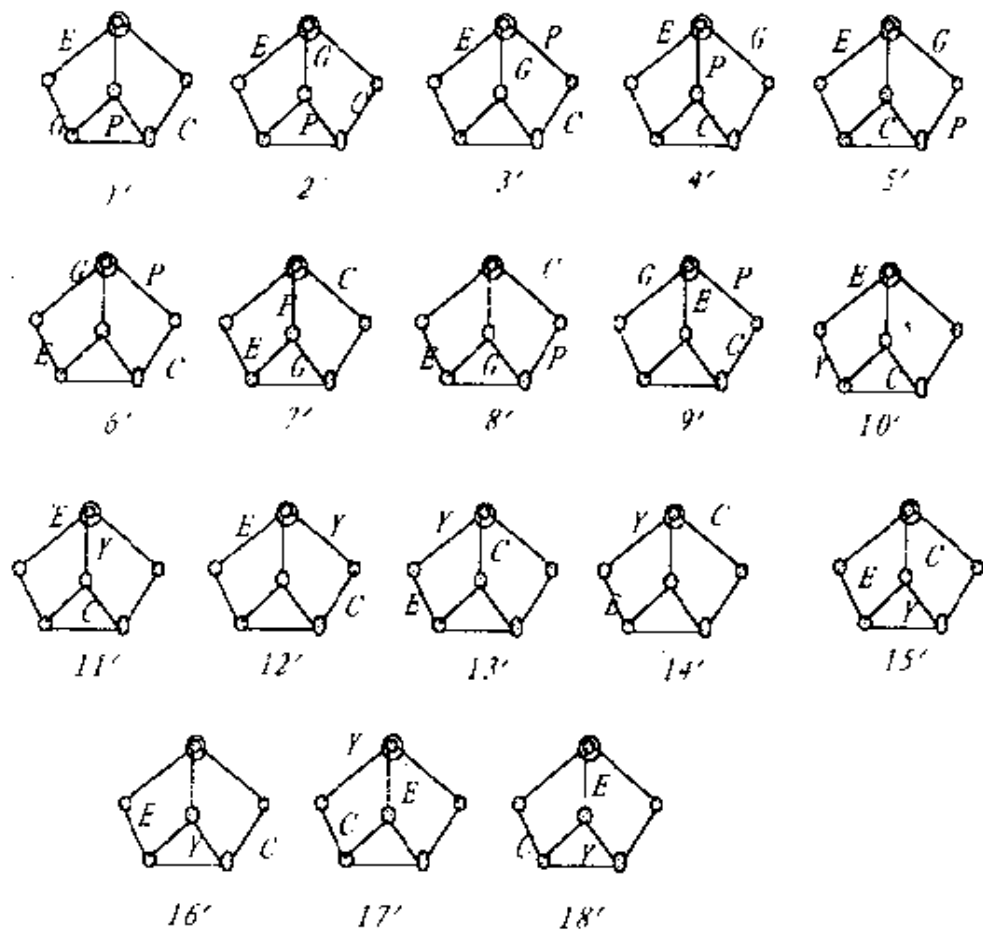


图 5-14

3. 机构图形的处理

经过以上的运动链再生过程,得到了所有候选机构型。这些型如何表示,也即如何存储和以图形文件形式输出,是机构创新设计中的一个重要问题。为了适应计算机的需求,以及便于对候选机构型进行尺度综合,要求其表示方法能够很好地反映机构型中各构件的连接关系,以及每个构件在机构型中的行为。为此,我们用邻接矩阵和 TYPE 矩阵的组合来表示再生候选机构的型,用邻接矩阵表示再生机构的运动链,用 TYPE 矩阵定义各构件的行为。因邻接矩阵与构件的排序有关,排序变更后,该矩阵也要发生变化。根据矩阵的初等变换可知,任何矩阵 A 经左右同乘初等变换矩阵

后所得到的矩阵与 A 矩阵相似。根据这一特性,我们按标准位置关系对运动链各构件编号排序,从而生成标准邻接矩阵。标准运动链的排序一般以含构件数最多的回路为主回路,以运动副最多的构件为起始编码号 1,沿逆时针顺序依次编码,而后对低编码的构件所在的回路编码,直至完成所有的构件编码。当然,也可以按你所习惯的方式对运动链进行编码。

运动链再生机构型的 TYPE 矩阵定义为:

$TYPE \{M, N, G, E, R, P, HS, H, S, F_P/F_R\}$

M ——构件号;

N —— N 副杆;

G ——机架;

E ——主动杆;

R ——滚动副;

P ——移动副;

HS ——齿轮;凸轮;槽轮;

S ——弹簧, S_1, S_2 ;

H ——液压缸, H_1, H_2 ;

F_P/F_R ——力作用构件。

这样,通过建立 TYPE 矩阵,即可以存贮每一种型。仍以 § 5—3 铰链夹紧机构为例,经运动链再生得到的机构型的 TYPE 矩阵为

M	N	G	E	H_1	H_2
1	2	0	1	0	0
2	3	0	0	0	0
3	2	0	0	0	1
4	2	0	0	1	0
5	3	1	0	0	0
6	2	0	0	0	0

经过以上过程,虽然得到了不同型,并存储下来,但用矩阵来

表示机构型直观性不好,很难让人看懂,给机构创新设计带来不便。所以应用一种更直接的方法,即图形的方法来表示不同的机构型。下面介绍由邻接矩阵(雅可比矩阵)生成图形的方法。

处理由运动链再生所得到的图形需要两个步骤:根据运动链的邻接矩阵(雅可比矩阵)作出运动链图;在运动链图上按 TYPE 矩阵标注各构件的行为。

由雅可比矩阵生成运动链图的方法有两种。一种是图形库的方法,另一种是图形计算的方法。图形库的方法是:将由按标准位置关系排序的雅可比矩阵定义的非同构运动链(包括运动链的变异)的图形预先存储在数据库中。当需要调用时,通过调用雅可比矩阵的特征值与图形库中标准雅可比矩阵特征值的比较,确定所要调入的图形。当然,一些研究表明,雅可比矩阵在判定十杆运动链同构性时,会出现一个同构运动链的判定失误。由于工程中很少遇到多于八杆的机构设计问题,所以,这种失误是不重要的。如果设计者遇到的问题是由许多简单机构组成的复杂机构的设计问题,该问题在抽象为运动链时,对应的非同构运动链的杆数较多,此时设计者可采用其它不会产生同构性判定失误的方法,如关联度码方法等。Shin J K^[15]提出了一种基于图形的度与邻接矩阵的平面运动链自动生成的方法。该方法主要包括:寻找在平面带凸出外形的图形边界上的点;计算主图与子图的邻接矩阵;删除子图与主图的重叠线;由图的外边界向图形中心生成运动链图。

(二)成型鼓原始型的生成

根据轮胎成型鼓的设计要求,以六杆运动链为例,再生了六杆类成型鼓的候选机构型。下面给出六杆类轮胎成型鼓的设计要求:

- (1) 选定一杆为机架;
- (2) 选定与机架相连的一杆为主动件;
- (3) 选定一杆上装瓦 A,但不能是上述两已选定杆;
- (4) 选定一杆上装瓦 B,但不能是上述三个已选定杆。

其运动链再生的自动化方法的流程如图 5-15 所示。

按图 5—15 所示的流程,得图 5—15 中 $N_0.1, N_0.2, N_0.3$ 和 $N_0.4$ 运动链所对应的候选成型鼓机构型。 $N_0.1$ 型取得了九种不同的方案(图 5—16), $N_0.2$ 型取得了 28 种不同的方案(图 5—17), $N_0.3$ 型取得了 83 种不同的方案(略), $N_0.4$ 型取得了七种不同的方案(图 5—18)。

对于此种规则下的六杆机构,以上结果已经穷尽了所有可能方案,这些方案中可能存在效果更好的成型鼓机构型,以供设计者选用。

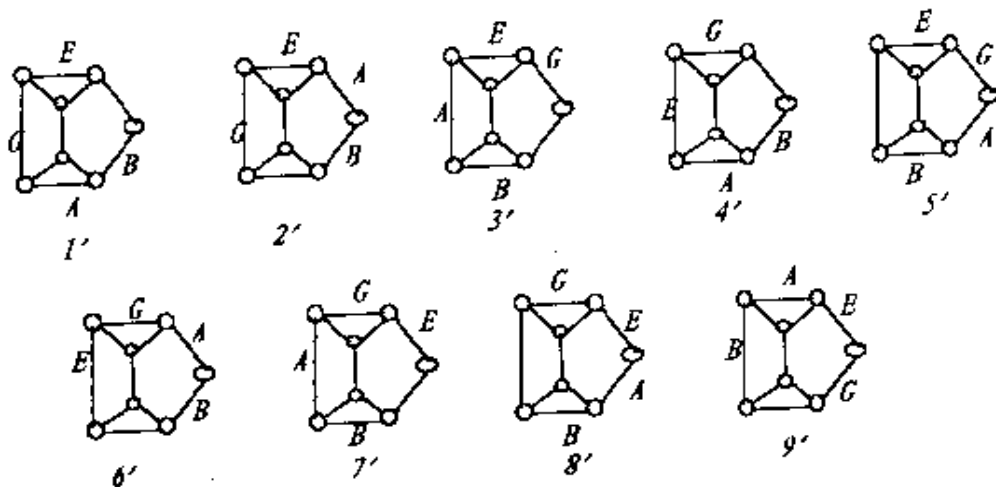


图 5—16

三、多级方案的筛选

经过运动链再生,得到成型鼓机构的候选机构型共有 127 种。为了有效地从中筛选出可行的机构型,我们将轮胎成型鼓的筛选规则定义为权函数 $F_i(X)$,其中:

$F_1(X)$ ——其它的(特殊)轮胎成型工艺要求;

$F_2(X)$ ——最小叠合空间要求;

$F_3(X)$ ——机构复杂性;

$F_4(X)$ ——机构的抗收缩要求;

$F_5(X)$ ——成型鼓的使用寿命;

$F_6(X)$ ——连续运动位置要求；

$F_7(X)$ ——运动过程的平稳性；

$F_8(X)$ ——结构工艺性。

1. 可行机构型的筛选步骤

(1)按 $F_1(X)$ — $F_5(X)$ 的自然顺序将权函数排序,逐级从 127 种候选机构型中,将非可行机构型删除。最后得到准可行机构型。

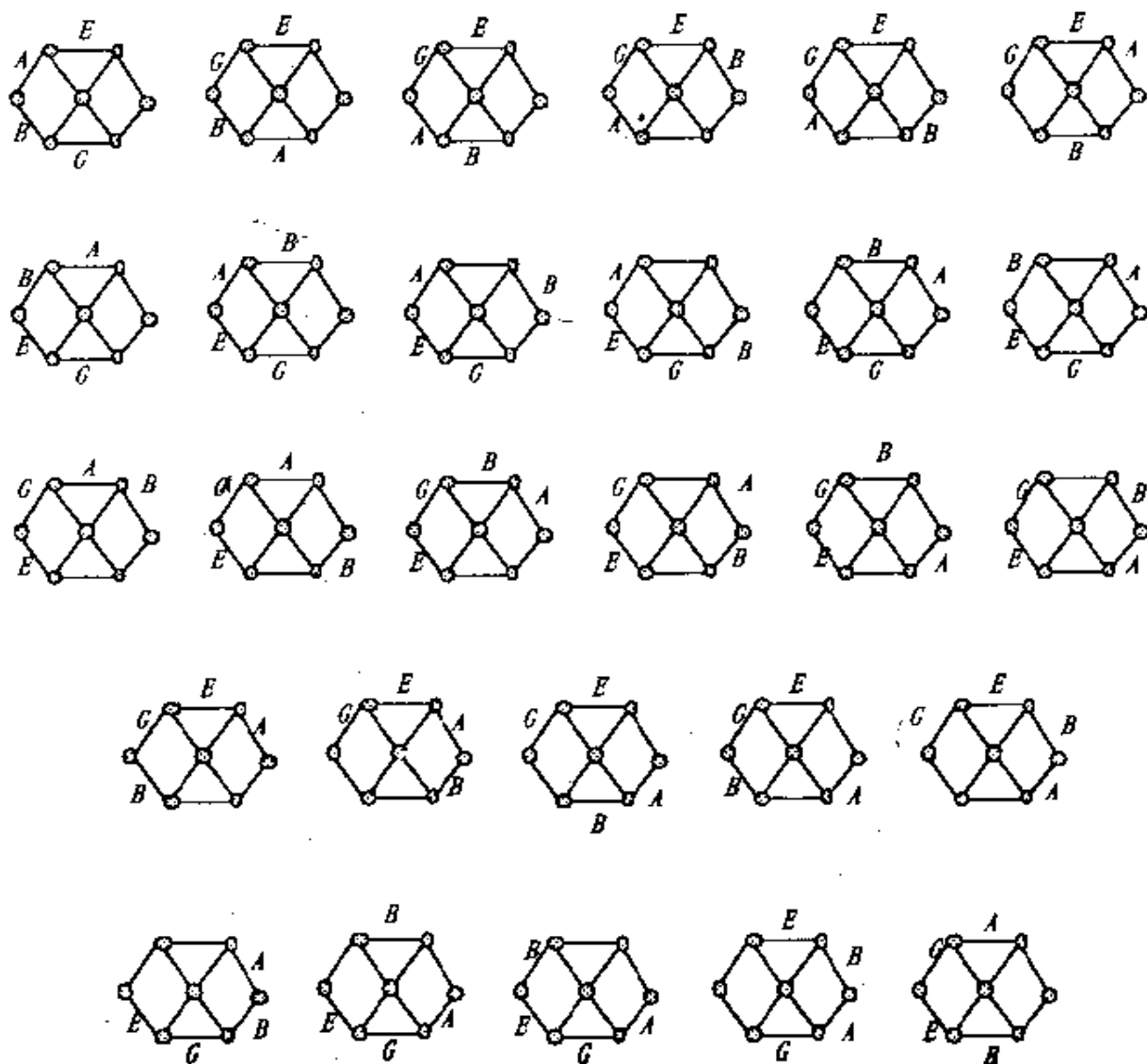


图 5-17

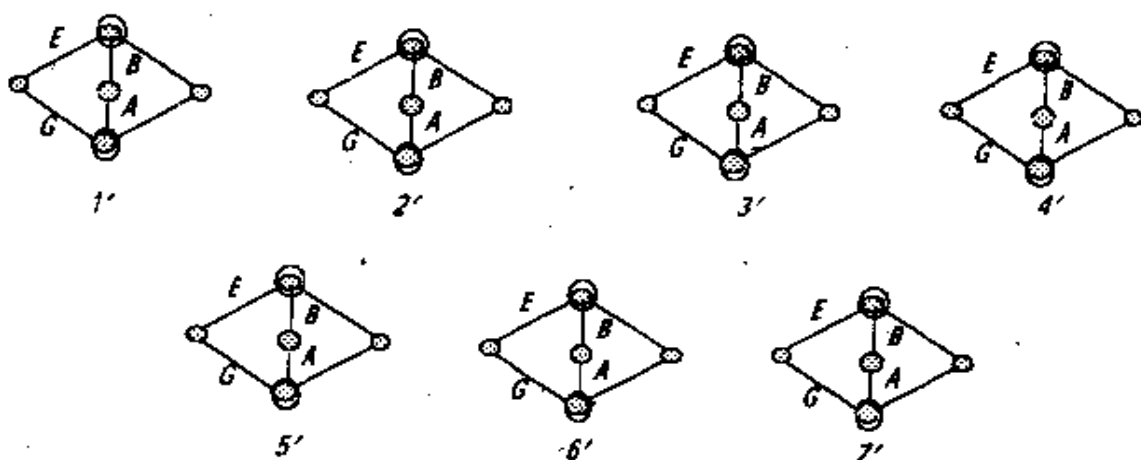


图 5-18

例如子午线轮胎成型鼓,其 $F_1(X)$ 可定义为:瓦环在收缩或展开过程中,瓦环应沿径向收缩或展开。经过大量研究,发现这一筛选规则可用更简捷的形式描述,即:瓦环 A 与瓦环 B 没有公共铰链点,而是通过中间杆联接。

通过这一规则,很容易地从 127 中候选型中筛选出那些不能满足要求的机构型,得到准可行机构型。

(2)对每一准可行成型鼓机构型用智能化语言 (REDUCE), 自动生成 $F_6(X) \sim F_7(X)$ 的权函数具体表达式,并计算其和 $\sum F_I(X), I=6,7$ 。

(3)由基于干涉判别式最小值对成型鼓综合工艺性能协调为核心内容的尺度综合方法,对准可行机构型进行尺度综合,得到机构型的设计解,并计算 $F_8(X)$ 。

(4)由 $\sum F_I(X), I=6,8$ 的最优值,确定最佳成型鼓机构的型及其尺度。

2. 尺度最优综合方法

(1)根据组成成型鼓瓦环的多少,以及瓦环鼓肩曲线的内径 D_i 与外径 D_o 之比,考虑瓦环实体在叠合位置不实体干涉,及使收缩于叠合空间内的连杆机构有较大的强度,以瓦环所围成的封闭形周长最小为原则,建立最优布瓦方程。

(2)用与成型鼓工艺性能有关的特性参数,如决定成型鼓在展开位置抗缩鼓能力的稳定性关键参数 α_1, β_1 , 图 5—19, 以及机构铰链点在瓦环上位置的参数等, 表示机构各铰链点的坐标, 用于建立成型鼓各工艺要求之间的联系, 以及约束机构的结构工艺性。

(3)推导瓦环之间由叠合位置到展开位置全过程的实体干涉判别式 $\Delta = S \times T$ 的具体表达式, 如图 5—20 所示。当 $\Delta \geq 0$, 则瓦环实体不发生干涉, 反之则干涉。

