

机械最优化设计 及应用实例

张济川 主编

新 时 代 出 版

TH122

49

机械最优化设计 及应用实例

张济川 主编

新时代出版社

内 容 简 介

本书较系统地介绍了最优化方法的理论及其在机械设计中的应用。第一章介绍各种机械优化设计数学模型的建立方法。第二章介绍优化设计中将要用到的有关数学基础知识。第三、四、五各章介绍机械设计中常用的一维设计问题的优化方法、多维无约束设计问题的优化方法和多维有约束设计问题的优化方法。第六、七、八各章分别介绍优化设计方法在一般工程问题和各种机械优化设计问题中的应用实例。最后,为了便于读者自学,在附录中介绍了常用的数值计算方法 and 几种常用优化方法的源程序以供读者选用。

本书可供从事机械设计以及生产的工程技术人员参考,也可作为工科大学机械类专业学生和研究生的教材或教学参考书。

机械优化设计应用实例

张 齐 翔 编

责任编辑 方 斌

新 华 出 版 社 出 版、发 行

(北京市海淀区紫竹院南路23号)

(邮政编码 100044)

新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印刷

850×1168毫米 开本32 10.625印张 278千字

1990年7月第1版 1990年7月北京第1次印刷

印数: 0,001—3,565册

ISBN 7-5042-0076-X/TH3 定价: 6.50元

前 言

机械最优化设计方法是 60 年代初，随着电子计算机的广泛应用并引入设计领域后，逐步形成的一门新学科。最优化设计方法的理论基础是数学规划论。数学规划是一个直接用来解决生产实际问题的、重要的数学分支。工业生产中常用的优选法、运筹学以及正交设计等都属于数学规划的范畴。

生产实践中的大量事实证明，利用数学规划方法解决某些生产实际问题，可以取得高质量、高效率 and 低消耗等明显效果。在数学规划论基础上发展起来的最优化设计方法，不仅可以提高设计精度，而且可以解决传统设计方法所不能解决的复杂设计问题；不仅可以获得可行的设计结果，而且可以得到若干可行结果中的最优结果。

近年来，随着电子计算机的普遍应用，优化设计方法也在一般工程技术领域和设计部门得到推广并受到广大工程技术人员的重视，且已取得了一些可喜的成果。机械最优化设计方法的出现，正在改变着传统的设计构思方法和有关设计方法的教学内容。很多工科院校在探索改革设计系统课程的结构时，将优化设计方法和计算机辅助设计等新的设计方法引进教学内容，作为学生必修或选修课的内容。很多在生产第一线上从事工程设计和机械设计的工程技术人员，把优化设计方法作为继续学习的内容，迫切要求掌握这种新的设计理论和方法，以解决工程问题和产品的合理设计问题。

为了满足广大工程技术人员的要求和工科院校的教学需要，我们于 1980 年为机械类专业的学生编写了机械最优化设计讲义，并先后在机械类专业的选修课和为社会举办的培训班上试用。本书就是在多次试用并结合学习国内外有关书籍和总结科研成果的

基础上编写成的。

根据内容的性质，全书可划分为五个部分：第一部分是绪论，实际上是机械设计方法概论，概括地叙述了设计方法的演化过程和最优设计方法的特点；第二部分是机械最优设计的数学模型，主要介绍各种机械设计问题的数学模型的建立方法和原则；第三部分和附录是机械最优设计问题的有关数学基础，编写这部分内容的目的，是帮助读者回顾、整理和充实一些最优设计中将要用到的必要的数学知识，以加强学习的连贯性；第四部分包括从第三章到第五章的内容，是机械最优设计的理论和方法，其中主要介绍机械设计中常用的、效果较好的若干种优化方法，在各种优化方法的阐述中，注意了求优过程的几何描述，以适应工程技术人员重物理概念，重几何意义以及习惯于通过几何描述来理解理论本质的特点，力图使复杂的抽象的数学问题形象化，便于理解；第五部分是应用实例。在附录中还附有几种常用的典型优化方法的源程序，供读者选用。

