

机械工程师

优化设计基础

王永乐 编著

黑龙江科学技术出版社

机械工程师优化设计基础

王永乐 编著

黑龙江科学技术出版社

一九八三年·哈尔滨

内 容 简 介

应用数学规划理论进行机械优化设计,这是从五十年代后期开始,随着电子计算机的普遍使用而迅速发展起来的一种新的设计方法。本书介绍了这方面的基本内容。全书共分七章,第一章通过实例概括介绍机械优化设计的一些基本概念、步骤和特点。第二章介绍数学准备。第三章至第六章介绍20多种机械优化设计中常用的计算方法。第七章通过一些实例介绍应用优化方法进行机械优化设计的过程。书中还附有大量的插图、详细的计算步骤及迭代框图和程序等。

本书适于机械工程师、助理工程师、机械师、科研人员、工科大学有关专业学生、研究生、教师参考或自学使用。

责任编辑:范震威

封面设计:梁锦山

机械工程师优化设计基础

王永乐 编著

黑龙江科学技术出版社出版

(哈尔滨市南岗区分部街28号)

船舶学院印刷厂印刷·黑龙江省新华书店发行

开本787×1092毫米1/32·印张 11·字数243千

1983年6月第一版·1983年6月第一次印刷

印数:1—9,000

书号:15217·097 定价:1.40元

序

在系统分析的基础上，优化设计作为一门新的技术，从它创始到现在虽才有二、三十年的历史，但已广泛应用在工农业的生产管理和新产品的设计上。许多人为了学习和应用这一新技术，更好地为我国社会主义现代化建设服务，迫切需要有一本能够结合我国生产实际的专门书籍。《机械工程师优化设计基础》就是在这样的基础上诞生的一本入门书。该书的出版无疑将有助于普及与推动优化设计方法在工程领域中的实际应用。

本书作者王永乐同志是我在六十年代指导的农业机械设计研究生。十年浩劫使他失去了在母校进一步深造研究的机会，转到工业生产部门去工作了。如今，他在哈尔滨科技大学任教。《机械工程师优化设计基础》这本书，是他从事教学和生产实践的成果之一，倾注了他多年的心血。现在，正巧我也在应用系统工程的原理和方法对农业机器系统以至大农业生产结构和管理上搞优化设计。这样，我们虽在不同的领域里工作，却又在系统工程科学技术的耕耘中，找到“优化设计”的共同园地。

这里我想指出的是，《机械工程师优化设计基础》一书，脉络清晰，深入浅出，所用数学方法虽较复杂，但易于接受。我相信这本书不仅可供机械工程师搞设计时参考，对搞系统工程的同志们来说，也将有所裨益。这正是我乐于为本书作序的原因之一。

东北农学院院长、教授 余友泰

一九八二年十月三日

前 言

机械最优化设计,这是从五十年代后期开始,随着电子计算机的普遍使用而迅速发展起来的一种新的设计方法。它将数学规划理论、计算机技术和机械设计三者揉合在一起。它能在受许多因素影响和制约的设计方案中,按照一定的逻辑格式,优选出一组参数,使设计方案成为最佳方案。设计人员若能掌握这种现代设计方法,那么设计出来的机械产品将更富有竞争力。编写本书的目的,就是为了使更多的机械设计人员及早地掌握和运用这种设计方法。

全书共分七章:第一章通过实例概括介绍机械优化设计的一些基本概念、步骤和特点。第二章介绍在学习最优化方法之前所必须掌握的一些数学知识。第三章至第六章介绍20余种机械优化设计中常用的计算方法。第七章通过一些成功的实例,介绍应用最优化方法进行机械设计的过程。

本书是在余友泰教授的鼓励 and 帮助下编写的。王宏起、王晓铮、李秀英等同志参加了本书第七章的编写工作。此外,在编写过程中,还得到了哈尔滨科技大学李浩白、哈尔滨工业大学冯英俊副教授的热情指导和审改。本书的全部插图由王晓铮、王宏起同志精心绘制。在本书出版之际,向以上各位同志表示诚挚的谢意。