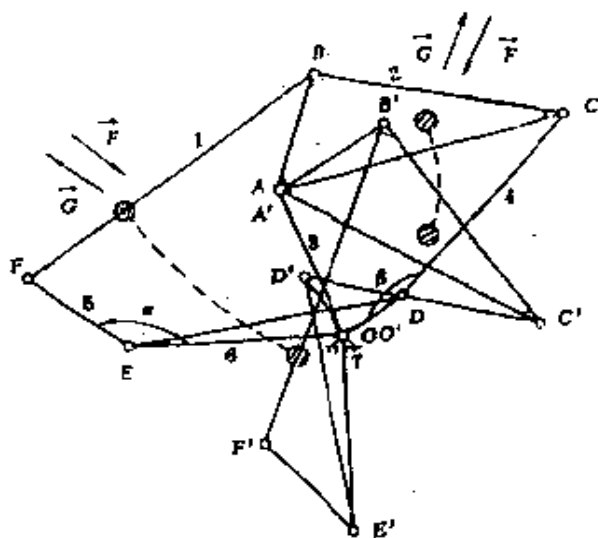


图 5—19

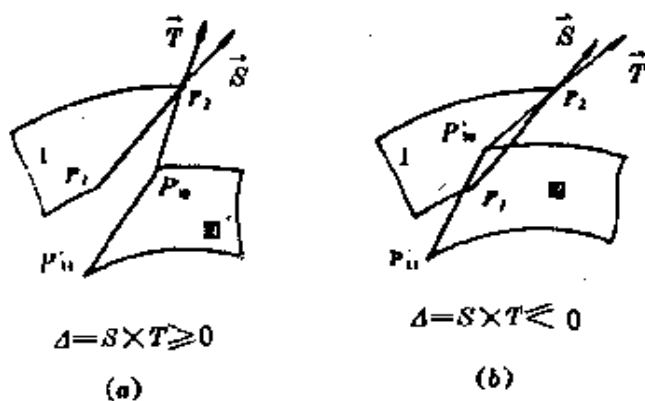


图 5—20

(4)分析成型鼓的各工艺要求与干涉判别式之间的关系, 分析

α_1, β_1 与干涉判别式最小值之间的关系,发现 α_1, β_1 的增加,可使 Δ_{min} 增大,瓦环不发生干涉,但 α_1, β_1 的增大导致成型鼓展开时的稳定性下降,只有在 $\Delta_{min} = 0$ 时既满足不干涉工艺要求,同时机构又具有较大的稳定性。其它工艺要求与干涉判别式最小值的关系也类似。因此,可由干涉判别式最小值为零条件,协调成型鼓各种工艺性能与鼓瓦不干涉之间的关系。

(5) 由优化方法得到干涉判别式最小值为零的最优机构尺度。

据子午胎成型鼓鼓瓦沿径向收缩的特殊要求,定义 $F(X) =$ 其它的(特殊)轮胎成型工艺要求为:瓦环在收缩或展开过程中,瓦环应沿径向收缩或展开。通过本节介绍的智能化方法,得到能与国产成型机配套的,由简单平面六杆机构实现了国外用复杂组合机构才能完成鼓瓦径向收缩的 RCTG 型子午线轮胎成型鼓机构,现已获得国家发明专利,其产品照片如图 5-21 所示。



图 5-21

参 考 文 献

- 1 邹慧君. 现代设计方法讲座(一)引论与创造性设计. 机械科学与研究, 1991, (2)

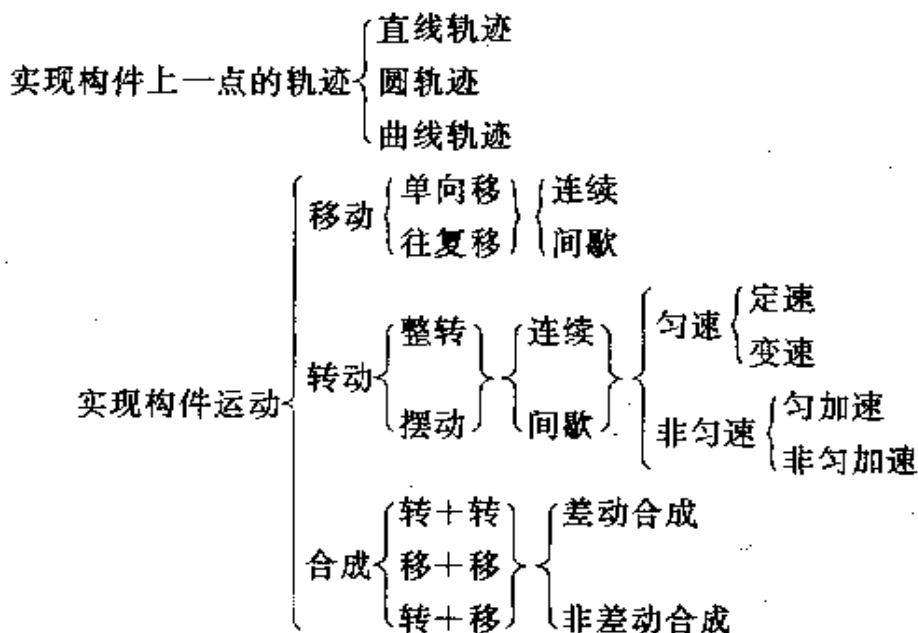
- 2 Yan H S, Hwang W M. A Method for the Identification of Planar Chain. Trans ASME, J. of Mech. Trans. and Auto. in Design, 1983, 105
- 3 Ambeber A G and Agrawal V P. Conianial Numbering of Kinematic Chains and Isomorphism Problem; Min Code. MMT, 1987, 22(5)
- 4 Fang W E and Freudenstein F. The Stratified Representation of Mechanism. Trends and Developments in Mech, Mach and Robotics, 1988, 1
- 5 Yan H S, Hall A S. Linkage Characteristic Polynomials: Definition, Coefficients by Inspection. Trans ASME, J. of Mech. Design, 1981, 103
- 6 Yang B *et al* , An Investigated System for Design of Mechanisms by an Expert System---DOMES: Theory and Applications , Trans. of ASME, J. Mech. Design, 1991 113;25~31
- 7 Hoeltzed D A, Chieng W H, Knowledge -- based Approaches for the Creative System of Mechanisms, Computer Aid Design, 1990 22(1);57~67
- 8 Soni A H *et al* , An Automated Procedure for Intellegent Mechanism Selection and Dimensional Synthesis, Tran. of ASME, J. of Mech. Trans, and Auto. Design, 1988 110;130—137
- 9 吴瑞祥,张启先. 用拆副拆杆法作平面多杆复杂机构的运动分析. 机械工程学报, 1987, 32(3)
- 10 曹惟庆. 多杆多自由度机构的运动分析, 陕西机械学院学报, 1980. No. 3
- 11 杨廷力. 平面复链的结构特征及其运动和力分析的状态变量法. 陕西机械学院学报, 1987, 3(2)
- 12 杨基厚. 机构运动学与动力学. 机械工业出版社, 1987
- 13 王玉新、陆锡年、张宝兴. 轮胎成型鼓机构综合——平面多杆机构. 机械设计, 1993, 5
- 14 丁存喜. 轮胎成型鼓集成化智能设计软件系统的研究. 天津大学硕士学位论文论文, 1992, 2
- 15 Shin J K, Krishnamurty S. On Identification and Canonical Numbering of Pin-Jointed Kinematic Chains. Tarns. of ASME, J. of Mechanical Design, 1994, 116 : 182—188

第六章 机构的功能分类及识别

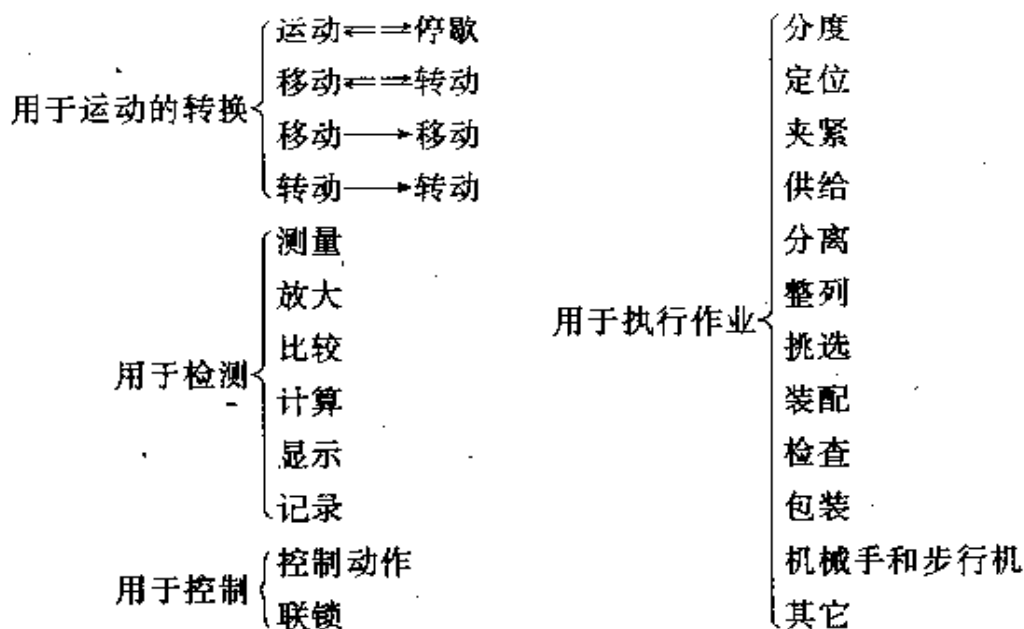
§ 6—1 机构的功能分类

在进行技术革新、产品改进、生产装备创新和自动化装置或自动化机器设计时,都面临一项很具体的任务,就是要设计出可以完成某种运动或动作的机构。如果具备比较完整的、按功能(运动或动作)分类的机构图例资料,这一工作就要简便得多,可直接地按运动或动作功能要求,选择所需的机构初始方案,或从中得到某些启发。建立这种分类资料不仅有很重要的实用价值,而且还可以把机构理论和设计、创新的实践联系起来。机器的功能一般是按运动形态或按作业方式提出的。

1. 按运动形态表达的功能



2. 按作业方式表达的功能



按上述功能分类的机构,在它们的设计条件和功能,以及需解决的问题方面有许多共同点,但因机构的工作原理和构造不同,也会有各自不同的特点。

按功能要求设计机构方案时,必须要明确下述问题:根据完成工艺任务的不同,工作构件的运动方式和运动规律也不一样;即使是同一种运动方式或运动规律,也可以选择多种机构来完成。如要求工作构件完成精确而连续的位移规律,最可靠的还是仅带有几个刚体构件的机构,其中最简单的是凸轮机构。这种机构可保证准确的位移规律和停止时间。若采用液压或气动机构来完成精确的位移规律就不妥当,因为液体或气体的泄漏和环境湿度的变化,其运动性质就不可能是稳定的。至于带有电气元件或电子元件的机构,就其现状而言,也不具备足够的运动稳定性,不过将其作进一步的改进后,是可以在使用方面提供良好成绩的。又如要求完成近似的连续运动规律,除凸轮机构外,连杆机构、齿轮连杆组合机构等是很容易入选的。液压、气动机构最适合用于只有在始、终位置要求准确而中间位置不需要准确定位的情况下。在这种情况下,毫

无疑问,它比用纯刚性构件连接的机构要优越,因为系统简单、紧凑。再如要实现传动功能的机构,它主要用来传递能量,因此,必须具有尽量高的效率和速比稳定性,采用无级调速的方法可充分发挥发动机的功率,提高机器的总效率。现代机器上采用的变速器主要有三种:机械变速器、液动变速器和电动变速器。其中,调节转动速度的以机构或电动变速比较方便,调节直线运动速度的最好采用液压装置。从这一点看,现代直线电动机的发展,也可能使电动变速器进入这一领域。

以上所述用于传递运动的机构,也适用于控制、联锁和检测的机构。控制、联锁、检测机构的种类极多,不过这类机构另有其专有的任务。控制、联锁和检测是决定机器是否现代化和自动化的重要因素。检测机构不仅是检查最后的成品,而且可以检测中间工序,以自动校正与规定标准间的差异。控制联锁机构的用途,是在机器工作过程中发现有控制和检测机构所不能消除的缺陷时,停止整台机器或其中一部分机构的工作。这类机构除了有刚性构件组成的机构、有弹性件的机构外,常常还附有液、气动、电动机构。自动机、联动机的程序控制越来越多地应用电子计算机。它在建立控制工艺过程,保证一定加工程序和检测机构系统中将起到重大作用。这类机构的重要问题有:运动稳定性、动力精度、调节质量以及在速度、力、功率、压力和温度变化范围内的工作可靠性等。

在机械设计手册中,或一些自动化机构图集中,都可以找到按机构运动方式或特定用途分类的机构图例。个别手册收集的机构图例达数千种,并对每一机构图例的机构工作原理、适用范围有详细地描述。在工程创新设计中,如有需要,可查阅相应的设计手册,本章不再详细介绍。

§ 6—2 连杆曲线特性

在机构创新设计中,往往会利用连杆曲线的某些性能来组成

复杂机构,以满足特定的设计要求。例如,利用连杆曲线的圆弧区段作为后Ⅰ级组绕其中间铰接点的运动轨迹,当Ⅰ级组与连杆曲线发生点相连时,其Ⅰ级组的另一构件出现停歇运动。再例如,利用连杆曲线的V型曲线作为槽轮的拨盘机构,可以改善分度槽轮的动力学性能。因此,研究连杆曲线性能、识别及组合应用,对于机构创新设计是非常必要的。

一、铰链四杆机构空间模型及其子区间

为了研究连杆曲线的特性,需要将连杆机构单位化,并且将其划分为若干特定子区间。

设铰链四杆机构的实际杆长分别为 l_1, l_2, l_3, l_4 ,考虑到各个对应杆长相似机构的性能大都相同,可以采用下列方法统一尺寸相似的机构,即取4个杆长的平均值

$$L = \frac{1}{4}(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) \quad (6-1)$$

于是可得实际机构尺寸经过标准化了的相对机构尺寸如下(见图6-1)

$$a = l_1/L, \quad b = l_2/L, \quad c = l_3/L, \quad d = l_4/L \quad (6-2)$$

式中: a 为原动杆, b 为连杆, c 为从动杆, d 为机架。由此可得任意机构的四个相对杆长之和永远为

$$a + b + c + d = 4 \quad (6-3)$$

由于4个杆长必须构成闭式运动链,任何一个杆长都不得大于其余3个杆长之和,因此4个相对杆长应满足下列不等式

$$0 < a, b, c, d < 2.0 \quad (6-4)$$

如果在空间直角坐标系上取三坐标轴分别表示 a, b, c 。考虑到极限情况 $d=0$ 时, $a+b+c=4$ 。而 $d=2$ 时, $a+b+c=2$ 。不难得知满足式(6-3)、(6-4)的一切四杆机构尺寸类型都存在于直角坐标系内一个封闭空间内,如图6-2所示,它是一个偏斜八面体 $ABCDEF$,称为铰链四杆机构的空间模型。

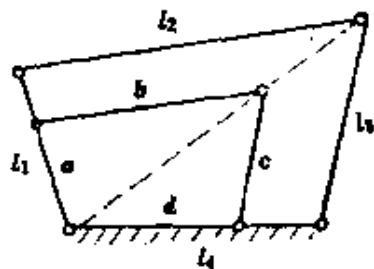


图 6-1

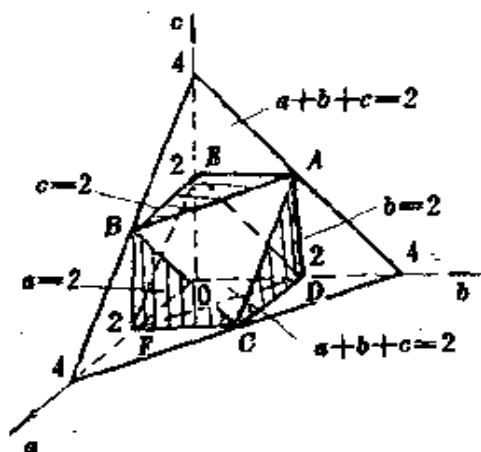


图 6-2

对任意机架尺寸 d , 由式(6-3)得知, 在 a, b, c 三个杆长之间都构成直角坐标系内一个等截距平面。这些等截距平面和空间模型相交的平面如图 6-3a 的 $A_1A_2B_1B_2C_1C_2$, 它的平面图形如图 6-3b 所示, 称为平面区间图。在互为 120° 的方向分别表示 a, b, c 三个坐标尺寸, 由 0 到 2.0 范围内变化, 是一种三坐标的封闭平面区间图形。在这样图形内的任意一点都表示 d 为一定的一个机构尺寸型。例如图 6-3b 内的 P, Q, R 三点分别表示如下机构相对尺寸

P 点($a=0.5, b=1.0, c=1.0, d=1.5$)

Q 点($a=1.5, b=0.5, c=0.5, d=1.5$)

R 点($a=1.0, b=1.25, c=0.25, d=1.5$)

对应一系列 d 值的平面区间图如图 6-4 所示, 若过六边形的各个顶点引出与外边平行的连线, 可将平面区间图划分为 8 个子区间。其中当 $d=1.0$ 时为正六边形, 分为①~⑥共 6 个子区间; 当 $d < 1.0$ 时, 除了①~⑥六个子区间外, 还有中间正三角形的⑧子区间; 当 $d > 1.0$ 时, 除了①~⑥六个子区间外, 还有中间正三角形的⑦子区间。这 8 个子区间在空间模型内和 8 个子空间相对应, 都是一些空间四面体。在图 6-5 内, 如果用四边形 $ABFD$ 将空间