本书中的计量单位采用国家规定的法定计量单位制。个别的实例中为了利用已有的数表或线图，在注明法定单位的同时，在括号中给出了旧的单位和数值，供读者参考使用。

本书的第一章到第八章的第四节由张济川编写，第八章的第五、六节和附录部分由薛淑琴编写，全书由张济川主编。

由于作者的水平和经验所限，书中难免存在不少缺点和错误之处，望读者给予批评、指正。

作者

1987年2月于北京

目 录

绪论	1
一、机械的设计过程	1
二、机械设计方法的演化	1
第一章 机械最优化设计的数学模型	13
§ 1-1 机械设计问题的解析表达式	13
§ 1-2 机械最优化设计的数学模型	22
第二章 最优化方法的有关数学基础	35
§ 2-1 概述	35
§ 2-2 误差知识	35
§ 2-3 插值多项式	38
§ 2-4 函数逼近	46
§ 2-5 向量运算	57
§ 2-6 函数的极值和等值函数	63
§ 2-7 函数的变化率和梯度	75
§ 2-8 函数的约束极值	82
§ 2-9 数值计算的迭代法	89
第三章 一维设计问题的最优化法	92
§ 3-1 概述	92
§ 3-2 搜索区间的确定	93
§ 3-3 多项式逼近法	96
§ 3-4 0.618法(黄金分割法)	100
第四章 无约束多维问题的最优化方法	108
§ 4-1 概述	108
§ 4-2 坐标轮换法	109
§ 4-3 梯度法	114
§ 4-4 随机搜索法	118
§ 4-5 牛顿法	120

VI

§ 4-6	变尺度法	124
§ 4-7	鲍威尔 (Powell) 法	130
第五章	约束多维问题的最优化方法	148
§ 5-1	概述	148
§ 5-2	约束随机搜索法	149
§ 5-3	复合形法	158
§ 5-4	可行方向法	159
§ 5-5	拉格朗日乘子法	167
§ 5-6	罚函数法	170
§ 5-7	多目标函数的优化方法	185

应用实例

第六章	一般工程问题的优化设计	193
§ 6-1	最大容积问题的优化设计	198
§ 6-2	生产任务的最佳安排问题	194
§ 6-3	运输问题的优化设计	195
§ 6-4	下料问题的优化设计	196
§ 6-5	片簧式离心调速器优化设计	198
§ 6-6	根据重量最轻和工作稳定的要求优化设计单圆盘轴	202
§ 6-7	阻力最小滚动导轨的优化设计	205
第七章	机构的优化设计	209
§ 7-1	再现函数关系的平面四杆机构的优化设计	209
§ 7-2	冲压机主运动机构的优化设计	213
§ 7-3	六杆仿生手指机构优化设计	217
§ 7-4	机械手肘机构的优化设计	228
§ 7-5	凸轮机构的优化设计	235
第八章	机械零部件的优化设计	240
§ 8-1	圆柱齿轮减速器的优化设计	240
§ 8-2	行星齿轮传动机构的优化设计	246
§ 8-3	钢丝滚道滚动轴承的优化设计	252
§ 8-4	滑动轴承的优化设计	255
§ 8-5	圆柱螺旋压缩弹簧的优化设计	263

§ 8-6 数控机床伺服进给传动系统的优化设计	266
参考文献	276
附录	277
附录 I 复合形法计算程序	277
附录 II 混合罚函数法 (调用鲍威尔法) 计算程序(FORTRAN)	288
附录 III 常用数值计算方法	303
一、差分	303
二、最小二乘法及三次样条插值	306
三、数值积分	310
四、常微分方程的数值解	315
五、方程的根	327
六、线性方程组	329

绪 论

一、机械的设计过程

任何一个理想的机械产品的产生都要经过科学的设计过程。这个设计过程包括调查研究、选择和拟定方案、对选定的方案进行分析计算、结构设计、对设计结果进行分析和评价以及对产品进行试用和进一步修改等环节，各设计环节之间又互为条件，相互制约，构成一个有机的整体，即是一个完整的设计过程。严格地执行这一科学的设计过程，需要设计人员付出巨大的精力和时间。过去，由于设计方法落后，计算手段不利和缺乏评价设计方案优劣的科学标准，往往是设计周期不仅冗长，而且所设计的产品又多是“傻大黑粗”，造成原材料的浪费。