由于水平所限,书中难免有错误与不足之处,恳切希望读者批评指正。

目 录

第一章 机械优化设计概述	1
1—1. 引言.....	1
1—2. 数学模型.....	5
1—3. 设计变量、目标函数和约束条件.....	11
1—4. 机械优化设计的步骤与特点.....	18
第二章 机械优化设计的数学基础	21
2—1. 二次型与正定矩阵.....	21
2—2. 方向导数与梯度.....	24
2—3. 泰勒级数及海色矩阵.....	31
2—4. 函数的极值.....	33
2—5. 凸集、凸函数与凸规划.....	39
第三章 无约束最优化的解析方法	49
3—1. 无约束最优化方法概述.....	52
3—2. 无约束最优化的解析方法.....	54
3—3. 梯度法.....	59
3—4. 牛顿法.....	67
3—5. 共轭方向与共轭方向法.....	72
3—6. 共轭梯度法 (FR 法).....	82
3—7. 变尺度法 (DFP 法).....	92
第四章 无约束最优化的直接搜索方法	109
4—1. 坐标轮换法.....	109
4—2. 模式搜索法 (Hooke—Jeeve 法).....	112
4—3. 方向加速法 (Powell 法).....	115

4—4.	不用导数的 DFP 法	123
第五章	一维搜索方法	132
5—1.	一维搜索的解析方法	133
5—2.	“成功—失败”法	136
5—3.	黄金分割法 (0.618 法)	138
5—4.	分数法 (Fibonacci 法)	142
5—5.	三点二次曲线拟合法	145
第六章	约束最优化方法	153
6—1.	约束最优化方法概述	153
6—2.	约束极值存在的必要条件和充分条件	164
6—3.	外点罚函数法 (SUMT 方法之一)	170
6—4.	内点罚函数法 (SUMT 方法之二)	179
6—5.	内点的求法及障碍因子初值的选择	185
6—6.	混合罚函数法	189
6—7.	线性约束条件下的线性逼近法 (Frank—wolfe 法)	191
6—8.	非线性约束条件下的可行方向法	195
6—9.	约束随机法	204
6—10.	复合形法	206
6—11.	多目标规划问题的一些处理方法	210
6—12.	线性规划	224
第七章	最优化方法在机械设计中的应用	252
7—1.	最优化设计实例概述	252
7—2.	二级圆柱齿轮减速器齿轮传动的 优化设计	256
7—3.	应用最优化方法改进 JZQ—400 型二级减速器的标准设计	263

7—4.	具有差动轮系的X 2010龙门铣床进给箱的改进及优化设计·····	276
7—5.	机床主传动系统的优化设计·····	300
7—6.	平面连杆机构的优化设计·····	323
参考文献·····		336

第一章 概 论

1-1 引 言

近年来,随着工程技术发展的需要和大型电子计算机的出现,在机械设计领域中出现了一些新的、现代化的设计方法,机械最优化设计就是其中之一。设计人员对于寻找“最佳方案”一向是最感兴趣的。“最优化”这个概念如其它行业一样,在机械设计中早已存在,人们总是绞尽脑汁,竭力使自己所设计出来的机械产品能得到结构最紧凑、用料最省、成本最低、工作性能最好,即技术经济效果最佳的结果。譬如,对于

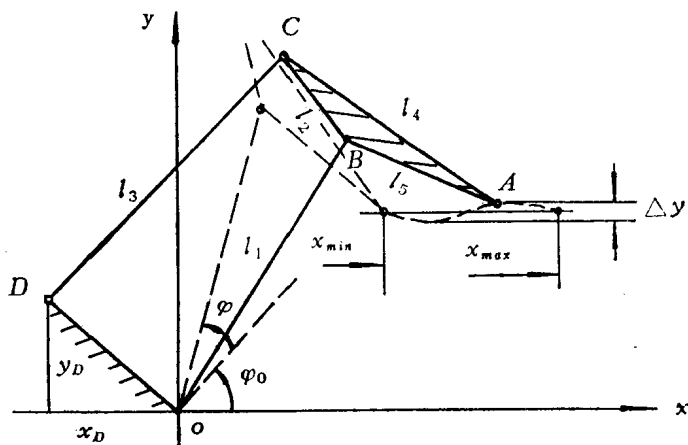


图 1-1

图 1—1 所示出的港口起重机，人们希望各杆件的相对长度能如此设计：当构件 CD 摆动时，连杆 BC 上的 A 点近似在一水平线上运动，这样若在 A 点挂上重物就可避免不必要的升降，使机器运动平稳。也就是说，设计出来的机械在运动过程中，连杆上 A 点的垂直偏差 $\Delta y = |y_{\max} - y_{\min}|$ 应达到最小。在设计齿轮传动机构时，通常都希望在满足使用要求的前提下，能使其体积最小，造价最低，或在体积一定的情况下，希望承载能力最大、使用最可靠等等；在设计静压轴承时，人们总是希望在保证工作的前提下，功率损耗最小、刚度最大、温升最低等等；在设计凸轮机构时，人们追求的往往是体积尽可能地缩小，滚子与凸轮的接触应力也为最小值等等。总之，任何一种机械设计，都存在最优化的问题。传统的机械设计方法为这方面已经积累了大量的经验公式和数据，因此，沿用传统方法一般能获得令人比较满意的结果。例如图 1—2 所示，这是将钢材送入加热炉的一种搬运机的示意图。搬运梳 4 通过铰链 E ， E' 连接于两个全同的四杆机构 $ABCD$ 与 $A'B'C'D'$ ，其连接点 E 和 E' 的轨迹为近似于卵形的连杆曲线。构件 1 和 $1'$ 以相同的角速度逆时针方向回转，当 E 和 E' 点行经卵形曲线上部时（该部分曲线应接近于直线），搬运梳为工作行程。把钢材推向左