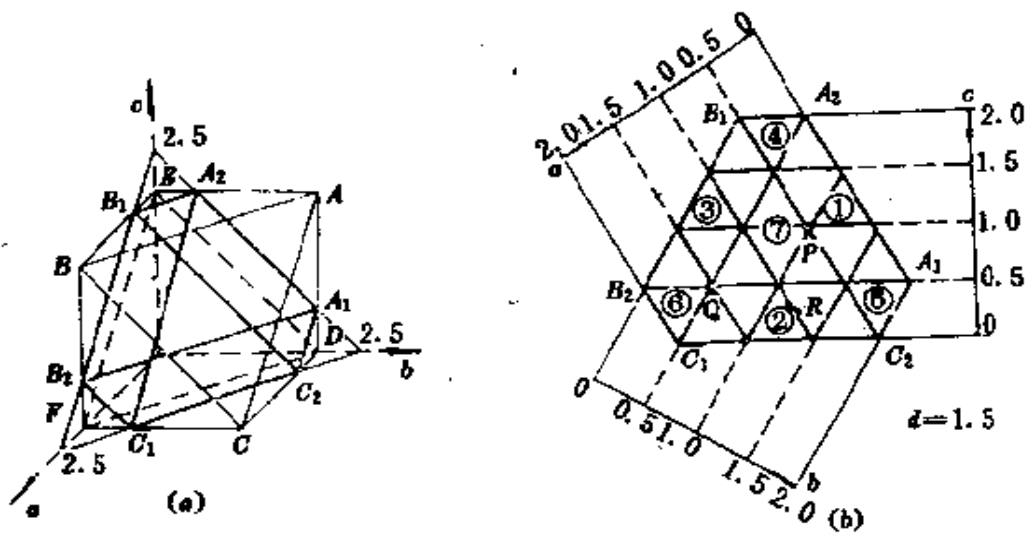


图 6-3

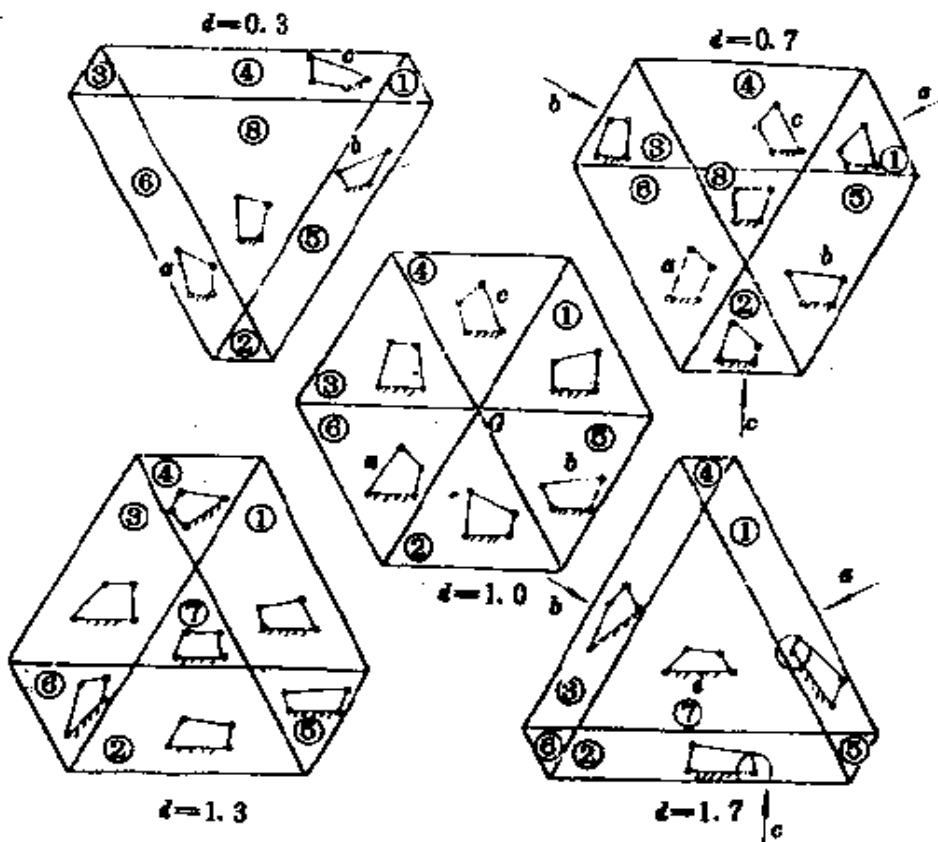


图 6-4

模型切开,就得到两个全等的斜四棱锥体。这个切口平面满足 $a+b=c+d$,而靠原点近的四棱锥体满足 $a+b<c+d$,外边的满足 $a-b>c+d$ 。用四边形 $BCDE$ 和 $AEFC$ 切空间模型,也能得到同样结果。用这三个四边形同时切空间模型,就切成八个子空间,在平面区间图上就是①~⑧的8个子区间,而各子区间的分界线正是切空间模型的切口,图6-6表示切开后的8个子空间。

这8个子区间与8种四杆机构相对应,如表6-1所示。表中各子区间部位可对照图6-5,机构尺寸条件表示该子区间在三个切口平面的哪一边。例如对照图6-3b,联线 B_1C_2 上的机构, $a=0.5$,有 $a+d=b+c$,所以第①子区间满足 $a+d<b+c$;还知连线 B_2A_1 满足 $c+d=a+b$,所以第①子区间又满足 $a+b<c+d$ 。这就是第①子区间三个不等式的来源。这三个不等式说明最小杆 a 和最大杆之和小于其余两杆长度之和。所以它是以 a 为曲柄的曲柄摇杆机构。今后我们就对这八种机构采用固定的子区间号。在各子区间的分界面上是一些尺寸特殊、介于两种以上机构类型之间的中间机构。例如平行四边形机构就是一种①、②、⑤、⑦四个子区间交界上的中间机构。至于位于空间模型重心 G 点的等边三角形机构,它实际上是所有8种机构的中间形式,因为该点是空间模型内所有8个子空间的公共顶点。

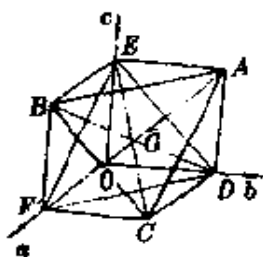


图 6-5

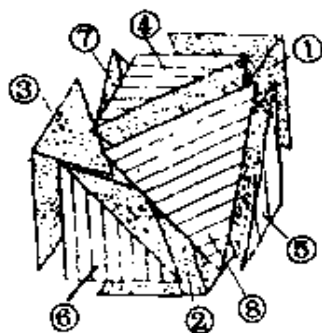


图 6-6

表 6-1 八个子区间的机构类型

运动链	子区间号	子空间部位	机构特点	机构尺寸条件
有曲柄存在条件	⑧	AB CG	机架 d 为最小的双曲柄机构	$b+c > a+d, a+c > b+d,$ $a+b > c+d$
	①	ADEG	原动杆 a 为最小的曲柄摇杆机构	$b+c > a+d, b+d > a+c,$ $c+d > a+b$
	②	CDFG	从动杆 c 为最小的曲柄摇杆机构	$a+d > c+b, a+b > c+d,$ $a+d > c+a$
	③	BEFG	连杆 b 为最小的双摇杆机构	$a+d > b+c, a+c > b+d,$ $c+d > a+b$
无曲柄存在条件	④	ABEG	从动杆 c 为最大的双摇杆机构	$b+c > a+d, a+c > b+d,$ $d+c > a+b$
	⑤	ACDG	连杆 b 为最大的双摇杆机构	$b+c > a+d, b+a > c+d,$ $b+d > a+c$
	⑥	BCFG	原动杆 a 为最大的双摇杆机构	$a+b > c+d, a+c > b+d,$ $a+d > c+b$
	⑦	DEFG	机架 d 为最大的双摇杆机构	$d+a > c+b, d+c > a+b,$ $d+b > a+c$

* G 点为空间模型的重心, 是 $a=b=c=d=1.0$ 的机构位置。

上述机构的空间模型和对应一系列 d 值的平面区间图, 能够在有限区间内表示一切铰链四杆机构的尺寸类型, 为全面显示机构性能和机构尺寸的关系, 提供了可能性。

二、连杆曲线的分布与特殊点

1. 连杆曲线在连杆平面上的分布特点

对于给定的四杆机构,连杆曲线的形状将由连杆点位置参数 u, v 决定,如图 6-7 所示。

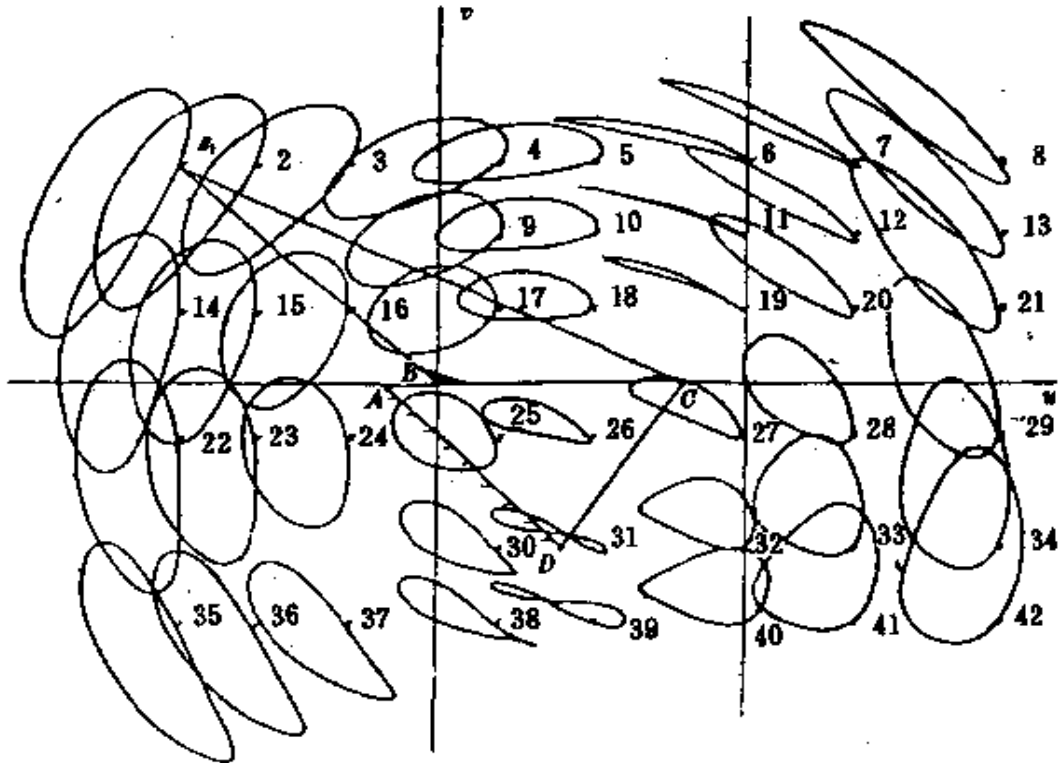


图 6-7

由图可见,当连杆点处在连杆平面的不同位置时,其曲线形状将有很大变化。连杆曲线的形状类型主要有椭圆形、曲边三角形、逗点形、“8”字形、月牙形等。这些形状的连杆曲线分布在连杆平面的不同区域内。

要想准确地划分连杆曲线在连杆平面上的分布区域,必须深入讨论连杆曲线所具有的二重奇异点的配置情况。连杆曲线上具有二重奇异的数目、性质及其配置被称为连杆曲线的性态。通过对连杆曲线性态的研究找出性态与机构尺寸参数之间的关系,按性态将连杆曲线分类,据此在连杆平面上划分出描绘各类曲线的连杆点区域。但这样做很复杂,实际应用也很困难。为找出连杆曲线形状在连杆平面上的分布特点,参考文献[2]曾绘制了大量机构的

连杆曲线。通过对这些曲线图的分析,发现对某一机构来说,形状具有相同特点的连杆曲线大致分布在连杆平面的六个区域内,如图 6-8 所示。

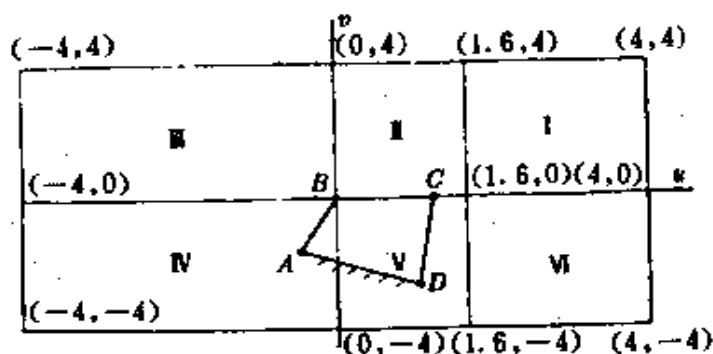


图 6-8

在第 I 区域内,当曲柄 a 的相对长度小于或等于 0.4 时,各点连杆曲线的多数形状是长椭圆形和弯月形,并且向左上方倾斜,如图 6-7 所示。当曲柄 a 的相对长度大于 0.4 时,其各点连杆曲线的主要形状是曲边三角形(或马鞍形),它们是由三段曲线构成的,如图 6-9 所示。在综合导向机构时,这部分区域的连杆点的左下侧曲线(长椭圆形)或左侧及右下侧曲线(曲边三角形)可近似逼近直线,即可得到单直线或双直线导向机构,而右上侧曲线可近似逼近于圆弧导向机构。

在第 II 区域内,不论曲柄 a 的大小如何,各点连杆曲线的多数形状都是长椭圆形或弯月形,中部点的连杆曲线其长轴方向基本上与连杆轴线平行,左部和右部点的连杆曲线长轴方向分别向右上方和左上方倾斜,如图 6-7 和图 6-9 所示。它们主要是由上、下两侧曲线段构成的。其下侧可近似逼近直线,上侧可近似逼近圆弧。在该区域内还存在着相当数量的“8”字形曲线。在第 III 区域内,连杆曲线的形状多数仍为长椭圆形,但向左下方(或右上方)倾斜,如图 6-7 和图 6-9 所示。与第 I 区域内的连杆曲线相比,第 III 区域内的连杆曲线的轮廓尺寸较大。它们主要是由左上侧(或左侧)和右下侧(或右侧)曲线段组成。其右下侧(或右侧)曲线段可近似

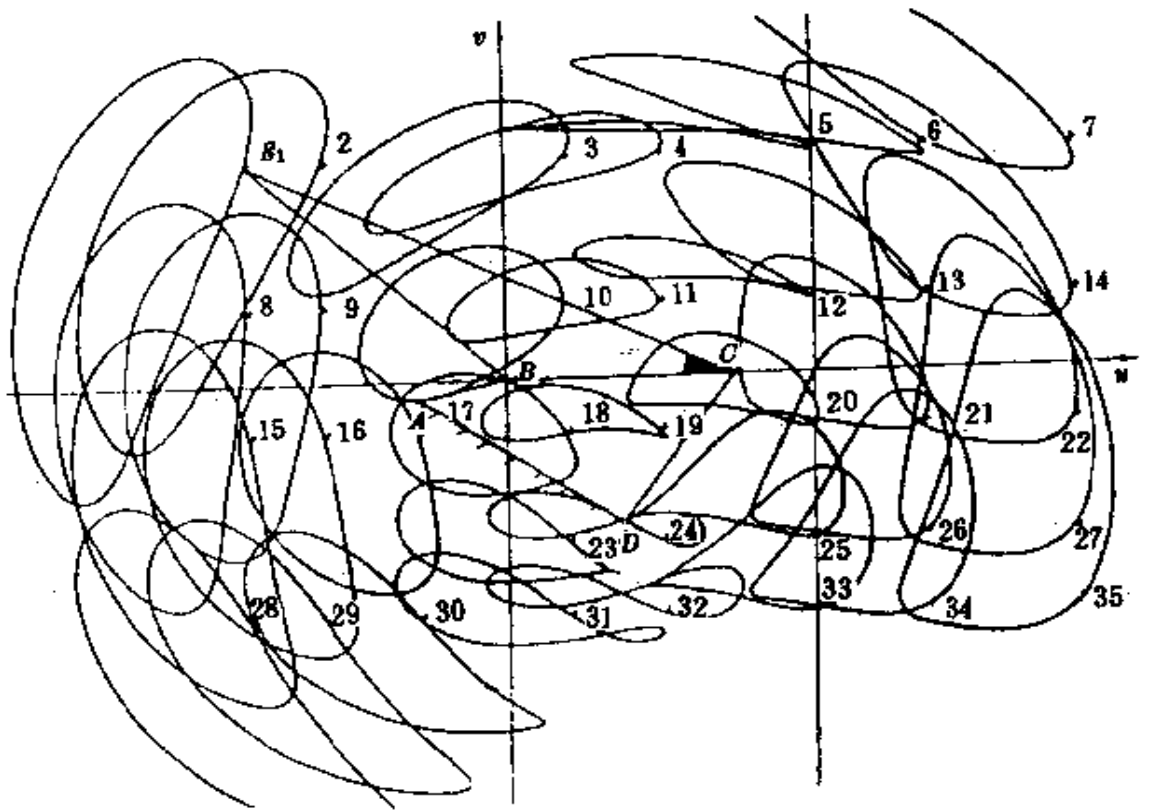


图 6-9

逼近直线,左上侧(或左侧)曲线段可近似逼近圆弧。

在第Ⅳ区域内,连杆曲线的多数形状是长椭圆形和惊叹号形,如图 6-7 和图 6-9 所示。这两种形状的连杆曲线都向上左(或右下方)倾斜,而且距 u 轴越远的连杆点其轨迹倾斜越大。该区域内的连杆曲线主要是由左下侧(或左侧)和右上侧(右侧)两段曲线构成。

在第Ⅴ区域内,连杆曲线的形状变化较大。突出的特点是有大量的横“8”字形和逗点形连杆曲线,即存在二重点与尖点,如图 6-7 和图 6-9 所示。

在第Ⅵ区域内,连杆曲线的多数形状是曲边三角形,如图 6-7 和图 6-9 所示。它们由较明显的三段曲线组成,即左侧(或左上侧)、右侧和下侧。其下侧和左侧均有可能近似逼近于直线,右侧可近似逼近圆弧。

带二重点和尖点的连杆曲线可能存在于各个区域,只要选择的连杆点位置参数与所给的机构尺寸满足有二重点及尖点的条件。

上述区域的适用范围大致为 u 、 v 值均为 -4 至 4 相对长度。当连杆点超出此范围,即距离 u 或 v 轴较远时,其连杆曲线轮廓变得很宽,并且没有明显的形状特点。这样的机构实用性是很小的。这种区域划分是通过对大量机构的连杆曲线的直接观察得到的,因此,其中并无一个严格的界限。由于这种划分简单明了,因而能为轨迹综合提供依据。

2. 连杆曲线上的特殊点

连杆曲线是一条六阶三重虚圆点曲线,其形状是复杂多样的。决定连杆曲线形状的主要因素是特殊点,即二重奇异点。连杆曲线上的特殊点包括尖点、二重点或节点及自切点等。根据代数几何学可以证明,连杆曲线上的特殊点总数不超过 3 个。了解在什么条件下产生尖点或节点是很有意义的,以下即简要介绍尖点和节点的确定方法。

(1) 尖点 连杆曲线上速度为零的点称为尖点。

在连杆平面上,速度为零的点与连杆相对于机架的绝对瞬心是重合的。随着机构位置的不同,瞬心的位置也将发生相应的变化。在固定平面上,所有瞬心的连线称为定瞬心轨迹。在运动平面上,所有瞬心的连线称为动瞬心轨迹。当得出定瞬心轨迹后,反转四杆机构的全部瞬心将得到瞬心轨迹,连杆相对于机架的运动等价于两瞬心轨迹的滚动。