随着现代科学技术的发展，新技术、新材料、新工艺和新方法不断出现，而且随着工农业生产的发展以及人民生活水平的提高，对产品的质量和品种的需求也不断提高，产品更新换代的周期大大缩短，这就要求设计方法要不断改进，提高设计质量，缩短设计周期，以满足生产需要。正是由于这一原因，一个以利用现代最新技术和理论作改进设计方法的新潮已经蓬勃兴起，而且已经取得明显的效果，使设计过程大为缩短，设计质量不断提高，逐步形成了一整套科学的有效的设计理论和方法。最优化理论和以它为基础的最优化设计方法就是一种有效的现代设计方法。

二、机械设计方法的演化

设计方法是直接影响产品质量的中心课题。在相同的工艺条件下，产品质量的好坏、性能的优劣，主要决定于设计质量。任

何一个优良的产品都是精良设计的结果。在科学技术飞速发展的今天，对于机械产品，不仅要求质量好，性能可靠，而且要适应不断提高和不断变化的市场需要，产品更新换代的周期要不断缩短，因此要求设计的速度加快，以适应市场变化的需要。

设计方法的演化是与生产的发展相关联的。设计方法既受生产发展的推动，同时设计理论和设计方法的改进又依赖于数学方法和运算工具的发展水平。

1. 经验设计法

在技术落后又缺乏先进的设计知识的情况下，人们常根据自己的工作经验或参考现有设备或产品的结构进行模仿或半模仿设计。在设计过程中，根据设计要求，设计者可能只改变仿制对象的部分结构或部分参数，其余部分基本照抄。对于修改部分也只是根据经验公式进行验算，只要满足经验公式，即认为设计是满意的。目前，这种方法仍在相当大的范围内使用，因为这种方法简单，设计工作量小，周期短。但这种方法由于缺乏对所模仿对象全面的理论分析，因此具有一定的盲目性，从而也无法评价设计的技术经济价值在绝对意义上的优劣，只能与被模仿产品作相对比较，作局部改进。

2. 图解法

图解法和图算法多用于简单的机构设计和简单零部件的设计，是本世纪40年代开始发展起来的一种简易设计方法。

图算法是借助于一定的理论公式，将设计参数编成图尺，组成算图，通常称之为诺模图。设计时，根据已知参数可直接从算图上找到所需的设计参数。

例如，在圆截面螺旋弹簧的设计中，可利用图0-2所示的诺模图进行辅助设计。根据机械零件的知识，当弹簧圈中径为 D ，簧丝直径为 d 的拉簧受轴向载荷 P 作用时，在簧丝的横截面上将产生剪力和扭矩。根据螺旋弹簧的剪切强度条件和弹簧变形的刚度条件，弹簧的最大承载能力和变形量按下式确定：

$$P = \frac{\pi d^3 [\tau]}{8 D k} \quad \text{N}$$

$$\lambda = \frac{8 P D^2 n}{G d^4} \quad \text{mm}$$

式中 $[\tau]$ ——弹簧材料的许用剪应力, MPa;
 G ——弹簧材料的剪切弹性模量, MPa;
 λ ——弹簧变形量, mm;
 n ——弹簧的有效圈数;
 k ——弹簧曲度系数, $k = (4c_0 + 2)/(4c_0 - 3)$;
 $c_0 = D/d$, 称为弹簧指数. k 值可从图 0-1 查得.