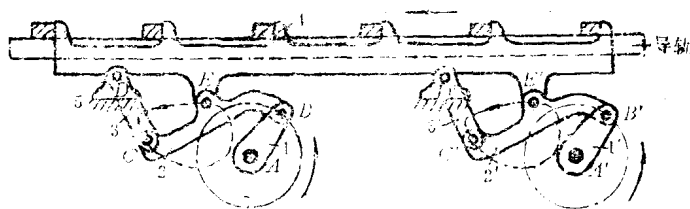


图 1—2

方，当 E 和 E' 点行经卵形曲线其它部分时，搬运梳作空行程，此

时搬运梳下降返回并上升，以便实现第二次工作行程。图1—3示出的是采用传统设计方法所得到的卵形曲线，其工作行程基

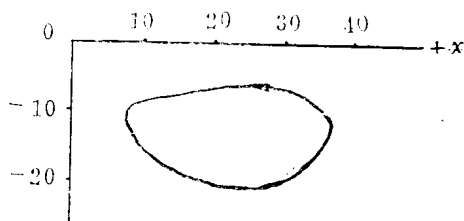


图 1—3

本上是近似于同轨道平行的直线，在进入工作行程处，大体上是垂直地进入轨道。此方案还是不错的。然而，传统的机械设计方法由于它本身不是建立在保证获得最佳方案的所谓“最优化”理论基础上，所以，这样就难免带有一定的主观性。实际上，从另一个角度上来看，传统方法所得到的设计方案，在理论上也无法论证它是最优的。例如，对图1—3所示的卵形曲线进行分析时，就可以看出该轨迹有如下不足之处：

- (1) 工作行程近似于直线的部分比较短，曲线还有隆起。
- (2) 近似于直线的部分与输送方向有点倾斜，不平行。
- (3) 希望垂直进入于输送方向，并垂直地离开，现在却不是这样。
- (4) 行程的大小，不那么协调。

由此可见，此方案还有改进的余地。事实上，人们在机械设计中，摸索最优化的途径，已达几个世纪之久，并且已总结和创造出多种最优化设计理论，例如在机构学中，以前常被采用的是切贝雪夫(ЧЕБЫШЕВ)函数最佳逼近等方法。我们这册所介绍的机械最优化设计方法，是目前应用效果最显著的数

学规划方法。它是最优化理论的一个分支。按此方法进行机械设计，能够获得最优方案。这种方法首先是根据工程实际问题建立起数学模型，然后针对具体的数学模型挑选一个（或几个）最优化算法，再按算法编好迭代程序，并借助电子计算机来寻求最好的设计方案。例如，对于前面讲过的例子——钢材搬运机，有人曾采用最优化方法重新设计，在小型电子计算机（FACOM—270/30）上计算 5 分 42 秒，优选出一组最佳结构参数，使得该搬运机连接点 E 和 E' 的卵形轨迹，如图 1—4 所示。

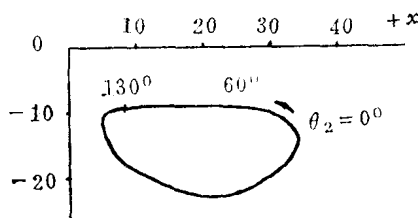


图 1—4

在 $\theta_2 = 60^\circ$ 到 130° 这一区间，轨迹大体上是直线形状，得到了预期的结果。由传统的机械设计过渡到最优化设计（或简称优化设计）能取得体积最小、造价最低、寿命最长、性能最好的方案，所以这样的产品就最有竞争力。例如，利用美国波音公司的一种最优化程序，对一架高速运输机的载重方案进行最优化选择，结果使载客人数从原 192 人增加到 253 人，即增加 31%。在机械结构设计中，应用最优化设计方法较传统的设计方法，一般可节省材料 7% 到 40%。目前，国际市场上，不少产品依靠采用最优化设计来获取专利和谋取利润，并常常获得很大成功。