瞬心轨迹上每一点的连杆曲线都有尖点。如果选择瞬心轨迹的自身交点作为连杆点,则该点的连杆曲线将有两个尖点。由于在尖点处能产生短暂停歇,所以连杆曲线上有尖点的机构常被设计成间歇机构。

如图 6-10 所示,瞬心 P 是 AB 杆与 CD 杆延长线的交点,由此可推导出瞬心坐标的表达式为

利用式(6-10)和(6-11)可得两组解。这两组解分别表示四杆机构的两种安装形式,即图 2-11 中的开口形式 $ABCD$ (实线部分)与交叉形式 $ABC'D$ (虚线部分)。对于开口形式的机构,当 $y_B > 0$ 时,在式(6-10)中应取“+”号,反之取“-”号。对于交叉形式的机构,运用式(5-10)时“+”“-”号的取法与上述取法相反。

利用式(6-5)、(6-6)、(6-7)、(6-8)可求得四杆机构在任意位置时瞬心的两种坐标值,将所有瞬心连接即得到定瞬心轨迹和动瞬心轨迹。

在定瞬心轨迹上任取一点作为连杆点,即可得到带尖点的连杆曲线(图 6-11)($a=0.4, b=1.2, c=1.0, d=1.4, u=1.3076, v=0.2058$)。若选择定瞬心轨迹上的自交点为连杆点,则可得到有两个尖点的连杆曲线。

(2)节点 连杆曲线自身的交点称为节点或二重点,如图 6-12 所示。

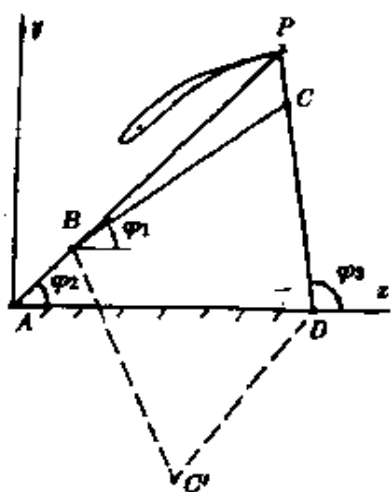


图 6-11

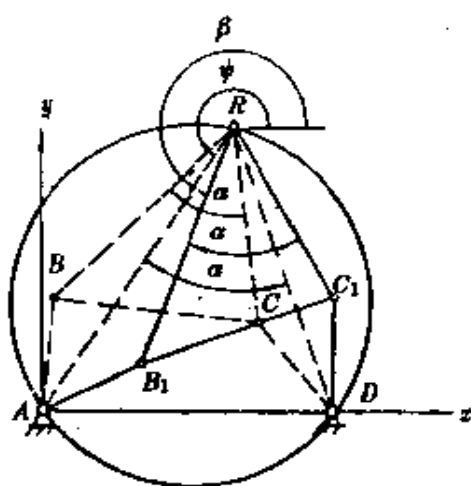


图 6-12

设机构在 $ABCD$ 位置时 R 点是连杆曲线上的节点,即连杆点 R 对应于两个不同的机构位置 $ABCD$ 和 AB_1C_1D 。显然, R 点是连杆三角形从 BRC 位置运动到 B_1RC_1 位置的转动极点,即 R 点与转动极点重合,因此有 $\angle BRB_1 = \angle CRC_1$,于是

$$\angle ARD = \angle ARB_1 + \angle B_1RC + \angle CRD$$

$$\begin{aligned}
 &= \angle ARB_1 + \angle B_1RC + \angle BRA \\
 &= \angle BRC
 \end{aligned}$$

所以当给定机构位置 $ABCD$ 时, 连杆平面上的节点 R 具有这样的特点: 从该点看连杆 BC 和机架 AD 所构成的两视角相等(如果 R 点在四边形 $ABCD$ 内时则两视角互补)。

根据节点的特点可推导出节点计算公式。从图 6-12 可得

$$\operatorname{tg} \beta = (y_B - y) / (x_B - x) \quad (6-13)$$

$$\operatorname{tg} \psi = y / x \quad (6-14)$$

$$\operatorname{tg}(\beta + \alpha) = (y_C - y) / (x_C - x) \quad (6-15)$$

$$\operatorname{tg}(\psi + \alpha) = y / (x - x_D) \quad (6-16)$$

利用三角函数公式

$$\operatorname{tg}(A+B) = (\operatorname{tg}A + \operatorname{tg}B) / (1 - \operatorname{tg}A \operatorname{tg}B)$$

上述式中的中间变量 β 和 ψ 可予以消去。

当消去 β 可得一个关于 y 的二次方程

$$T_a y^2 + A_1 y + (A_2 + A_3 x + T_a x^2) = 0 \quad (6-17)$$

式中

$$T_a = \operatorname{tga}$$

$$A_1 = x_B - y_C \operatorname{tga} - y_B \operatorname{tga} - x_C$$

$$A_2 = x_B y_C + y_B y_C \operatorname{tga} + x_C y_B + x_B x_C \operatorname{tga}$$

$$A_3 = y_C - x_C \operatorname{tga} - y_B - x_B \operatorname{tga}$$

x_B, y_B, x_C, y_C 由式(6-10)、(6-11)、(6-12)计算。

当消去 ψ 可得关于 y 的另一个二次方程

$$T_a y^2 + B_1 y + (B_3 x + T_a x^2) = 0 \quad (6-18)$$

式中

$$B_1 = -x_D = -d, \quad B_3 = -x_D \operatorname{tga} = -d \operatorname{tga}$$

从式(6-18)解出 y 值, 并代入式(6-19)中, 整理后可得一个关于 x 的方程

$$C_1 + C_2 x = (\pm B_1 \pm A_1) \sqrt{S} \quad (6-19)$$

式中

$$C_1 = B_1^2 - A_1 B_1 + 2A_2 T_a$$

$$C_2 = 2(A_3 - B_3)T_a$$

$$S = B_1^2 - 4(B_3 x + T_a x^2)T_a$$

将式(6-19)两边平方,整理后可得一个关于 x 的二次方程

$$D_1 x^2 + D_2 x + D_3 = 0 \quad (6-20)$$

式中

$$D_1 = C_2^2 + 4A_1^2 T_a^2 + 4B_1^2 T_a^2 - 8A_1 B_1 T_a^2$$

$$D_2 = 2C_1 C_2 + 4A_1^2 B_3 T_a + 4B_1^2 B_3 T_a - 8A_1 B_1 B_3 T_a$$

$$D_3 = C_1^2 - A_1^2 B_1^2 - B_1^4 + 2A_1 B_1^3$$

根据给定的机构尺寸参数,对于每一个 α 角利用方程(6-20)可求得两个 x 值,把每一个 x 值分别代入方程(6-17)和(6-18)将得到四个 y 值,其中的两个 y 值是相等的,即为节点的坐标,另两个 y 值应舍去。当将 α 角在 0° 至 180° 之间变化时,可得到每一个节点的 x 、 y 坐标值,连接节点,就得到了焦点曲线。通常焦点曲线总是有两支。对于一个四杆机构的给定位置,所有的节点都位于焦点曲线上。

§ 6-3 连杆曲线的识别

四杆机构的连杆曲线是具有多种形状的不规则曲线,它的轮廓尺寸和形状将由四个杆的长度和连杆点的位置来决定,随着这些参数的不同,连杆曲线亦将发生变化。

连杆曲线随机构尺寸参数的变化情况可以分成两个方面。

其一,四个杆的长度是不变的,只有连杆点的位置发生变化。这时,在连杆平面上的不同点,其连杆曲线形状、轮廓尺寸将有很大区别。分析连杆曲线的形状、轮廓尺寸与连杆点位置的关系,能

全面地了解连杆平面上的分布情况,在进行轨迹综合时就能做到有的放矢。

其二,连杆点位置不变,机构的四个杆长改变。连杆点位置不变,是指连杆点相对于固定在连杆平面上的坐标系的位置不变。在后面的讨论中把这样的连杆点称为连杆平面上的固定点或同一连杆点。对于连杆平面上的某一固定点,当机构杆长尺寸发生变化时,该点的连杆曲线形状、轮廓大小、各部分曲线段的凸凹方向及曲率半径都将发生变化,而且有些变化还是有规律的。利用这些规律能建立新机构轨迹综合方法,这种直接根据连杆曲线变化规律建立的综合方法有别于传统的综合方法,即它更为简单直观。

长期以来,分析连杆曲线的变化规律一直是比较困难的,主要原因就是缺乏四杆机构尺寸类型方面的理论。四杆机构的杆长组合有无穷多种,若在这无穷多种机构尺寸中随意取出一些来研究,那是很难找出连杆曲线的变化规律的。

最近几年,国内外机构学者在连杆曲线的分类及识别方面作了一定量的研究工作,取得了进展。比较有代表性的方法有:基于四连杆机构空间模型的连杆曲线图谱分类方法;富氏级数分解法和模糊数学方法。连杆曲线分类与识别的机构空间模型方法在参考文献[1]中有详细介绍。因这一方法是通过图谱给出的,不易于用计算机识别,本节对此方法不再介绍。

一、连杆曲线识别的模糊数学方法

平面四连杆机构轨迹综合的模糊数学方法的基本思想为:对于已知机构参数的连杆曲线,经过预处理后,提取其特性参数,于是每一条连杆曲线就对应一组描述参数。若将这些描述参数连同机构的几何尺寸存入计算机,就构成了一部电子图谱。使用时,对于预期的轨迹曲线,按同样的方法进行预处理,并提取特性参数,将这些参数与“电子图谱”中的各组曲线相比较,即可以从中识别可以满足设计要求的机构尺度。该方法的流程图如图6-13所示。

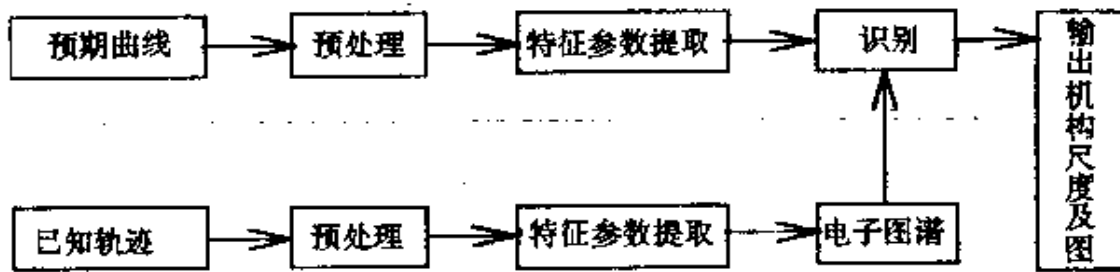


图 6-13

1. 特性参数的确定

所谓提取特性参数,即用一组特性参数

$$S = (S_1, S_2, \dots, S_n)$$

来描述曲线的几何特征。这一描述应能较准确、较全面地反映曲线的几何形状,所用的信息量较少,而且描述的方式应与坐标系的选择无关。

平面四杆机构的连杆曲线是六阶曲线。在理论上,其二重点(交点或尖点)的个数不超过三个。但在大多数情况下,特别是对于常用的四杆机构,其连杆曲线的二重点的个数则少到 1 或 0。例如,文献[2]收录了 145 种四杆机构的 4350 条连杆曲线,其中绝大多数是简单的封闭曲线或变形的“8”字形曲线,只有少数曲线具有两个以上的二重点。这说明四杆机构常用的连杆曲线形状都比较简单,可以用为数不多的几个参数描述。

在确定特性参数之前,首先对曲线分类。分类的目的,其一是便于根据不同类型的特点规定不同的特性参数;其二是使计算机在“查阅”图谱时缩小搜索范围,减少运算时间。另外,还需要对曲线规定一个标准位置。在统一的标准位置上确定的特性参数才具有可比性。分类和规定标准位置的工作,就是图 6-13 中的预处理阶段。

本节将连杆曲线分为三类。Ⅰ型——简单的封闭图形,无交点或可以有一个或两个尖点,也可以没有尖点(图 6-14,图 6-16~图 6-18);Ⅱ型——8 字形曲线,只有一个交点,有尖点或无尖点

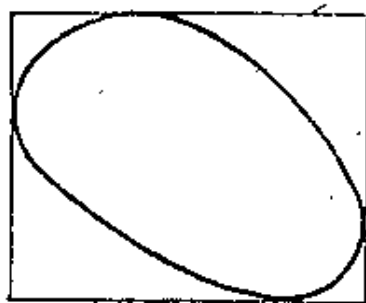
(图 6-15, 图 6-11, 图 6-10); II 型——有两个交点(图 6-21)。对每一条连杆曲线, 先作如下的处理: 作出曲线的外接矩形, 将曲线在平面上旋转, 找出使外接矩形的长或宽取得最大值的位置(图 6-16), 将这个位置连同其外接矩形 $ABCD$ 一起“固定”下来; 每条曲线与其外接矩形有四个接触点(记作 E 、 F 、 G 、 H), 这些点不一定是切点(如图 6-17 的 E 点), 故统称之谓为接点; 四个接点将曲线分成四段。然后, 按不同类型分别规定其标准位置和特性参数。



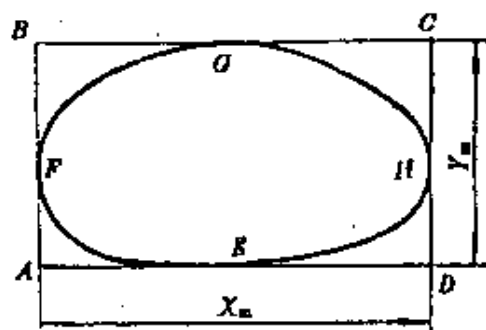
图 6-14



图 6-15



(a)



(b)

图 6-16

(1) I 型曲线 其特点是, 曲线的四段中至少有两段是外凸的, 而且外凸段一定相邻。根据这一特点, 规定曲线的标准位置按下述原则确定:

i) 若曲线有两段内凹, 则将这两段所在的一边规定为下方(图 6-17)。

ii) 若仅有一段内凹, 则将外接矩形横放(长边沿水平方向), 内

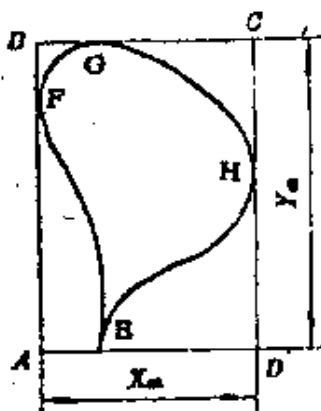


图 6-17

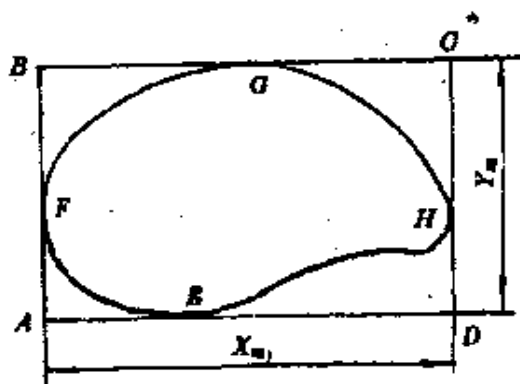


图 6-18

凹段所在的一边为下方(图 6-18)。

iii)若四段全凸,则将外接矩形横放,曲率半径较大的一边为下方(图 6-16b)。在标准位置上定义 10 个特性参数:

$$S_1 = \frac{Y_m}{X_m}$$

表示外接矩形的长宽比;

$$S_2 = \frac{AF}{Y_m}, S_3 = \frac{HD}{Y_m}, S_4 = \frac{BG}{X_m}, S_5 = \frac{AE}{X_m},$$

分别表示四个接点的相对位置;

$$S_6, S_7$$

描述曲线下方两段凹凸情况,分为 1~4 四个等级;

$$S_8, S_9, S_{10}$$

描述曲线在 F、E、H 点附近的曲率大小,分为 0~7 八个等级。

(2) II 型曲线 在外接矩形横放的情况下,标准位置规定为:

i)以 $\angle FKH$ 小于 180° 的一边为下方(图 6-19);

ii)若 $\angle FKH$ 约等于 180° ,则以交点 K 处于左侧时为标准位置(图 6-20)。

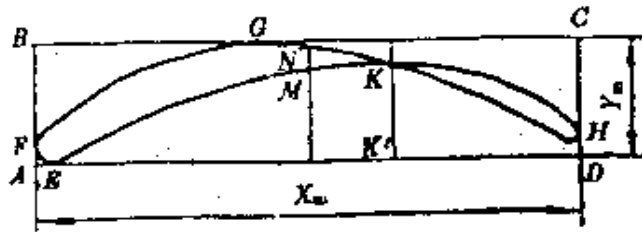


图 6-19

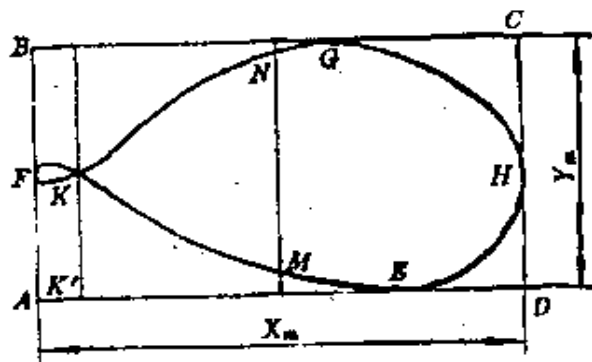


图 6-20

其特性参数也有 10 个：

S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 的规定与 I 型相同；

$$S_6 = \frac{AK'}{X_m}, \quad S_7 = \frac{KK'}{Y_m}$$

表示交点的相对坐标(图 6-19, 图 6-20)；

$$S_8, S_{10}$$

描述曲线在 F, H 点附近的曲率, 分为 0~7 八个等级；

$$S_9 = \frac{MN}{Y_m}$$

描述曲线的“胖瘦”。其中, 直线 MN 位于 X_m 的中点, 且垂直于长边。该直线与曲线的两个交点即为 M, N 。

(3) III 型曲线 这类曲线为数很少, 且形状相同, 其特性参数定为 7 个, 并规定以折线 $FKJH$ 凸起的方向为上方(图 6-21)。

S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 的规定与 I 型相同;