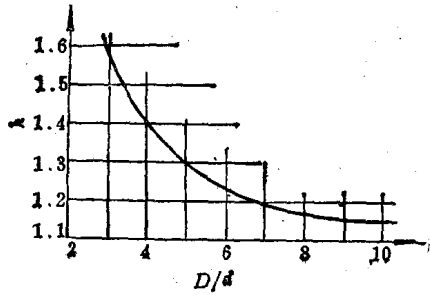
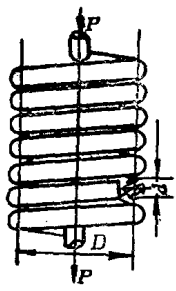


图0-1 螺旋弹簧曲度系数

计算螺旋弹簧的诺模图由 7 条轴线组成, 轴线 A 、 B 为辅助轴, 如图 0-2 所示。例如, 已知一螺旋弹簧直径 $D=90\text{mm}$, 簧丝直径 $d=12\text{mm}$, 弹簧材料的许用剪应力 $[\tau]=392.3\text{MPa}$ (4000kgf/cm^2), 求弹簧能承受的载荷和最大变形量。

首先根据给定的弹簧指数 $D/d=7.5$ 由图 0-1 查得 $k=1.18$, 则 $[\tau]/k=332.5\text{MPa}$ (3400kgf/cm^2)。连接 D 轴上的 90 和 d 轴上的 12, 将连线向两边延长交 A 轴于 a 点, 交 B 轴于 b 点; 连 $[\tau]/k$ 轴上的 332.5MPa (3400kgf/cm^2) 和 a 点, 交 P 轴得 $P=2451.8\text{N}$ (250kgf); 连 $[\tau]/k$ 轴上的 3400 (kgf/cm^2) 和 b 点, 交 λ/n 轴得 $\lambda/n=9\text{mm}$ 。设弹簧的有效圈数 $n=8$, 则 $\lambda=9 \times 8=72\text{mm}$ 。

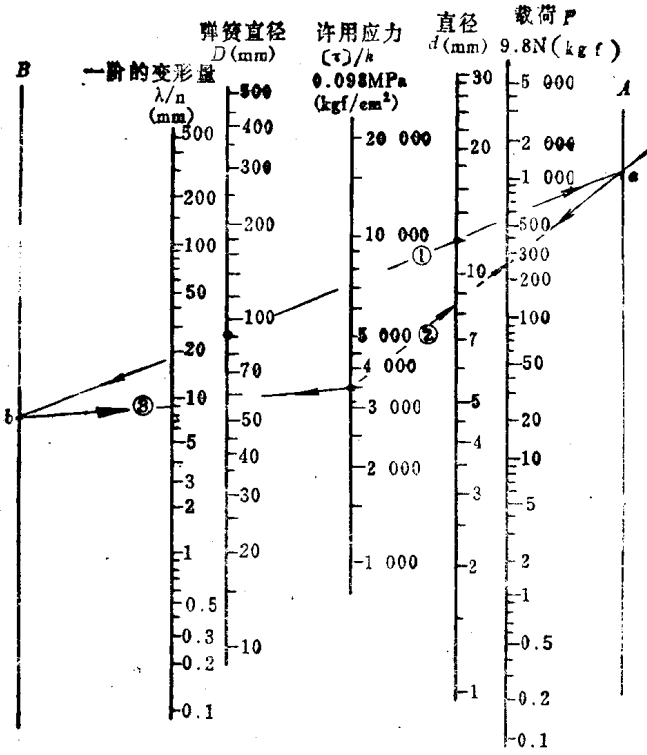


图0-2 圆截面螺旋弹簧诺模图

(图中标度尺“许用应力 $[\tau]/k$ 及载荷 P ”的刻度值是按原单位 kgf/cm^2 及 kgf 标注的)

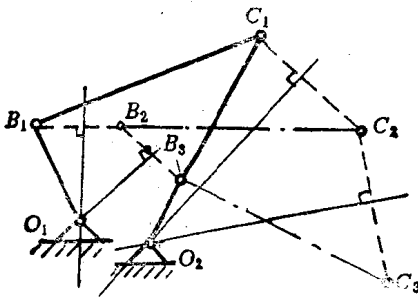


图0-3 用图解法设计四杆机构

图解法是建立在以运动几何学作基础的一种实用设计方法，主要用于简单机构的运动学设计。例如，图 0-3 所示的铰链四杆机构，根据某种特定的工艺动作要求，希望当两连架杆分别绕各自的固定轴转动时，连杆 BC 必须与给定的三个空间位置 B_1C_1 、 B_2C_2 、 B_3C_3 相重合，要求设计四杆机构的尺寸。