从理论上讲，凡是用传统方法设计的机械产品，也都能用最优化方法进行设计，并可得到最佳结果。但在实际机械设计

中,应用数学规划最优化方法,首先要求将工程设计问题数学化——即建立数学模型。对有明确数学表达式的工程问题,显然便于应用此方法。因此目前在机构学及零部件的结构设计中,应用最优化设计最活跃。并且所得之最优化结果的可信性也最高。然而一些综合性的整体设计,例如机床、汽车、船舶、采矿和冶金设备等,如欲追求其成本最低、性能最好等目标,其影响因素和限制条件往往相当复杂。数学模型难以用一简单表达式给出。特别是牵扯到成本、利润等综合性指标时,数学模型多由统计公式给出。因而这时应用最优化理论获得的最佳方案,又要建立在概率统计的结论具有可信性这一基础上。显然这样的最优化设计问题的实际价值更大,但其工作量也随之大大增加。实际上,要想用最优化设计完全代替传统设计,目前尚有一定困难,在某些情况下,也不一定是必要的。另外,还需要强调指出的是,对“最优化”、“最优值”、“最优方案”这些概念应有一正确的理解,它们是在某种范围或条件下得到的,不应把它们绝对化。其次,最优化设计方法,是我们搞机械设计的一个很好的工具。然而,此种工具,需运用得当,而不应简单地认为靠工具本身就自然而然地得到“最优方案”,这是必须明确的。

1-2 数学模型

在机械设计中,寻求最优的设计方案,一般都能归结为在一定条件下追求一个所谓“目标函数”的极小值(或极大值)的问题。因而,在某些情况下,最优值可以被极值所代替,最优化的过程就演变为寻求目标函数极值的过程。简言之,对一个具有若干变量的函数 $f(x)$ 在一定条件下寻求极值的问题,称为“最优化问题”。上述的函数 $f(x)$ 称为“目标函数”,函

数的自变量 $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$, (T 表示矩阵转置) 称为“设计变量”, 它为 n 维欧氏空间 E^n 内的点。而那些特定的应该满足的条件:

$$g_i(x) \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, m$$

$$h_j(x) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p$$

则被称为问题的“约束条件”。这样的最优化问题, 一般称为“数学规划问题”(简称“规划问题”)。规划问题可用数学表达式说明如下:

使目标函数 $f(x)$ 为极小, 常记为:

$$\min f(x)$$

约束条件为:

$$g_i(x) \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, m$$

$$h_j(x) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p$$

$$x \in D \subseteq E^n$$

式中 x 为 n 维未知向量 $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$, 而 f, g_i , ($i = 1, 2, \dots, m$) 及 h_j ($j = 1, 2, \dots, p$) 均为变量 $x_1, x_2, \dots, x_n$ 的实值函数。集合 D 为 n 维空间 E^n 的一个子集。函数 $f(x)$ 是问题的目标函数, 而等式、不等式及对集合 D 的限制均为约束条件。

当目标函数 $f(x)$, 约束条件 $g_i(x)$ 、 $h_j(x)$ 均为 x 的线性函数时, 称为线性规划; 当 $f(x)$ 、 $g_i(x)$ 、 $h_j(x)$ 的某些是 x 的非线性函数时, 称为非线性规划; 当某些自变量只取整数值, 则称为整数规划; 若 x 取函数值时, 则称为动态规划; 若 x 取为随机值时, 则称为随机规划; 如果 $f(x)$ 、 $g_i(x)$ 、 $h_j(x)$ 是某种特殊的多项式(所谓正项式或称正定式), 则称为几何规划。机械设计中碰到的问题多为非线性规划问题。

当 $m = p = 0$, 即约束不存在时, 则称为无约束规划问

题；而当 m 、 p 不全为零时，则称为约束规划问题。实际机械设计中多为约束规划问题。

下面以二级圆柱齿轮减速器（展开式）的设计（图1—5）为例建立数学模型。

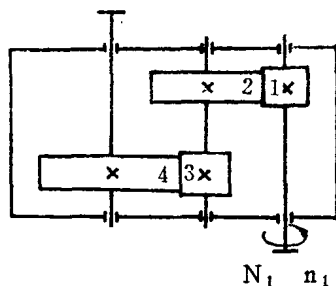


图 1—5

减速器的设计可以有多种最优化方案，而我们这里的指导思想是：对给定传递功率、总传动比和输出转速后，在满足强度，刚度和寿命等条件下，使其体积最小（从而结构最紧凑、重量最轻）。欲使减速器体积最小的问题，可以归结到使减速器的总中心距为最小。所以我们以总中心距 A 为目标函数，即：

$$A_{\text{总}} = \frac{1}{2\cos\beta} \left[m_{n1} z_1 (1 + i_1) + m_{n2} z_3 (1 + i_2) \right] \quad (1-1)$$