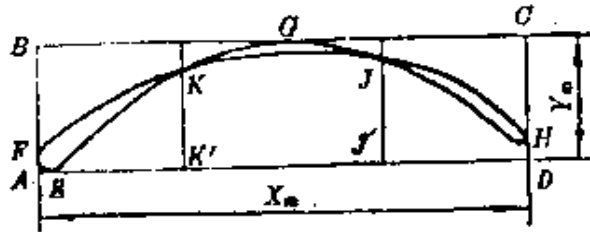


图 6-21

$$S_6 = \frac{AK'}{X_m}, \quad S_7 = \frac{KK'}{Y_m}$$

表示两个交点的相对横坐标。

根据上述规定, 每条连杆曲线均对应于一组特性参数。将这些数据连同机构的几何参数一起存贮起来, 就构成了一本“电子图谱”。

2. 连杆曲线的模糊识别

对于预期实现的轨迹曲线, 也可按上述方法定出一组特性参数。将这组参数与图谱中的每一组参数进行模糊运算, 便可确定其相似的程度。为此, 构造一个正态型隶属函数

$$L(u_j) = e^{-\left(\frac{S_j - a_j}{b_j}\right)^2} \quad (6-21)$$

式中, S_j 和 a_j 分别为图谱中的曲线和预期轨迹(用模糊数学术语, 分别称为识别对象和模型)的第 j 项特性参数。 b_j 是对应于该项特性参数的一个常数, 其几何意义见图 6-22, 它在一定程度上表示该项特性参数的允许误差。

对于一个特定的模型来说, 每个识别对象均对应于一个模糊子集:

$$\underline{B}_i = [B(u_1), B(u_2), \dots, B(u_m)] \quad (i=1, 2, \dots, m) \quad (6-22)$$

式中 m 为识别对象的个数。 B_j 的每个分量表示识别的该项特性参数对模型的隶属度, 其值由式(6-21)给出, 它是一个不大于 1 的正实数; 其值愈大, 说明隶属程度愈大, 也就是愈相似。

模型本身也对应于一个模糊子集：

$$\underline{A} = [\underline{A}(u_1), \underline{A}(u_2), \dots, \underline{A}(u_n)] \quad (6-23)$$

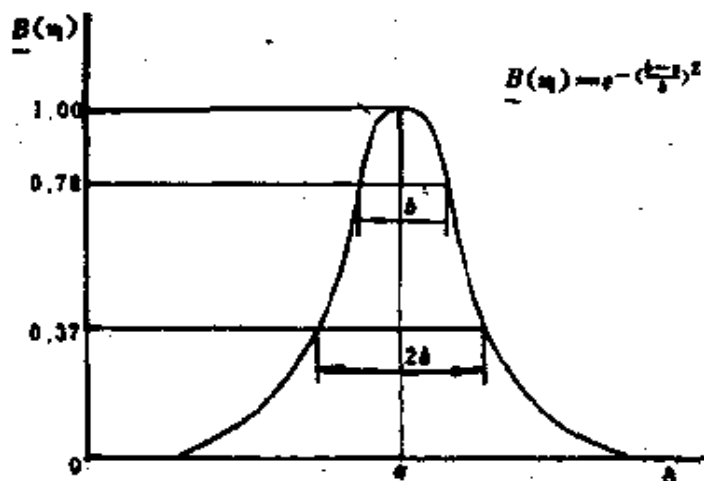


图 6-22

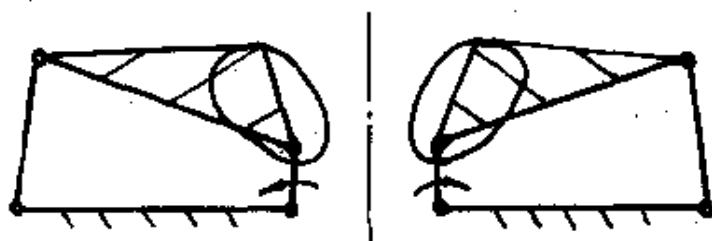


图 6-23

显然 \underline{A} 的各个分量均为 1, 因为模型对其自身是完全相似。然后计算模糊子集 \underline{A} 和 \underline{B} 的模糊度, 用加权 Hamming 距离

$$d_i(\underline{A}, \underline{B}_i) = \sum_{j=1}^n W(u_j) [\underline{A}(u_j) - B_i(u_j)] \quad (i=1, 2, \dots, m) \quad (6-24)$$

计算。式中的 $W(u_j)$ 是权函数。对每一个 \underline{B}_i 均可算出一个 d_i , 也就是说, 对于一个特定的模型(预期轨迹)来说, 可以对每一个识别对象(图谱中的曲线)算出一个 d_i , 找出其中最小的一个, 就找到了与模型最相似的识别对象。

另外,若将一个平面四杆机构的安装方向反过来(图 6-23),将得到另一条连杆曲线,这条曲线与原曲线是轴对称的,可以形象地称之为一条曲线的“正面”和“背面”。在综合时不仅要考虑“正面”,也应考虑“背面”。有时“背面”的形状可能与预期轨迹更相似。由于“背面”的特性参数可以很容易地从其“正面”的特性参数换算出来,从而也可以求出其 d_i 值。于是一个存有 m 条曲线的“电子图谱”,就有 $2m$ 条曲线可供选择,这是普通图谱不易做到的。

3. 应用实例

用电子图谱进行轨迹综合的过程是:对于预期的轨迹曲线,按照前述的规则定出其特性参数,输入计算机,计算机将所存贮的曲线逐条进行比较,找出最相似的若干条曲线以及产生这些曲线的四杆机构的实际尺寸,并在屏幕上显示出曲线的形状,供设计者选择。因为本方法着眼于曲线总体形状的相似性,如果设计者需要突出某些局部的相似,除了改变权函数以调整选择的标准以外,还可从输出的几条曲线中进一步选择,找出最满意的一条。这样做能发挥人脑在图形识别方面的长处和计算机能迅速处理大量数据的优点,效果很好。

例如,要求铰链四杆机构的连杆上一点实现如图 6-24 所示的轨迹。将此轨迹曲线按比例画在纸上,在标准位置上定出其特性参数为:

$$S_1=0.65 \quad S_2=0.35 \quad S_3=0.4 \quad S_4=0.5 \quad S_5=0.3$$

$$S_6=0.30 \quad S_7=2 \quad S_8=6 \quad S_9=7 \quad S_{10}=7$$

并根据实际机构的运动范围,定出该曲线 X_m 的实际值为 270mm 。将这些数据输入计算机,按本文所述的方法,可求得机构的实际尺寸为(图 6-25):

$$a=99.58\text{mm} \quad b=199.16\text{mm} \quad c=149.37\text{mm}$$

$$d=199.16\text{mm} \quad u=222.67\text{mm} \quad r=99.58\text{mm}$$

该机构所产生的曲线与预期轨迹吻合得很好。

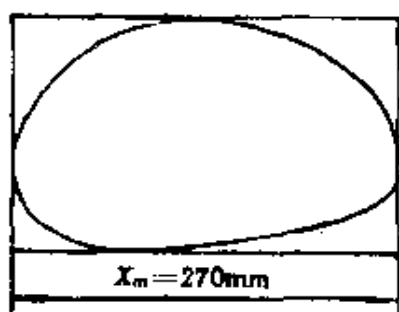


图 6-24

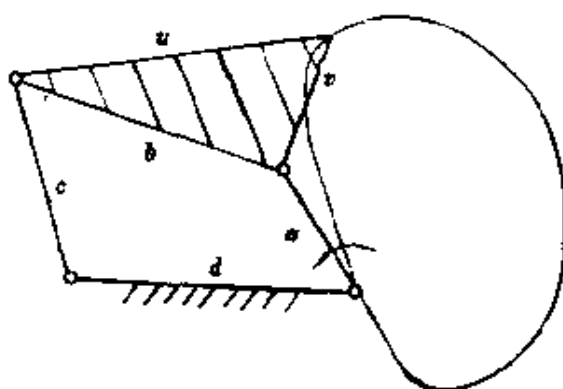


图 6-25

二、连杆曲线识别的富氏级数方法

1. 基础理论

平面封闭连杆曲线的 X 、 Y 坐标可以表示为单位周期参量 t 的函数, 即:

$$Z(t) = x(t) + iy(t)$$

这里 $i = \sqrt{-1}$ 为复数表达式。

对于封闭的连杆曲线, $x(t)$ 和 $y(t)$ 是周期的, 那么 $Z(t)$ 也是周期的, 并且 $Z(t+1) = Z(t)$ 。

此时 $Z(t)$ 可以展为富氏级数。

$$z(t) = \sum_{-\infty}^{\infty} a_m \exp(2\pi imt) \quad (6-25)$$

复系数

$$a_m = \int_0^1 \exp(-2\pi imt) Z(t) dt$$

在复系数 a_m 中, a_0 称之为常数项, a_i, a_{-i} 分别称之为 i 阶简谐项。

设由平面上 N 个点

$$Z_0, Z_1, \dots, Z_{N-1}$$

给定一条连杆曲线。曲线上的每一点都可以视为周期为 1 的参数 t 的函数, 并且参数的步长为 $1/N$ 。由离散的富氏级数求解方法

得：

$$a_m = \left(\frac{1}{N}\right) \sum_{k=0}^{N-1} Z_k \exp\left(\frac{-2\pi i m k}{N}\right) \quad (6-26)$$

如果 $m=0$ ，可以从式(6-26)看出， a_0 为 $Z_0 \sim Z_{N-1}$ 各点的平均值，亦即连杆曲线图形的中心。

现在来观察一阶富氏分量的物理意义：

$$Z(t) = a_1 \exp(2\pi i t) + a_{-1} \exp(-2\pi i t) \quad (6-27)$$

将富氏系数表示为指数形式：

$$a_m = r_m \exp(i\varphi_m)$$

其中

$$r_m = |a_m| \quad \varphi_m = \arg(a_m)$$

此时

$$Z(t) = r_1 \exp[i(2\pi t + \varphi_1)] + r_{-1} \exp[i(2\pi t + \varphi_{-1})]$$

整理后，可表示为：

$$Z(t) = \exp(i\alpha) \{ r_1 \exp[i(2\pi t + \beta)] + r_{-1} \exp[i(-2\pi t - \beta)] \} \quad (6-28)$$

其中

$$\alpha = (\varphi_1 - \varphi_{-1})/2 \quad \beta = (\varphi_1 + \varphi_{-1})/2$$

将式(6-28)括号内的项展开，得

$$Z(t) = \exp(i\alpha) [(r_1 + r_{-1}) \cos(2\pi t + \beta) + i(r_1 - r_{-1}) \sin(2\pi t + \beta)] \quad (6-29)$$

在式(6-29)中，括号内的项代表一个中心在原点，其半长轴为 $(r_1 + r_{-1})$ ，半短轴为 $(r_1 - r_{-1})$ 的椭圆，该椭圆的长轴与实轴重合。前面的指数项代表括号内表达的椭圆长轴相对 X 轴的逆时针旋转角度。

如果 $r_1 > r_{-1}$ ，椭圆的半短轴长度为正，当参数从 0 增大到 1 时，式(6-29)中括号内的项沿逆时针方向画出一个完整椭圆形状。如果 $r_1 < r_{-1}$ ，椭圆的生成沿顺时针方向。当 $r_1 = r_{-1}$ 时，椭圆退化成为一条与 X 轴夹角为 α 的直线。

2. 标准化

一般情况下,由前五阶简谐级数项可以近似表达一条封闭的连杆曲线。标准化的目的是消除比例尺、曲柄起始位置、曲线平移、曲线旋转等对原始机构尺度及连杆曲线富氏系数的影响。

连杆曲线平移的消除通过令 $a_1 = 0$ 来获得。此时 $[Z(t) - a_1]$ 代表了一个中心在原点的平面复杂曲线。

连杆曲线的主轴与 X 轴夹角 $\alpha = (\varphi_1 - \varphi_{-1})/2$ 。标准化时,使整个连杆曲线相对 X 轴转一个 $-\alpha$ 角度,其方法为在每一富氏级数项之前乘以 $\exp(-i\alpha)$,或者从每一富氏级数项中提取 $\exp(-i\alpha)$ 公因子。

如果 $|a_1| > |a_{-1}|$,一阶富氏分量确定的椭圆沿逆时针方向生成。如果其它富氏分量确定的曲线满足 $|a_m| > |a_{-m}|$,则曲线沿逆时针生成,反之为顺时针生成。

一阶富氏级数项确定的主轴长度 $|a_1| + |a_{-1}|$,标准化时,使每一富氏级数项被 $|a_1|$ 除。

通过以上标准化过程,一阶富氏级数项转化为:

$$a_1 = \exp(i\beta)$$

$$a_{-1} = r_{-1} \exp(-i\beta)$$

$$Z(t) = \exp[i(2\pi t + \beta)] + r_{-1} \exp[i(2\pi t - \beta)]$$

其中 $0 \leq r_{-1} \leq 1$, $\beta = (\varphi_1 - \varphi_{-1})/2$

$$\text{令 } s = t + \beta/2\pi$$

显然 s 的取值在 0 与 1 之间。将 s 代入上述各式,可以得到同样的连杆曲线,只不过曲线的起始位置发生了变化,亦即 t 的起始点变为 $-\beta/2\pi$ 。

因

$$\exp(2\pi i m t) = \exp(2\pi i m s) \exp(-i m \beta)$$

用 $a_m \exp(-i m \beta)$ 替代 a_m ,此时一阶富氏系数 a_1 和 a_{-1} 变为纯实数,事实上此时 $a_1 = 1$, $a_{-1} = r_{-1}$ 。

通过将连杆曲线的标准化富氏级数特征系数存储起来,我们

很容易找到与给定曲线标准化富氏级数特性系数相吻合的机构。

图 6-26 为给定机构及其欲实现的连杆曲线轨迹, 该曲线的富氏级数分布如表 6-1 所示。经上述标准化后其富氏级数分布如表 6-2 所示。其连杆曲线轨迹如图 6-27 所示。标准化后机构沿 X、Y 轴的移动量分别为 1.3986 和 -1.5316 个单位, 整个机构及连杆曲线相对 X 轴转动了 -76.924° 。整个机构及连杆曲线的放大尺度为 0.9147, 曲柄起始位置相对 X 轴夹角为 64.3584° 。

由富氏级数确定连杆曲线的特性系数(富氏级数系数)的计算机框图如图 6-28 所示。由该框图生成的机构(标准尺度)连杆曲线及其特性描述标准富氏级数收于计算机数据库中, 用其与待设计连杆曲线相比较。图 6-29 为待综合连杆曲线机构的设计流程图。待综合连杆曲线与计算机存储的连杆曲线的比较, 一般采用待综合连杆曲线富氏级数系数与标准库存连杆曲线富氏级数系数的误差的平方和作为指标, 亦即:

$$E = \sum_{i=1}^M (A_i - A_i')^2 + (B_i - B_i')^2 \quad (6-30)$$

其中 A_i, B_i 为标准连杆曲线富氏级数系数, A_i', B_i' 为待综合连杆曲线的富氏级数系数。

利用优化方法, 所求得的 E 为最小值时所对应的 A_i', B_i' 及机构尺度, 即为给定连杆曲线轨迹综合的结果。

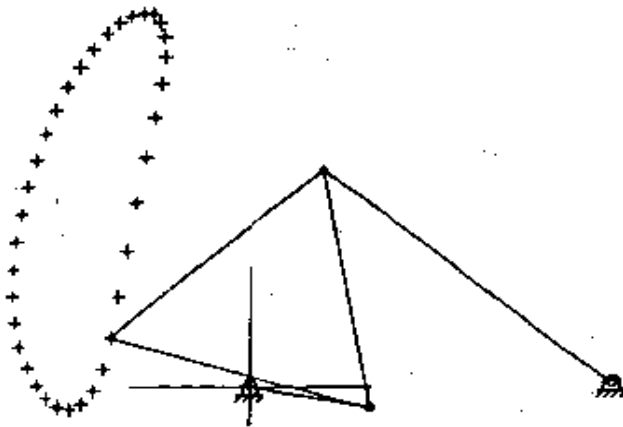


图 6-26

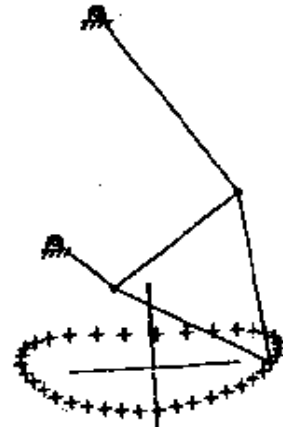


图 6-27

表 6-1

	实部	虚部
-5	0.003831	0.000633
-4	0.008201	0.008759
-3	0.005862	0.038328
-2	-0.059161	0.113159
-1	-0.446741	0.358131
0	-1.396631	1.531649
1	1.067099	0.237849
2	0.039487	0.078974
3	-0.002570	0.007710
4	-0.002390	0.001195
5	-0.000560	-0.000187

表 6-2

	实部	虚部
-5	0.003096	0.001740
-4	0.003296	-0.010469
-3	-0.035058	-0.005362
-2	0.003995	0.116727
-1	0.523715	0
0	0	0
1	1.0	0
2	-0.034423	-0.073059
3	-0.005294	0.005218
4	0.002196	0.001074
5	0.000063	-0.000536