因为连杆的两端点 B 、 C 为绕定点转动的两连架杆与连杆的铰接点，因此 B_1 、 B_2 、 B_3 三点应在同一圆周上，其圆心即为左连架杆的固定铰链中心。为此分别作连线 B_1B_2 和 B_2B_3 的中垂线，两中垂线的交点 O_1 即为左连架杆的固定铰链中心。同理，作 C_1C_2 和 C_2C_3 的中垂线，两中垂线的交点 O_2 即为右连架杆的固定铰链中心，从而得出所要求的铰链四杆机构 $O_1B_1C_1O_2$ 。各杆的长度可在一定比例尺下从图中量得。该机构的连杆必能再现给定的三个空间位置。

这种方法的优点是：对于简单的设计问题，其几何概念清晰，简单易懂；其缺点是只能解决简单的位置设计问题。如果要求机构再现更多的位置，例如五个位置以上，这种方法就很难得解。对于要求再现运动规律的设计，例如，要求机构从动件的角速度按给定的某种函数关系变化时，图解法将无能为力。

对于要求再现轨迹的机构设计，常采用另一种图解法即利用连杆曲线的设计方法。连杆是作复杂运动的构件。根据连杆机构的性质，机构在运动过程中，连杆上不同的点具有不同的轨迹，而且，当各杆的相对长度改变时，同一连杆点的轨迹也将改变。因此，可以利用各种不同的杆长比和连杆上的不同点以获得形状各异、种类繁多的连杆点轨迹曲线，简称连杆曲线。图 0-4 所示就是连杆曲线图谱中的一组连杆曲线，其各杆相对长度的比例为 $b/a = 2.5$ ， $c/a = 2$ ， $d/a = 3$ ， a 等于一个单位长度。

设计再现轨迹的连杆机构时，可从连杆曲线图谱中查出与要求再现的轨迹曲线相近似的一条连杆曲线，进而找出绘制该连杆曲线的连杆机构的尺寸。

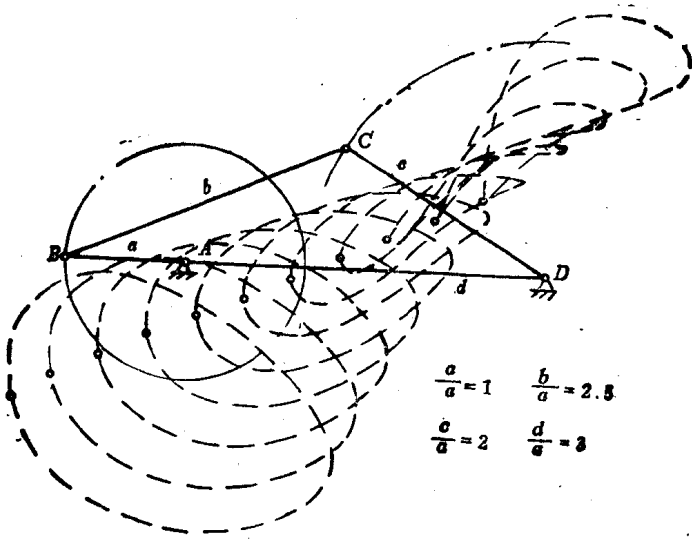
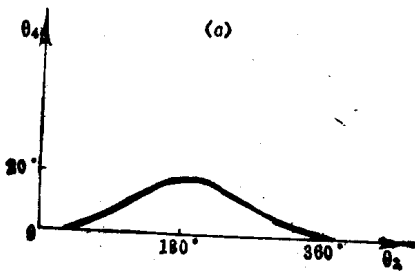
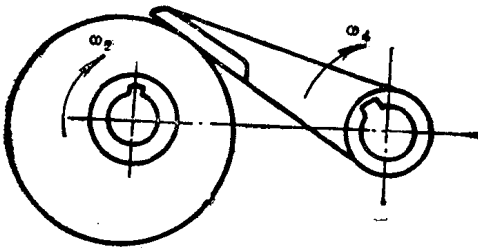