其中 m_{n1} 、 m_{n2} 和 i_1 、 i_2 分别为高速级和低速级的法面模数和传动比； z_1 与 z_3 分别为高速级与低速级的小齿轮的齿数； β 为齿轮的螺旋角。它们均可选作设计变量。若已给定总传动比 i ，则

$$i_2 = \frac{i}{i_1}$$

所以目标函数的独立变量为:

$$m_{n1}, z_1, m_{n2}, z_2, i_1, \beta_0$$

下面我们来确定其约束条件。

在减速器的齿轮啮合参数设计中,必需满足齿面接触强度,轮齿弯曲强度条件及中间轴的大齿轮不与低速轴发生干涉。

由此可建立隐式约束:

根据齿面接触强度公式^[注]

$$\sigma_{jc} = \frac{925}{A} \sqrt{\frac{(i+1)^3 K_I M_{n1}}{b i}} \leq [\sigma_{jc}]$$

得到高速级的齿面接触强度条件为

$$\frac{[\sigma_{jc}]^2 \cdot m_{n1}^3 \cdot z_1^3 \cdot i_1 \cdot \psi}{8 \cdot (925)^2 \cdot K_I \cdot M_{n1}} - \cos^3 \beta \geq 0 \quad (1-2)$$

而低速级的齿面接触强度条件为

$$\frac{[\sigma_{jc}]^2 \cdot m_{n2}^3 \cdot z_2^3 \cdot i_2 \cdot \psi}{8 \cdot (925)^2 \cdot K_{II} \cdot M_{n2}} - \cos^3 \beta \geq 0 \quad (1-3)$$

式中: $[\sigma_{jc}]$ ——许用接触应力

M_{n1}, M_{n2} ——分别为高速轴和中间轴转矩

K_I, K_{II} ——分别为高速级和低速级载荷系数。

ψ ——齿宽系数

根据轮齿弯曲强度计算公式

$$\sigma_1 = \frac{1.5 K M_{n1}}{b d_1 m_{n1} y_1} \leq [\sigma_w]_1$$

[注] 此处采用东北工学院编写的《机械零件手册》(1974年版)中所推荐的公式。关于采用ISO公式的二级减速器齿轮传动的优化设计,请参阅本书第七章第二节。

及
$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{y_1}{y_2} \leq [\sigma_w]_2$$

得到高速级大小齿轮的弯曲强度条件分别为

$$\frac{[\sigma_w]_1 \psi y_1}{3 K_I M_{n1}} (1 + i_I) m^3_{n1} z_1^2 - \cos^2 \beta \geq 0 \quad (1-4)$$

及
$$\frac{[\sigma_w]_2 \psi y_2}{3 K_I M_{n1}} (1 + i_I) m^3_{n1} z_1^2 - \cos^2 \beta \geq 0 \quad (1-5)$$

同样可得到低速级的大小齿轮的弯曲强度条件分别为

$$\frac{[\sigma_w]_3 \psi \cdot y_3}{3 K_{II} M_{n3}} (1 + i_{II}) m^3_{nII} z_3^2 - \cos^2 \beta \geq 0 \quad (1-6)$$

及
$$\frac{[\sigma_w]_4 \psi \cdot y_4}{3 K_{II} M_{n3}} (1 + i_{II}) m^3_{nII} z_3^2 - \cos^2 \beta \geq 0 \quad (1-7)$$

式中: $[\sigma_w]_1, [\sigma_w]_2, [\sigma_w]_3, [\sigma_w]_4$ ——分别为齿轮 1, 2, 3, 4 的许用弯曲应力。

y_1, y_2, y_3, y_4 ——分别为齿轮 1, 2, 3, 4 的齿形系数。

根据不干涉条件:

$$A_{II} - S - d_{e2}/2 \geq 0$$

得:

$$m_{nII} z_3 (1 + i_{II}) - 2 \cos \beta (s + m_{nI}) - m_{nI} z_1 i_I \geq 0 \quad (1-8)$$

式中: S ——代表低速轴轴线与中间轴大齿轮齿顶间的距离。

d_{e2} ——中间轴大齿轮的齿顶圆直径。

另外, 考虑到传动平稳、轴向力不可太大, 满足短期过载条件、高速级与低速级的大齿轮浸油深度大致相近, 轴齿轮的分度圆尺寸不能太小等因素, 应建立显式约束:

$$a_1 \leq m_{nI} \leq b_1 \quad (1-9)$$