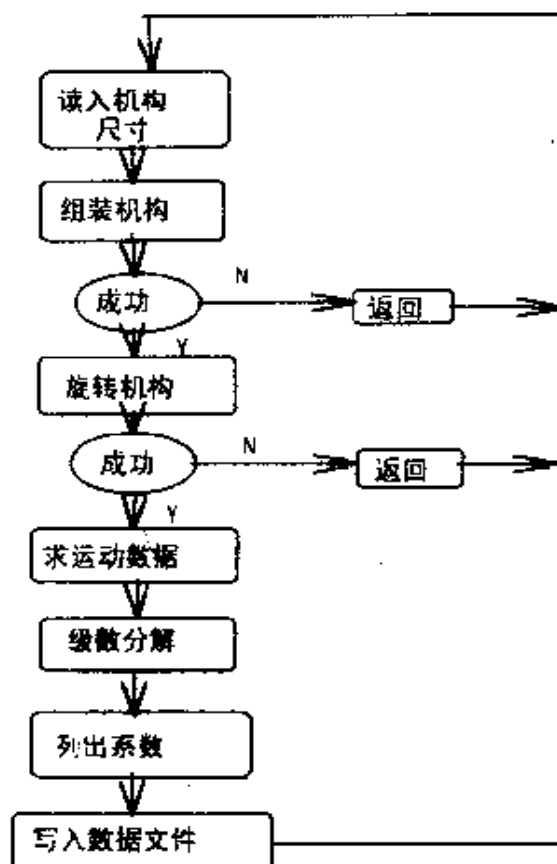


图 6-28

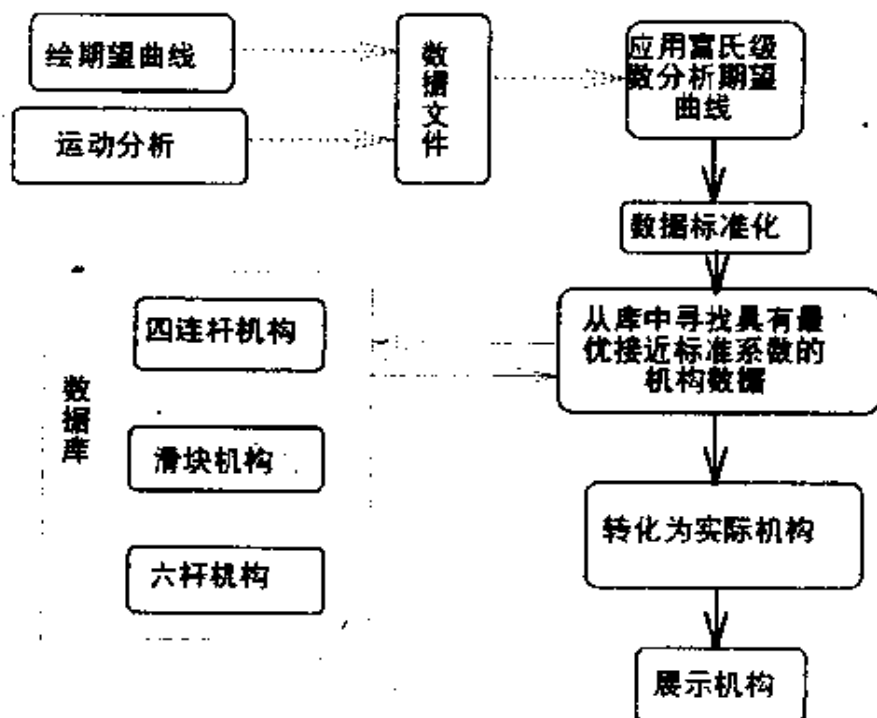


图 6-29

§ 6—4 连杆曲线的应用

一、实现预定轨迹机构的设计

实现预定轨迹机构的设计,可用解析法、图解法、实验法等,但 these 方法均较复杂。利用图谱来查找所需机构的构件尺寸,往往比较直观且简单易行。

利用四杆机构能加工翼形剖面廓线。通过查阅图谱,发现有一翼形剖面的曲线。于是,立刻可得到机构有关的参数: $A=1, B=5, C=5, D=4, P=7.5, \theta_{Bp}=240^\circ$,如图 6-30 所示。

在图谱中,还能查到许多有翼形剖面廓线连杆曲线的机构。例如($A=1, B=5, C=5, D=3, P=10.5, \theta_{Bp}=210^\circ$)、($A=1, B=3.5, C=3.5, D=3.5, P=10.25, \theta_{Bp}=240^\circ$)、($A=1, B=2.5, C=3.5, D=2.5, P=10.25, \theta_{Bp}=0^\circ$)等等。大量绘制出各式翼形剖面廓线,编成号码,做成模型,进行风洞或相应的试验。若某号模型合乎预期的流体力学要求,则可直接选定和绘制曲线,省却了从计算到设计、描绘等工作,并简化了加工方法。

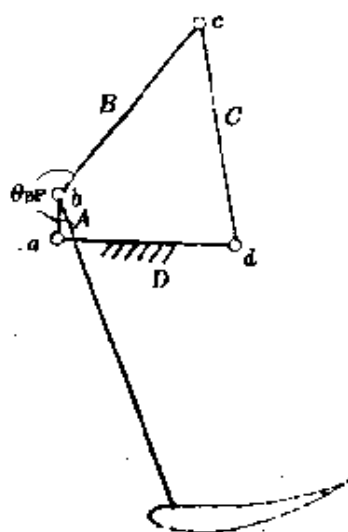


图 6-30

二、利用近似直线轨迹构成间歇运动六杆机构

查阅图谱,找出有直线部分的连杆曲线。 $A=1, B=3, C=3.5, D=3, P=4.75, \theta_{Bp}=120^\circ$ 的四连杆机构,如图 6-31 所示。

在实际应用时, e_1e_2 可看作直线,延长 e_1e_2 在此直线上,确定固定铰链中心 f ,使得 $\angle e_1fe_2=\phi$ 满足预定输出摆角要求。当连杆点 e 在 e_1e_2 近似直线部分运动时,输出杆 f 有近似停歇。

在图谱中,有 $A=1, B=3.5, C=3, D=3.5$ 的曲柄摇杆机构。若取 $P=10.25, \theta_{Bp}=330^\circ$,则连杆曲线上有近似直线部分 e_1e_2 。置

一移动副,使其移动方向的轴线平行于 e_1e_2 , 连杆点 e 上置一转动副,这样就得到直动输出杆的间歇运动六杆机构。当连杆点 e 在 e_1e_2 近似直线部分运动时,输出杆 F 有近似停歇。

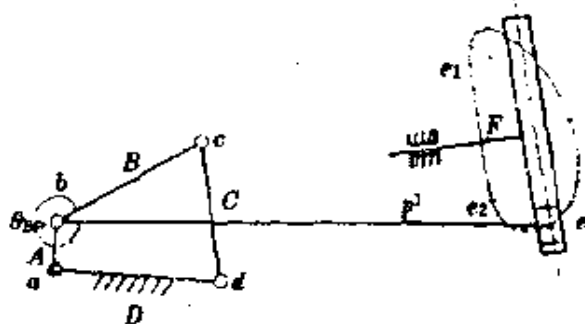


图 6-31

三、利用近似圆弧轨迹构成间歇运动六杆机构

查阅图谱,找出有圆弧部分的连杆曲线,例如 $A=1, B=5, C=4, D=4, P=7.5, \theta_{BP}=90^\circ$ 的机构,如图 6-32 所示。

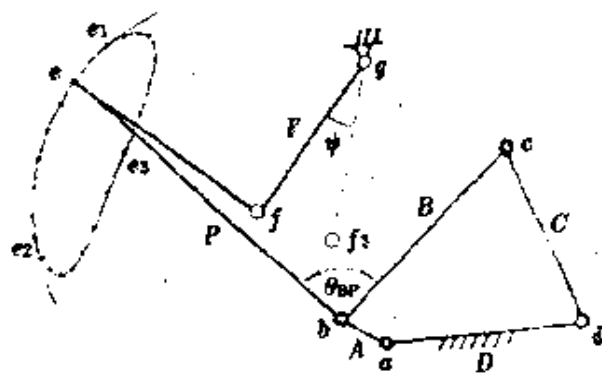


图 6-32

在图 6-32 的连杆曲线上, e_1e_2 为近似圆弧, 求出其圆心 f 。用连杆 ef 连结点 e 和 f , 选取输出杆 F 的长度, 使输出摆角为预定的角 ψ 。当连杆点 e 在 e_1e_2 近似圆弧上移动时, 杆静止不动。当连杆点到达 e_3 点位置时, 杆 F 有另一极限位置 gf_3 , 此时, 以 f_3 为圆心, 以 ef 为半径作圆, 该圆将切连杆曲线于 e_3 点。

四、作两次摆动的六杆机构

当曲柄 A 旋转一周时, 要求六杆机构的输出杆 F 作两次摆

动,两次摆动的摆角 ψ 需相等。根据上述要求,可选取“8”字形连杆曲线来完成设计。

查阅图谱,找出有适合“8”字形连杆曲线机构的有关参数。例如当 $A=1, B=3.5, C=3, D=2$ 且 $P=2, \theta_{Bp}=270^\circ$ 时,有“8”字形连杆曲线,如图6-33所示。

作连杆曲线的两条切线,切点为 e_1, e_3 和 e_2, e_4 ,以这两条切线的交点 g 为固定铰链中心,在此固定铰链上装导杆 F 。在连杆点 e 上置一铰链和滑块,此滑块能在导杆 F 上移动。在连杆点 e 经过 e_1, e_2 和 e_3 期间,导杆 F 输出第一次摆动;在连杆 e 经过 e_3, e_4 和 e_1 期间,导杆 F 输出第二次摆动。

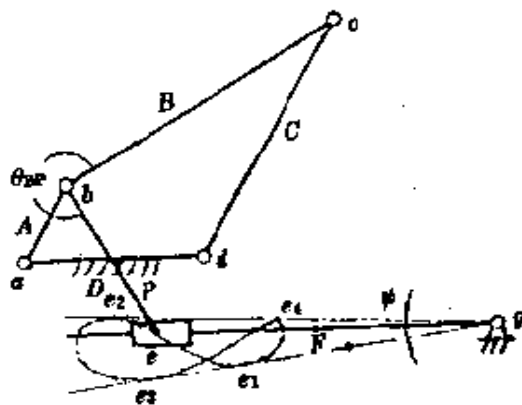


图 6-33

五、输出杆旋转两周的六杆机构

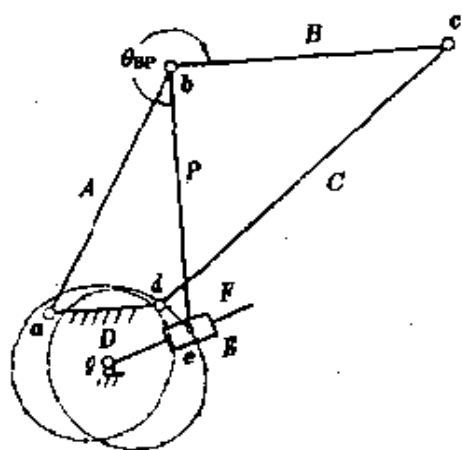


图 6-34

在主动曲柄 A 转动一周期间,要求六杆机构的输出杆 F 旋转两周,这可利用双曲柄机构的“双环”连杆曲线。查阅图谱发现,在 $A=3, B=2.5, C=3, D=1$ 的双曲柄机构中,当 $P=3.15, \theta_{Bp}=300^\circ$ 时,有双环连杆曲线。但是小的“环”太小。在近旁搜索, $A=2.5, B=2.5, C=3.5, D=1$ 且 $P=2, \theta_{Bp}=270^\circ$ 时,有符合需要的双环连杆曲线,如图6-34所示。

在两个环中间,取一点 g 作为固定铰链中心,并装上导杆。在连杆点 e 上,装一转动副,并联接滑块 E ,滑块与导杆成为移动副。于是就构成当输入杆 A 作 360° 转动时,输出导杆 F 旋转 720° 的六杆机构。

在两个环中间,取一点 g 作为固定铰链中心,并装上导杆。在连杆点 e 上,装一转动副,并联接滑块 E ,滑块与导杆成为移动副。于是就构成当输入杆 A 作 360° 转动时,输出导杆 F 旋转 720° 的六杆机构。

参 考 文 献

- 1 李保旗等. 连杆曲线的空间模型分类图谱. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 2 孟宪章主编. 现代机构手册. 北京: 机械工业出版社, 1994
- 3 曹惟庆. 平面连杆机构分析与综合. 北京: 科学出版社, 1988
- 4 天津大学等六院校合编. 机械原理. 北京: 人民教育出版社, 1979
- 5 杨基厚. 机构运动学与动力学. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 6 白师贤. 高等机构学. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 7 李学荣. 机构学与机构综合. 自然杂志, 1982, 2: 87-93
- 8 李学荣. 连杆曲线图谱. 重庆: 重庆出版社, 1992
- 9 曹惟庆等. 连杆曲线识别的模糊数学方法. 陕西机械学院学报, 1992, N2
- 10 McGARVA, J R. Rapid Search and Selection of Path Generating Mechanisms from a Library. Mech. Mach. Theory. 1994, 29(2): 223-235

第七章 基于知识的机构 选型专家系统

Columbia 大学的 Hoeltzel D A 教授, Rhode Island 大学的 Yang B 博士等, 在基于知识的机构选型设计智能化方法上作了一定的研究, 本章主要介绍他们的研究成果。

§ 7-1 基于知识的机构创新设计方法^[1]

该方法由 Hoeltzel 教授提出。他在构造智能专家系统时, 采用了两种推理机制: 一种是面向对象的正向推理策略, 另一种是基于对系统功能分解与重组的反向推理策略。结合双作用泵给出了应用实例。

一、结构与功能映射

机构的设计在日常生活中起着重要的作用, 这使机构学者面临这样一个的问题: 即在机构的结构和功能之间建立一个一致的可扩展的映射。机构的功能表达了机构的性能, 它确定了机构能够用于什么样的任务。机构的结构确定了组成机构的零部件的形式, 它既确定了组成机构的连杆、运动副的数量和类型, 同时又确定了它们各自在由它们相互连结而构成机构中的行为。映射则是建立在结构与功能之间的桥梁。下面以高效抽气泵为例, 介绍结构与功能之间的映射关系。

在设计抽气泵时, 提供的具体要求为: 抽取气体的体积、流动速率、温度和压力; 此外, 要求由泵排出的气体必需具有相对较高的压力。高效和需要较高的气体压力的要求, 启示我们应采用双作用泵。

这是个典型的机构综合问题,虽然表面上看上去简单,但是,除非是有经验的机构设计工程师,要给出合理的机构设计方案是非常困难的。那么,怎样才能自动地完成机构设计过程呢?

对于这个双作用泵设计的新课题,设计者首先从已有的技术(包括从手册或其它参考资料上可查阅到的技术)寻求答案。如果找不到可以利用的设计方案(多数情况下是这样的),设计者可能会变异某种往复运动机构,以适应特定的设计要求。

二、结构与功能映射的自动生成

上面已经详细论述了结构与功能映射的概念及其重要性,现在有必要发展一种方法,把这些概念表现为一种计算机能够表示和操作的形式,从而使机构综合过程自动化。图论提供了一种表示机构的结构的简洁手段,一方面它能够保留功能信息,另一方面需要作额外的工作来扩展它现有应用的局限性。图 7—1 给出了两种不同结构的变行程发动机的结构简图,以及用图论表达的邻接矩

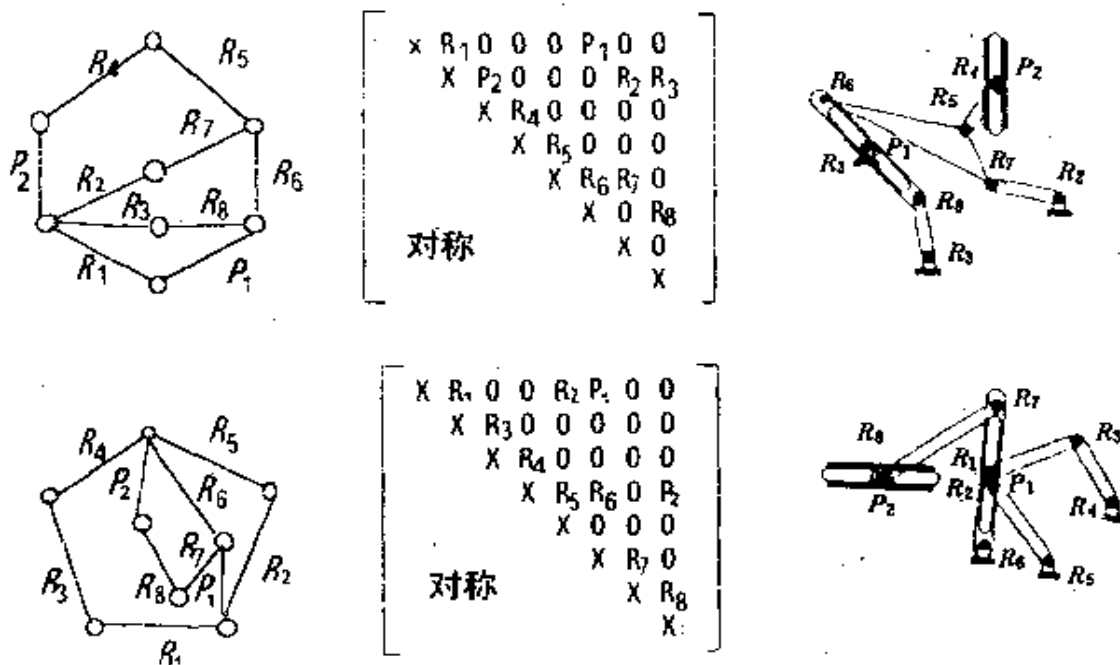


图 7-1

阵。这些邻接矩阵使这些图形的内容能够以简洁的形式存储起来。Lisp 程序语言能够高效地以列表数据结构形式表示机构的邻接矩阵的内容,它能快速操作(列举和查询)。最后需要判定图形的同构,从而避免从大量的图形中查询出不必要的同构图形。这里同构概念是指两种图形的点与点之间存在一一对应的关系。

三、基于知识的机构综合

要解决上述的机构创新设计问题,人工智能方法是最佳的选择。解决上述问题的关键在于利用某种可以得到的具有启发性的东西,例如,凭比较粗糙的经验方法或者是经验知识,来指导人们从大量的具有潜在解决问题的方案中寻找一种解决方法。在目前创造性机构设计(即机构综合)中,由于不存在机构的结构与功能之间的一一映射关系,要完全解决机构创新设计的自动化问题是非常困难的,因此,需要在设计上得到某种启发。

在设计基于知识的机构综合方法时,应当采用两种可供选择的解决问题的策略。第一是基于正向推理的策略,第二是基于反向推理的策略。两种方法都依靠搜索一个具有潜在解决问题方案的点或各种情况的树或领域。用简单的术语来讲,正向推理开始于确定一个问题的基本信息,试图向着问题解决状态推进。在这个过程中有各种中间状态,如图 7—2a 所示。而反向推理,则从问题解决状态向后推理,经历一些中间状态,朝向目标状态,如图 7—2b 所示。下面讨论这些基本推理策略在机构创新设计中的应用。

由于图论能够高效地以简洁的方式表示机构的结构,启发式搜索技术应用用于枚举机构的图形,从而避免不合理的搜索时间。使用正向推理的方法,把解决这一问题的基本信息提供给机构专家系统{MECXPRT}。部分基本信息为:

- 输入的数量(即这个机构需要多少输入)或机构的自由度;
- 输出数量(即这个机构输出数量是多少);
- 输入部分必须与机架相联;

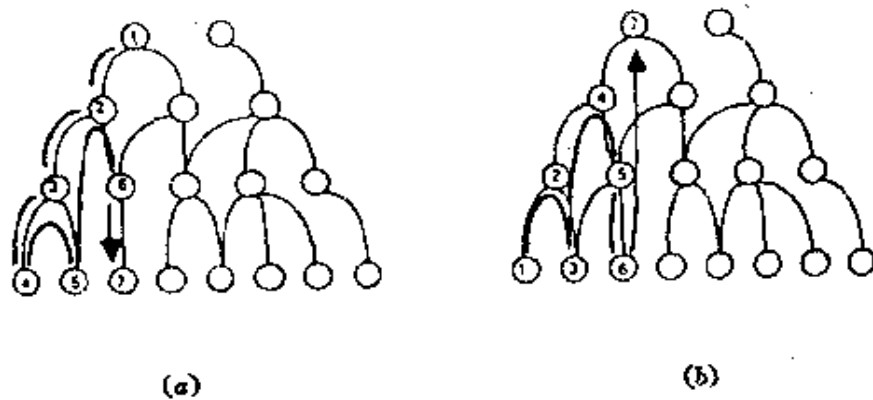


图 7-2

- 输入部分必须是移动副；
- 机构是否具有控制或导向的功能；
- 连杆数量的最大值；
- 独立环路数量的最小值。

伴随以上的信息,我们可据预先确定的知识,定义一些规则,用于限制搜索的空间,从而在有限求解空间内,搜索到能够满足特定功能要求和特定结构要求的机构形式。

规则 1:如果所设计的机构是实现轨迹导引,那么输出杆必须是一个浮动杆,即不与机架相连的构件;

规则 2:如果机构是函数发生器,那么输出杆必须与机架相联;

规则 3:如果在任何单回路中存在两个以上的移动副,那么机构的拓扑图是无效的;

规则 4:如果需要在机构中有刚体引导或控制回路,那么输出杆不应属于包含输入的那个回路,这也就是说,独立环的最小数量 L_{ind} 应大于等于 2;

规则 5:如果有 8 字型连杆曲线要求,那么可使用曲柄摇杆四连杆机构来生成;

.....