图0-4 连杆曲线



(b)

图0-5 摆动从动件凸轮机构

3. 图解解析法

在设计 的 连 杆 机 构 中，如 要 求 某 构 件 的 角 速 度 按 某 种 函 数 规 律 变 化 时，用 上 述 图 解 法 将 无 法 实 现。这 时 可 采 用 与 连 杆 曲 线 法 相 类 似 的 另 一 种 图 解 解 析 法 求 解，即 应 用 位 移 曲 线 的 设 计 方 法。应 用 这 种 方 法 时，首 先 应 根 据 再 现 函 数 机 构 的 解 析 关 系 式，即 根 据 主 动 件 转 角 与 从 动 件 转 角 之 间 的 函 数 关 系，按 照 各 构 件 不 同 的 相 对 长 度 作 出 位 移 曲 线 族，将 要 求 再 现 的 函 数 关 系 式 按 一 定 的 比 例 尺 画 成 曲 线 图。然 后 在 位 移 曲 线 图 上 找 到 一 条 与 给 定 函 数 曲 线 相 吻 合 的 位 移 曲 线，即 可 得 到 能 再 现 给 定 函 数 的 机 构 尺 寸。

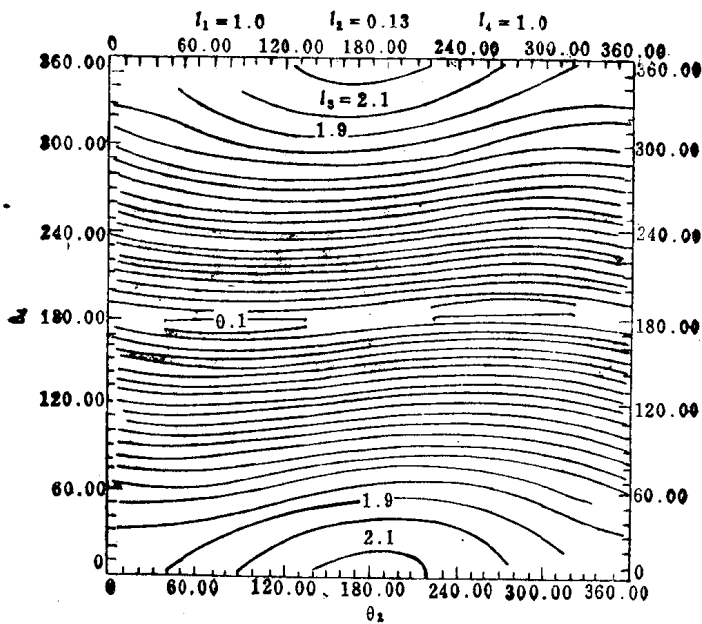
例 0-1 要 求 设 计 一 铰 链 四 杆 机 构 用 以 代 替 图 0-5(a) 的 摆 动 从 动 件 凸 轮 机 构。摆 动 从 动 件 的 运 动 规 律 如 图 0-5(b) 所 示。

图 0-6(a) 是 根 据 下 列 条 件 求 得 的 曲 线 族，即 令 机 架 长 度 $l_1 = 1$ (一 个 单 位 长 度)，曲 柄 长 度 $l_2 = 0.13$ ，摇 杆 长 度 $l_4 = 1$ 时，通 过 改 变 连 杆 长 度 l_3 后，用 解 析 法 所 求 得 的 θ_4 与 θ_2 之 间 的 函 数 关 系 曲 线 图——位 移 曲 线 族。根 据 给 定 的 不 同 杆 长 的 关 系，可 得 到 许 多 组 这 样 的 曲 线 族。从 此 图 中 可 找 到 与 图 0-5(b) 的 给 定 曲 线 相 吻 合 的 $l_3 = 1.3$ 的 曲 线。于 是 所 得 到 的 连 杆 机 构 其 各 杆 的 相 对 长 度 为： $l_1 = 1$ ， $l_2 = 0.13$ ， $l_3 = 1.3$ 及 $l_4 = 1$ 。所 求 得 的 连 杆 机 构 如 图 0-6(b) 所 示。