规则 N : 独立回路的总数 $>$ 所需要的与机架相联的构件数量 -1 。

机构回路数 L_{ind} 与机构自由度 W 可合并为一个表达式:

$$f = \sum_{i=1}^j f_i = W + \lambda \times L_{ind} \quad (7-1)$$

式中, λ 为构件的自由度, 对于空间机构, $\lambda=6$, 对于平面机构 $\lambda=3$; f_i 为第 i 运动副允许的相对运动数目。

基于式(7-1), 对于 $L_{ind}=3, W=1$ 的平面机构, 所有运动副的自由度数总和等于 10。注意, 在这种情况下, 由于需要两个独立输出回路分别用于引导两个活塞, 此外还需要一个四杆机构回路用于生成双环连杆曲线, 因此机构回路的最小数量应是 3。因为, 对一个泵来说, 高承载能力将是一个特别的设计要求, 由于转动副和移动副能以较大的接触面积传动力, 因此在机构中只能采用自由度为 1 的转动副 R 和移动副 P 。因此, 我们可确定连杆的数量等于 8, 即 $L=8$ 。根据 $W=1, L=7$ 可算出 $f=10$ 。据这些数值, 用计算机化方法, 列举出所有非同构的图形, 并且将不同的运动副标识符书写到图形的特定边界上。采用机构专家系统所生成的潜在的非可行机构如图 7-3 所示, 可行机构如图 7-4 所示。

仔细观察这个新设计, 能够看出, 对于第二个活塞缸中的活塞的每一次压缩冲程, 第一个缸的活塞将进行两次压缩冲程。这一特点将允许在泵的设计中, 第二个缸的活塞比第一个缸的活塞大(大多数双缸泵, 第二个缸的活塞小于第一个缸的活塞)。这样设计的泵, 允许抽气的体积流动速率提高, 并高于活塞缸小的第二个泵所能达到的流动速率。虽然经过这个设计阶段已枚举出运动学上的正确结构(即概念设计阶段), 但是, 在细节设计阶段还将处理伴随活塞阀门开启时间的确定问题, 其目的是为了最大限度地提高泵的热力学效率。此外, 还需要进行动力学分析以保证机构适当的平衡。

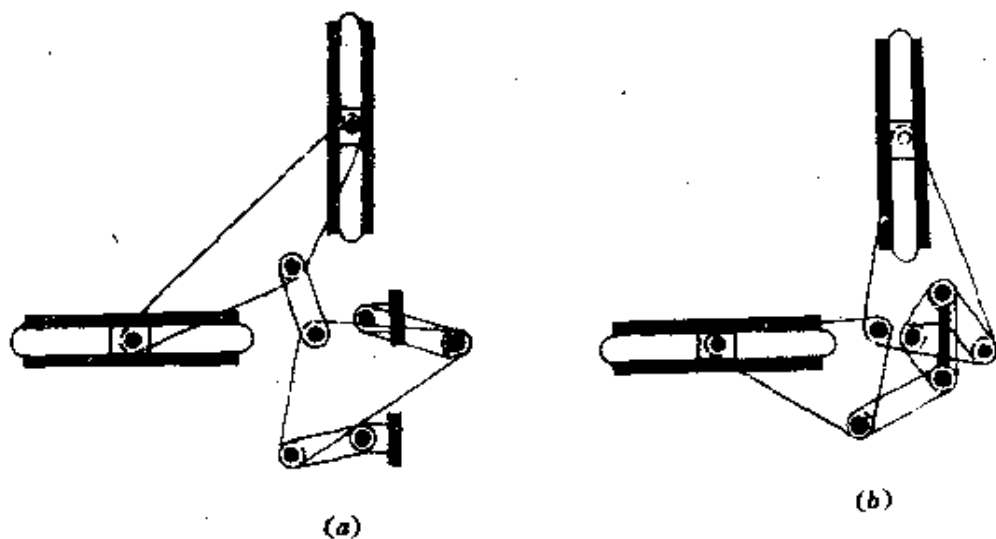


图 7-3

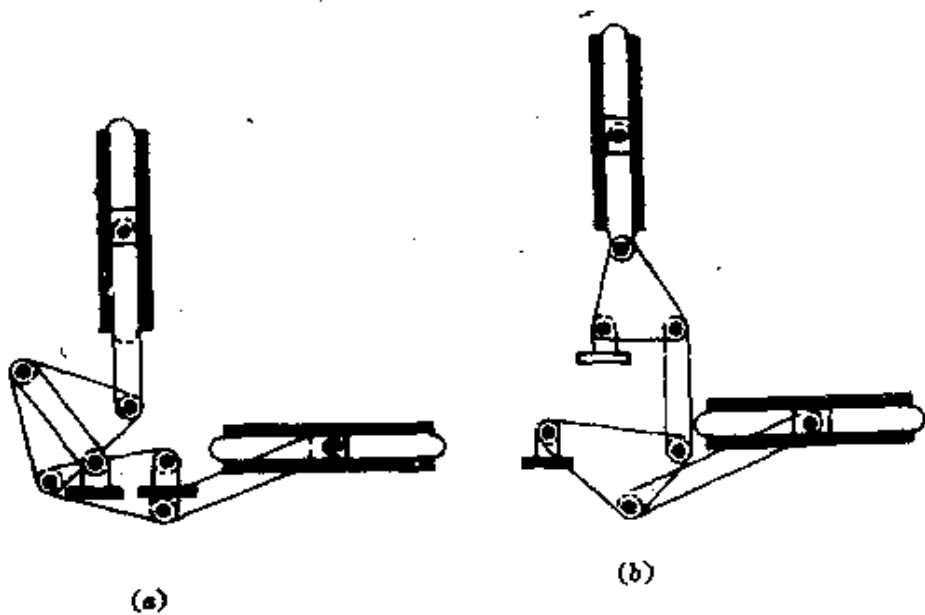


图 7-4

正向推理的主要优点是：能够系统和公正地列举出能够满足设计要求的所有潜在的机构形式。该方法的缺点是：它不能保证产生一致收敛解，且需要较长的设计时间。但这是从具有潜在解决方

案的领域中进行全面搜索所不得不付出的代价。

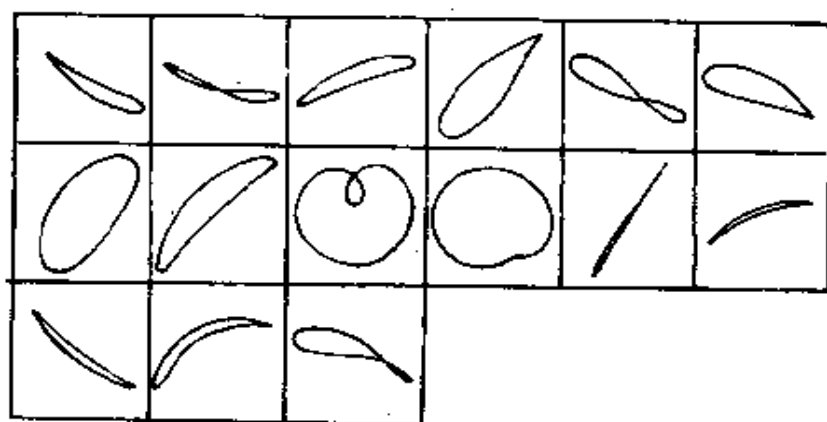
反向推理被称为模型匹配综合(PMS)。这种方法以预先要求的连杆曲线的形态、功能作为搜索的起点。这些连杆曲线的形态代表设计搜索领域的目标状态。设计工程师所要作的工作是使机构上的一点走出预先要求的轨迹来(这种解可利用第六章的富氏级数方法获得)。得到的这些连杆曲线,能够以与生成这种曲线的机构结构一一对应的方式被系统地描绘出来。通过采用基于神经网络计算的机器学习方法,上述这个过程已经能自动进行。采用这种方法,只要预期达到的目标状态(即连杆曲线)已经存在于系统连杆曲线知识库中,机构的设计问题就能够解决。同时,还能够修改这个机构的尺寸,这个机构尺度被预先存储在计算机中,用来产生特殊类型的连杆曲线,通过调整机构的尺度使连杆曲线更加符合设计要求。

反向推理的主要优点是:只要期望得到的解决状态预先输入到系统中,那么就能够保证得到机构设计问题的一个解决方案。曲线类型知识库的发展,能够满足这个问题的要求。此外,在PMS方法生成一个正确解决方案的过程中,避免了设计时间的无限性。

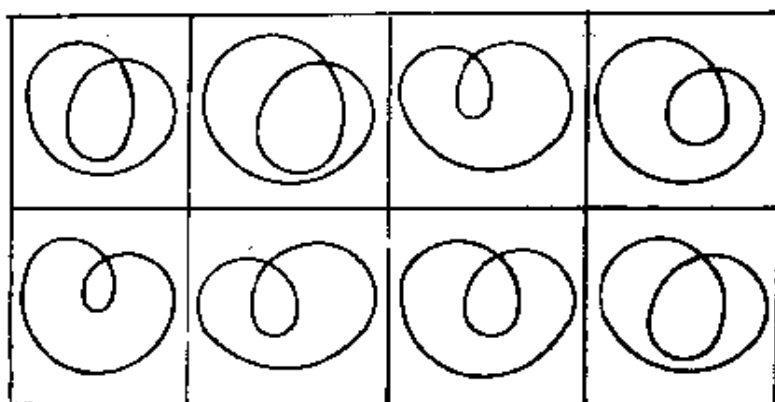
解决上述机构设计问题(即泵设计问题),要应用计算机这一创新设计工具。在工程师的控制之下,进行系统化的描绘、列举、运动分析和机构结构的图形动画。在运用反向推理方法来综合一个两冲程、双缸的泵机构时,机械工程师应仔细查看可能的连杆曲线类型图形库,会注意到第九个类型的曲线(图7—5a)具有提供两冲程、往复运动的潜力。通过对产生这种类型曲线的机构尺度作更进一步的调整,工程师能够获得满足某种期望的泵动力循环“吸气—排气”曲线,如图7—5b所示。并进而得到图7—6所示的可能的最终设计方案。

四、再设计

经过上述机构综合过程后,需要评价误差(如运动副的间隙和连杆的长度误差)对各种不同机构执行情况的影响效果。就目前而



(a)



(b)

图 7-5

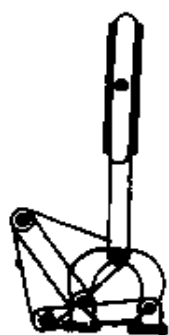


图 7-6

言,在这方面还没有可供借鉴的机构设计软件工具。

制造上的不准确,在期望得到的机构运动学效果中造成误差。这种运动学误差效果的估计,为定量评价机构对于制造不精确的敏感性提供了一种系统化的方法。这种敏感性就是机构固有的对于制造不精确的抵抗能力。显然,通过对这类问题的分析,能够获得一个关于机构的运动学性能质量的了解。解决这类问题的方法,既要考虑连杆长度公差又要考虑运动副的间隙,这两种情况都是由于制造误差引起的。对于这一类问题,通常采用比较有效的虚功原理。这一原理不仅能够应用于平面机构,而且还可以应用于空间机构,详细内容见参考文献[1]。

§ 7—2 机构创新设计专家系统(DOMES)

DOMES 机构创新设计专家系统,是由 Rhode Island 大学 Yang B 博士在其导师 Datseris P 教授等人的指导下完成的。该专家系统对一般的机构选型专家系统而言,因引入了自学习环节,使该系统更具有智能化。同时,由于机构型综合的方法论有了较大发展,并且能用 LISP 和 OPS—5 语言实现,使 DOMES 系统建立在相当高的自动化水平上,因而是目前最为先进的机构选型专家系统。

在 DOMES 系统中,与功能概念分离的结构和图论结合,完成下列三种任务:

- (1)枚举机构的所有图形类型;
- (2)识别满足结构要求的图形;
- (3)绘制与给定解一致的机构简图。

将 DOMES 系统应用于夹具机器人和可变冲程活塞发动机的设计,其应用结果表明:自动化智能技术能够有效地证实以往人工专家获得方案的正确性,同时系统还提供了能够满足设计要求的附加设计方案,并能检测出人工专家设计过程中的错误。基于完善

的理论和算法的软件能够对所有可行的设计方案进行完全的、无偏见的搜索。

DOMES 的另外一些特征是：

(1)用类比法依据以往解决问题的经验,认识和推理新的设计问题;

(2)通过与设计者进行交互式“质询”活动,取得信息后转化为 LISP 代码,并不断地扩大筛选准则知识库;

(3)能从筛选准则知识库中提取出与设计问题相关的筛选准则。

由于 DOMES 系统的这些特征,使其能够成为工程设计师的有力工具,尤其是在概念设计阶段。

一、理论基础

自 1960 年图论理论首次被应用于机构设计以来,它在机构分析与综合方面的应用得到了深入的研究。在图论中,封闭的图代表机构,顶点代表连杆,边代表运动副。1979 年 Freudenstein 和 Maki 提出了一种用于机构设计的“结构与功能分离”的方法。应用这种方法设计机构包括下列几个主要环节。

1. 结构的确定

基于图论的机构分析与综合系统方法得到了详细的探讨。机构综合过程包括以下几个步骤。

(1)确定机构的自由度。

(2)确定机构的复杂性,即机构的独立回路数。

(3)确定机构的运动方式,是平面运动还是空间运动。如果是平面运动,则自由度 $\lambda=3$,如果是空间运动,则 $\lambda=6$ 。

(4)确定机构中齿轮副、移动副的数量。通常系统以无齿轮开始,以便减少机构的成本。

(5)确定连杆对应的接点数,运动副对应的边数,从而建立自由度方程

$$W = \lambda(1 - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i$$

$$L_{\text{ind}} = i + j - 1$$

式中 W ——机构的自由度数；

λ ——自由数(平面运动是 3, 空间运动是 6)；

i ——连杆数或(图的)节点数；

j ——运动副数或(图的)边数；

f_i ——第 i 个运动副的自由度；

L_{ind} ——独立回路数。

联立这两个方程, 并注意到齿轮副有 2 个自由度, 其余杆的自由度都是 1, 解得连杆数 i 和运动副数 j 为

$$i = W + (\lambda - 1) \times L_{\text{ind}} - j_G + 1$$

$$j = W + \lambda \times L_{\text{ind}} - j_G$$

式中 j_G ——机构中齿轮副的个数。

(6) 从已有的图形目录中找出与节点数、边数相对应的唯一图形。

(7) 在这些图上标注设计允许的转动副、齿轮副、移动副, 使这些图成为唯一的标注机构图。

(8) 绘制与每一个标注机构图相对应的机构简图。

2. 功能确定

功能要求来自机构设计的总体目标, 如高效、低费用、小尺寸等。这些性能要求最终转化为设计准则。在整个设计过程中, 选取设计准则是最重要的一步, 这主要依赖于设计者的专业技能和经验。

3. 用结构和性能准则进行机构筛选

用结构和性能要求删除那些不满足设计要求的机构, 得到可选的设计方案, 但还需对这些可选的机构做更详细的评定。应用这些准则进行机构筛选时, 如果所有机构都不符合要求, 那么通过改变独立的运动回路数 L_{ind} , 或(和)齿轮副 j_G 的个数, 重复筛选过

程。

该方法已用于几种机构的设计,并取得了成功,整个设计过程都是手工进行的,手工方法有以下几个局限:

- (1)一些满足要求的设计方案可能被忽视;
- (2)一些貌似不同,其实相同的机构可能被重复考虑;
- (3)设计过程繁琐而费时;
- (4)设计依赖于设计者的经验和技能。

最近,人们试图将机构设计理论与人工智能结合,使设计过程自动化。已经开发了应用于夹具机器人设计的 TYSES 系统。尽管在 TYSES 系统的开发和其它方面的研究有重大成果,但仍然没有实现机构类型综合的自动化。

在 DOMES 系统中,提出了一种新方法,即将上述设计过程综合起来,形成一专家系统,由计算机完成选形设计的全过程。该系统的主要特点为:

(1)能依据系统以往解决问题的经验,通过类比法,认识和推理新的设计问题,因此,设计者不必经过整个设计过程,就能在相当短的时间内解决设计问题。

(2)该系统能不断地扩大其知识库。在设计者参与下,通过人机“质询”,获得信息,并转化为 LISP 代码。因此,它能在设计工程师的最小帮助下,充当一个半自动化的知识获取工具。

(3)能选取与确定问题相关的设计准则,并将它们用作机构筛选规则,删除那些不符合结构和性能准则要求的机构。

(4)能产生满足构件数与运动副数要求的所有非同构的未标注图形,这保证了设计解的全面性。

(5)一旦给出齿轮副、移动副、转动副,系统就能迅速地为未标注图提供完整的标注图。当设计者改变运动副类型时,系统就会按新的规定提供一套新的标注。

(6)利用已知尺寸和图形库,应用设计准则,系统便能绘制出与标注图相对应的机构简图。

二、专家系统的描述

完整的 DOMES 系统是由处于核心的设计专家和在设计专家系统中称之为边缘模块的模块组成,如图 7—7 所示。下面将详细描述设计专家模块和知识库模块,对未标注图产生模块、标注图产生模块和机构图绘制模块只作简单介绍。

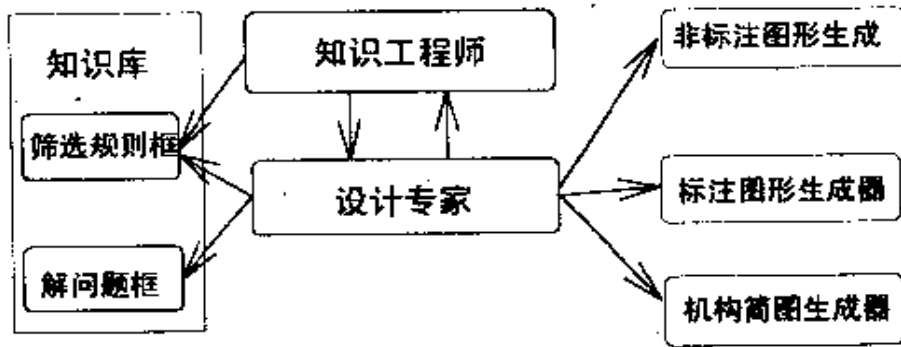


图 7—7

1. 设计专家模块

设计专家模块的主要目的是通过调用辅助模块,协调整个设计过程。设计专家能根据以往解决相似问题的经验,应用类比法,认识和推理新设计问题,也能不断地扩大其筛选规则知识库。

2. 现有解问题框架

该框架中存有系统成功地解决了设计问题的结果和重要特征。表 7—1 表示了标准的问题框架结构。

(1) 结构属性

这一模块表述机构的结构属性,例如机构的自由度、独立运动输入数量、 λ 值、空间机构还是平面机构,以及有几个齿轮副等。

(2) 表达属性

这一模块表述与机构设计问题相关的属性特征。如活塞、曲柄、控制回路等是活塞问题的代表特征。

如果两个问题有相同或不同的结构和表达属性,我们就说这两个问题相同或不同。如果两问题有相同的结构属性,但表达属性全部不同,则认为这两个问题是相似的。

3. 准则框架

该框架中存有筛选准则的重要特征。表 7—2 表示了标准的筛选准则框架结构。

(1) 筛选准则之相关函数

它通过检查设计问题的属性,确定准则是否与该问题相关。

(2) 筛选准则之筛选函数

为确定标注图是否符合筛选准则的规定而设制的函数。经某一筛选准则检查,确认为符合要求的图被保留下来,并接受附加准则的检查。每一准则的筛选函数都被存放在自身的准则框架中。

(3) 问题的相关向量

它是一张由 0 向量和 1 向量组成的向量表列,相关向量的长度等于当前知识库下系统中筛选准则的总数。譬如,相关向量的第三元素所代表的筛选准则的标识码是 3,如果设计时某准则与设计问题有关,就将相关向量的对应元素置 1,否则置 0。

表 7—1 典型解问题框架结构

(1)Id	存储解的编码
(2)Class	存储解的类型
(3)No. — output	存储输出运动的数量
(4)Deg. — Freedom	存储机构的自由度
(5)Type — Mecl.	存储机构类型
(6)No. — Indep. — Loop	存储独立回路数
(7)No. — gear — used	存储齿轮副数目
(8)No. — Slider — Used	存储移动副数目
(9)No. — Vertices	存储机构连杆数量
(10)No. — Edges	存储机构铰链点数
(11)Key — Representative Attrib.	存储解的特征,(曲柄、移动副、控制回路等)
(12)Relevance Vector	存储解的最后相关矢量
(13) Results	存储解的最后结果和图形

表 7—2 典型准则框架结构

(1)Id	存储准则的识别编码
(2)Explanation	存储准则的简短解释
(3)Criterion Type	规则类型
(4)Key— words	存储问题的关键词
(5)Relevance—fn	存储作用的名称,当应用时,置相关元素伴随元素为 1,否则为 0。
(6)Rejection—fn	存储作用的名称,当应用在一系列图形时,删除不满足准则的图形。

4. 设计专家系统

设计专家的流程图如图 7—8 所示。首先,确定问题的所属类别。如果问题不属于系统已有的类型,那么系统就产生一个新的类别。

如果当前问题属于系统已有问题类型,那么系统就将显示该问题的结构和表达属性。这些属性来自于已有的问题框架。此时,要求设计者决定:当前问题与已被解决的问题是相同、相似还是完全不同。

(1)情形 1:相同问题

对于这种情况,系统不再经过整个设计过程,就能将最终结果显示出来。这个结果来自已有问题框架。

(2)情形 2:相似问题

对这种情况,系统自动产生一新向量,然后搜索筛选准则表列和已有问题的相关向量。如果某条筛选准则与当前问题的结构属性相一致,就将新向量的对应元素置 1,如果在某些条件下,筛选准则与结构属性相冲突,就将新向量的对应元素置 0。

对于情形 2,在完成上述过程后,系统向设计者提问:是否要规定附加的筛选准则。这时期望设计者回答“是”,因为当前问题是属于相似或不同的情形。然后系统调用知识模块,建立附加筛选准

则,各准则都有自己的准则框架,框架中有相关函数、筛选函数等,系统的知识库自动修正。如果所有的图在未被所有的准则检查前就已被淘汰,那么系统就跳过别的筛选准则,设计过程停止,输出相应信息。否则,输出符合筛选准则要求的设计图解,作为设计结果。在此阶段,设计者有机会决定该结果是否与设计规定相符,是否还需要补充筛选准则。如果不需要,就将设计结果及该设计问题的属性一起存进新产生的问题框架中,留待以后参考。

如果设计者认为还需要补充一些筛选准则,那么再次调用知识工程模块,重复上述过程。

最后,原有向量与新向量溶合在一起。上述过程不断循环,直到设计者对结果满意。一旦循环结束,设计结果就被存放在已有问题框架中。

(3)情形 3:不同问题和不同种类的问题

这种情形的设计问题与系统中已有的任何问题都不同,或是属于一种新类别,或是系统解决的第一个问题(即系统中还没有已有问题框架)。这时要求设计者输入设计问题的规定参数及结构属性,包括运动输出数, λ , L_{ind} 等。依据这些参数确定连杆数、运动副数和运动副类型,如移动、滑动副、齿轮副等,以及每种类型的数目。

然后,系统从图形目录中得到一套与上述结构属性相一致的未标注图,并作出与输入规格相一致的标注图。这些标注的图是可供选择的机构,也是潜在的设计方案。同时,系统产生一个初始向量,其长度等于系统当前知识库中筛选准则的个数,并将向量各元素置 0。然后调用筛选准则的相关函数,判断准则是否与当前问题相关,将向量的对应元素分别置 0 或 1,并显示出系统默认为与设计问题无关的所有准则,设计者可以否决系统的默认值,确认这些准则与当前问题有关。除此之外,系统还询问设计者,是否需要补充一些附加准则。再后的各步骤,则与相似的情形相同。

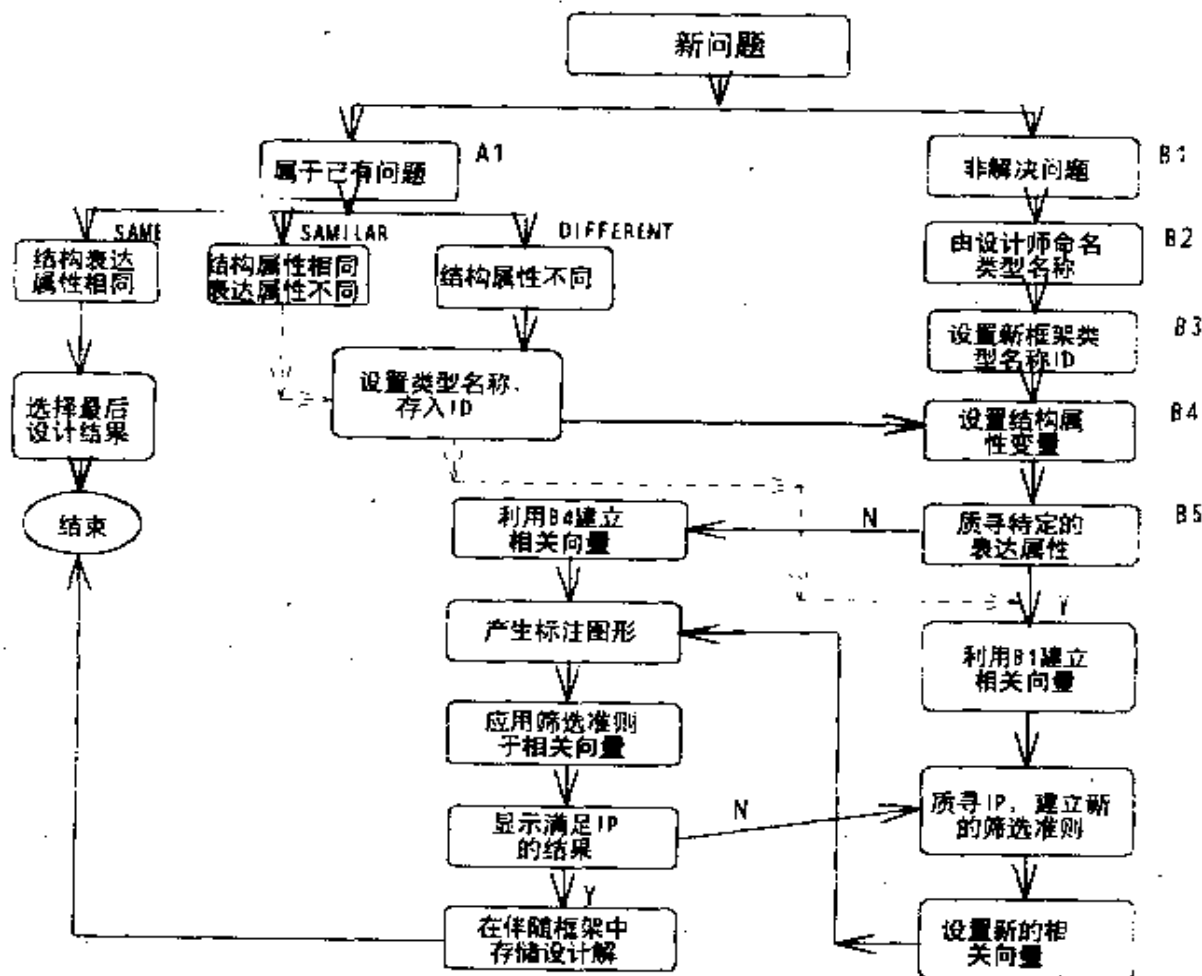


图 7-8

5. 知识工程师模块

该模块是专家系统自动获取知识的程序模块。它使系统建立筛选准则的能力不断增强。该程序允许设计者依据连杆数和独立回路的属性规定约束条件,并将这些条件转化为用 LISP 代码表示的筛选准则,用以检查是否对图形适用。如果约束条件对图形生效,就将该图舍去;否则,用别的准则检查图形。事实上,筛选准则是依据系统的知识库而建立的,设计者的经验被转化为筛选准则的相关函数和筛选函数。这些函数和筛选准则和其它信息一起被存放在准则框架中。因此,通过使用该程序,系统能在人为干预下,

将由“质询”时获取的信息,自动转化为相应的 LISP 代码,并存放在相应的准则框架中。该模块对专家系统的整体功能有着十分重要的作用。设计者可以不具有图论知识和 LISP 编程知识。

(1)知识工程师模块的基本概念 任何机构的图形都是由两类要素组成,即图的顶点和独立回路。图的顶点代表机构的连杆,独立回路代表由不同的运动副连接成的各顶点间的相互连接关系。顶点是由与其相连的运动副类型决定的,独立回路的特性由以一定次序连接着的运动副和连杆来表达。既然任何图形都是由独立回路组成的,而独立回路又是由顶点和运动副组成,那么,图形的特性就可由独立回路、运动副和连杆来表示。

将筛选准则具体化的主要工作,可分为六大类,如表 7-3 所示。

(i)确定特殊属性关系值,也即确定任意顶点的几种属性值关系值。例如,THE VALUE OF PROPERTY “TYPE” SHOULD NOT BE EQUAL TO (G P R) FOR ANY VERTEX。

(ii)确定满足其一种或几种属性值特殊关系的顶点数极限(用 $>$, $<$, $>=$, $<=$ 符号表示)。例如,THE NUMBER OF VER-TICES WHOSE “TYPE” PROPERTY HAS VALUE (P R) SHOULD NOT BE GREATER THAN 1。

(iii)确定涉及属性值的关系,或确定包含于独立回路的几种属性值。例如,NUMBER OF GEAR PAIRS SHOULD NOT BE MORE THAN 1 FOR ANY INDEPENDENT LOOP。

(iv)确定满足涉及其属性值之一或几个的独立回路数目(用 $<$, $=$, $>$, $>=$, 和 $<=$ 等特殊符号表示)极限。例如,NUMBER OF INDEPENDENT LOOPS WITH A SLIDER PAIR IN IT SHOULD NOT BE MORE THAN 1。

(v)确定图形中特定顶点的几个特殊属性值。例如,THE VERTEX REPRESENTING “PISTON” MUST HAVE ITS “TYPE” PROPERTY-VALUE AS (P R)。

(vi)确定图形中特定独立回路的一个或几个特殊属性值。例如, THE INDEPENDENT LOOP REPRESENTING “DRIVE” LOOP MUST NOT HAVE A SLIDER PAIR IN IT 由(v)和(vi)产生的筛选准则是相关性准则,因为这些准则所涉及到的顶点和独立回路是由问题的设计规则决定的。

由(i)、(ii)、(iii)和(iv)产生的筛选准则,仅仅依赖于问题的结构属性,这些准则所涉及的顶点和回路,在本质上是通用的,因而适用于具有该种结构属性的机构。遇到有特殊顶点或回路的情况,要先对顶点和回路定义,再对它们的属性进行说明,这些定义可以为:地脚、活塞、驱动回路等。

(2)知识工程中的算法 该程序使用了 LISP 代码模板,该模板与筛选准则的类别和问题的特性有关。将设计问题的规定说明输入到模板中,执行结果是筛选准则函数,它被存放在准则框的“筛选函数”所在的位置。

该程序也能用同样的方法,使用相关描述菜单和 LISP 代码模块,为每一个筛选准则建立相关函数。相关准则的相关函数被存放在准则框的“相关函数”所在的位置。

表 7-3(a) 顶点的属性和可能的伴随关系

属 性	可能的关系
型(表达连接顶点的边)	可以等于或不等于给予的设置,例如(P R)或(G P R)
附带度	可以是<,=, ≥, ≤ 给定数量
特定类型附带边的类型	可以是<,=, ≥, ≤ 给定数量
特定回路中的关系	
相邻的连接副	由一类边连接到定点上,或由一类边非连接到顶点上
名称	相同顶点不能重名

表 7-3(b) 独立回路的属性和可能的伴随关系

属性	可能的关系
型(由一系列点和边及它们的连接关系表示)	可以等于或不等于给定的系列
顶点的关系	可以有或者没有特定的顶点作为其成员
特定类型边的关系	可以有或者没有特定的边作为其成员
特定类型边的数目	可以是(,)=, ≥, ≤给定量
临近回路享有边	能或不能与给定的回路以一系列公共边邻接
名称	相同的边不能重名

6. 非标注图生成器

该模块的目的是生成由顶点与边组合而成的非同构图形, 以及一个与顶点和边组合相对应的图表目录。判定未标注图同构性的算法有很多, 国内主要以曹惟庆教授关联度码识别运动链同构的方法为代表。在 DOMES 系统中, 使用的算法包括以下几个步骤:

- (1) 依据机构的一组参数描绘一张机构图;
- (2) 依据性质不同的回路描绘机构图;
- (3) 将上述第 2 步中图的顶点用其所在范围内的直角代替;
- (4) 重复(1)、(2)、(3)步做出所有的图形;
- (5) 如果由此产生的两套图形相同, 就认为它们同构, 否则认为是非同类型。

7. 标注图形生成器

在非同构非标注图形生成后, 通过给出“G—TYPE”边——齿轮副; “P—TYPE”边——移动副; “R——TYPE”边——转动副等标注, 就可以生成所有非同构的标注图。检查标注图的同构性算法的主要步骤有:

- (1) 依据机构一系列的属性列表,描述一张图。
- (2) 对确定的回路,绘制与标注图形相对应的非标注图形。
- (3) 将(2)所做图的顶点用(1)提供的属性表所列的类型替代。
- (4) 在回路的每对顶点间插入(1)提供的属性表所列的运动副,此时(2)的图就成为按不同属性标注的确定回路。在该回路中,顶点和与其相连的边是由其所代表的连杆和运动副类型所
- (5) 重复(1)、(2)、(3)、(4),作出所有图。
- (6) 如果由此产生的两套图相同,则认为它们是同构的,否则就是不同类型。

8. 机构简图生成器

该模块的目的是绘制与标注图相一致的机构。该模块使用已知尺寸的运动副,并将它们置于已知位置。这些位置满足由标注图所确定的相互连接之间的位置约束。通过图中所有的独立回路,确定铰链位置。若回路终止于机架,于是就得到一个机架铰链的位置。

参 考 文 献

- 1 Hoeltzed D A and Chieng W H. Knowledge-based Approaches for the Creative System of Mechanisms. *Computer Aid Design*. 1990 22(1):57-67
- 2 Yang B *et al.* Investigated System for Design of Mechanisms by an Expert System-DOMES; Theory and Applications. *Trans. of ASME, J. Mech. Design*. 1991 113:25-31