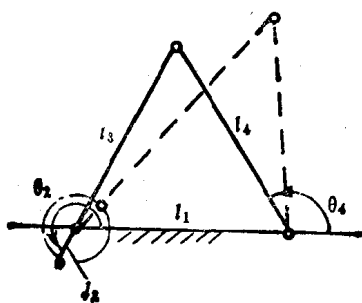
还 可 以 举 出 很 多 属 于 图 解 解 析 法 的 具 体 方 法，例 如 利 用 运 动 几 何 学 和 微 分 运 动 几 何 学 的 方 法 等。由 于 图 解 解 析 法 是 以 解 析 计 算 为 基 础 的 图 解 法，因 此 比 一 般 纯 图 解 法 具 有 较 高 的 设 计 精 度，它 所 能 满 足 的 设 计 要 求 也 比 纯 图 解 法 广 泛。但 是，随 着 设 计 要 求 的 提 高，往 往 要 求 机 构 或 机 械 装 置 实 现 更 为 复 杂 的 运 动 规 律，而 且 要 求 再 现 精 度 提 高，在 这 种 情 况 下，图 解 法 和 一 般 的 图 解 解 析 法 往 往 满 足 不 了 要 求，同 时，由 于 设 计 要 求 复 杂，作 图 过 程 将 变 得 非 常 复 杂，不 仅 失 去 了 图 解 法 所 特 有 的 几 何 概 念 清 晰 的 特 点，而 且 作 图 误 差 和 差 错 往 往 严 重 影 响 设 计 精 度 和 正 确 结 果 的 取 得。

4. 解析法

解 析 法 是 利 用 机 构 运 动 尺 寸 与 机 构 运 动 参 数 之 间 的 函 数 关 系



(a)



(b)

图0-6 位移曲线

或利用一般机械装置的结构尺寸与机械装置性能之间的函数关系来求解机构尺寸或结构参数的方法。因此必须首先建立包含机构运动尺寸（或零部件的结构尺寸）和运动参数（或零部件的工作性能）的解析式。

例如，设计图 0-7 所示的铰链四杆机构，要求其主动件 AB 和从动件 CD 能再现三对规定的对应位置： φ_1 、 ψ_1 ， φ_2 、 ψ_2 和 φ_3 、 ψ_3 。

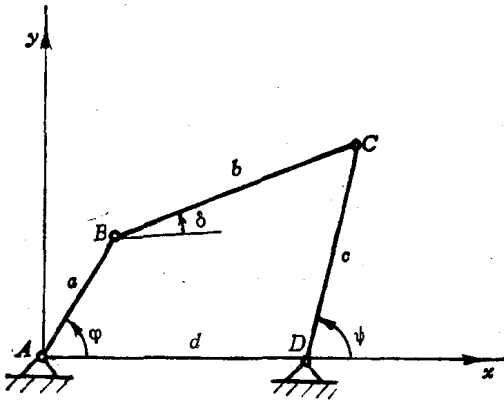


图 0-7 用解析法设计铰链四杆机构

由于铰链四杆机构中两连架杆的运动规律与各构件的长度（运动尺寸）有关，因此，杆长 a 、 b 、 c 、 d 即为要求设计的机构参数。但是，如按相同比例同时改变各杆的长度，各构件的角位移之间的关系不变，因此只需确定各构件的相对长度即可。设以 AB 杆长 a 为基准，令

$$\frac{a}{a} = 1, \quad \frac{b}{a} = m, \quad \frac{c}{a} = n, \quad \frac{d}{a} = p.$$

因此，实际决定机构运动规律的独立参数只有三个： m 、 n 和 p 。图 0-7 所示的铰链四杆机构在任意位置时各杆长度之间存在下列关系：

$$\left. \begin{aligned} a \cos \varphi + b \cos \delta &= d + c \cos \psi \\ a \sin \varphi + b \sin \delta &= c \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (0-1)$$