

58

TH112.
Y35

常见机构的电算程序设计

姚立纲 王景昌 栾庆德 主编

陈学美 主审

哈尔滨工业大学出版社

• 哈尔滨 •

内 容 提 要

本书是根据国家教育委员会 1995 年批准的《机械原理课程教学基本要求》编写的。

全书共十二章, 包括绪论、常见机构设计的题目、平面机构的运动分析、平面机构的动态静力分析、平面连杆机构的设计、凸轮机构的设计、渐开线齿轮机构的设计、飞轮设计、游梁式抽油机的分析、QUICK BASIC 初步、常用算法及 BASIC 程序、机械传动方案中的机构创新设计以及附录 I ~ 附录 IV。

书中给出了多种常见机构程序设计的题目和必要的子程序, 便于对平面机构的分析与综合、机械运动方案的选择及机构创新设计等知识的掌握。

本书可作为高等学校机械类专业的教材, 也可供其他专业工程技术人员参考。

常见机构的电算程序设计

Changjianjigou de Diansuan Chengxusheji

姚立纲 王景昌 栾庆德 编

陈学美 主审

*

哈尔滨工业大学出版社出版发行

哈尔滨市工大节能印刷厂印刷

*

开本 787 × 1092 1/16 印张 12.5 字数 314 千字

1999 年 3 月第 1 版 2000 年 4 月第 2 次印刷

印数 1 001—2 000

ISBN 7-5603-1383-3/TH·70 定价 16.00 元

前 言

为适应 21 世纪工程技术人才培养的需要,开发创新意识和培养创新能力已成为本课程改革的核心,本书正是围绕这个核心而编写的。

随着计算机技术的迅猛发展,切实实现传统设计向现代设计、传授知识向培养能力上的两个转变,已成为教学改革当务之急。据此,编写中注意到一方面是要能掌握从事工程技术常规工作所需的基本理论、基本知识和基本技能;另一方面是要了解新知识及本学科的新发展,拓宽知识面、开阔视野,有利于工程实践能力和创新能力的培养。

本书是经过 1988 年、1994 年、1996 年校内使用,并总结多年的教学经验重新修编而成。内容力求通俗易懂、语言简练,并将现代设计方法与基本理论融为一体。为从事现代机械设计奠定基础。尤其突出了运动方案的选择和机构创新设计的内容,若能对启发创新思维,培养创新能力起到一些推动作用,这正是我们所希望的。

不论机器多么复杂,组合机器的机构均为常见机构。因此研究常见机构的设计就带有了共性问题,机构的创新也必须建立在此基础上。本书以典型的牛头刨床为例,详尽地分析了它的程序设计。读者从中可以举一反三,从而掌握现代机构设计的方法和手段。在采用的数学方法上,统一用矩阵形式,这有利于内容的前后贯通。采用结构化 BASIC 语言,并配有详尽的解释,有利于读者自学。并将机构设计、运动分析、动力分析统一归结为解线性、非线性方程组的问题,这是本书的又一特点。书中机构设计题目可供参考,根据需要选择使用。

本书由陈学美同志担任主审。

由于我们水平有限,不当之处在所难免,敬请读者批评指正。

编 者

1999 年 3 月

第一章 绪 论

一、研究的目的是和内容

研究机械共性问题离不开机构的分析与设计,它的任务是使学生掌握机构运动学和动力学的基本理论、基本知识和基本技能,并初步具有确定机械运动方案、分析和设计机构的能力。它在培养高级机械技术人才的过程中,具有增强学生对机械技术工作的适应性,培养其开发创新能力的作用。本书所叙述的程序设计正是围绕这一核心内容进行的。

对于课堂教学,主要是讲授一个个具体问题,如机构的运动分析、动态静力分析等。在讲授中也会谈到某种机构的应用场合,但是不可能把各种机构紧密地贯穿起来,也不可能把各种机器对其中的机构要求作详尽地讨论。

在讲完课程内容之后,如何对所学的平面机构进行程序设计,做课堂教学中无法完成的工作,这就是编写本书的目的之一。增强学生动手能力,掌握现代设计方法,提高计算机的应用水平,培养有竞争力的人才,这是编写本书的另一目的。

确定机械运动方案的过程,是根据机器的用途定出满足工作要求的条件,作为评定机构优劣的标准,对不同方案作对比,从中选优。因此,这是一个比较复杂的问题。只有在程序设计中才能进行这种训练,才能进一步体会到怎样应用机构学的知识确定机械运动方案、进行机器设计,才能进一步体会到本课程的重要性。国外教材中有称本课是创造新机器的学科。

由上述可知,机构程序设计不仅是巩固和加深所学的基本知识,而且也是进一步运用基本理论和方法确定机械运动方案,“真正”解决机器的设计问题的根本途径。在方案选择中,要做重复性对比计算。这种重复性的计算量很大,只有采用计算机才能在较短的时间里完成。所以本书的立足点在于提高学生应用计算机解决机构设计问题的能力。

本书给出的题目是设计牛头刨床等,把它作为一个简单的机械系统。它包含齿轮机构、凸轮机构、连杆机构、飞轮等主要内容。牛头刨床的执行主要机构是导杆机构,有的是II级机构、有的是III级机构。从机构分析的角度来看,既有一定的典型性,又有一定的难度。在确定机械运动方案时,可取比较单一的评比条件,如运动特性,作为评价标准,比较符合教学要求。

所设计的题目,包含设计齿轮机构、凸轮机构、连杆机构及飞轮。它们都是同一机器中的机构,有着内在的联系。

在讲完相应章节内容之后就可以做齿轮机构、凸轮机构的设计,以大作业的形式完成。齿轮机构的设计,以变位圆柱齿轮传动为例,详尽讨论了它的程序设计,这对课程内容作进一步的理解是很有益的。

导杆机构是牛头刨床的主要执行机构,它不仅仅是把一个回转运动变成往复运动,而且还有运动上的要求。例如,提高回程速度,增加切削行程时刀具运动的匀速性等。在评定这种机构方案时,刨刀的速度变化曲线是一个主要指标。

这里给出牛头刨床的两种结构型式共四种方案,同时做运动分析,根据它们刨刀速度变化的曲线图,选择刨刀在工作行程中速度曲线变化最平缓的一种作为设计方案,然后再做动态静力分析及飞轮设计。这就包括了机械运动方案的选择训练。对于方案选择的创新,应在这个基本要求的基础上进一步发挥,按各人的能力去做。

设计题目中还有抽油机等,可按教学进行需要选择。至于机构设计的步骤、格式、要求等,可参照以下各章的内容。

常用平面机构的设计是机械原理课程中的一个重要教学环节,是教学大纲中很重要的一个方面。为了全面完成教学计划,贯彻国家教委关于至少保证一周以上机械原理课程设计的指示,必须把机构程序设计课搞好。

综上所述,本书既为解决实际机构设计能力奠定了基础,又使机械原理课程内容得到深化与提高。

二、常见机构程序设计的基本要求

(一) 基本要求

常见机构的基本理论,分散在各章在课内讲授。程序设计主要进行连杆机构、凸轮机构和齿轮机构等设计,以及机构运动分析、确定机构运动方案、动态静力分析和飞轮设计等。

(二) 常见机构设计的教学进度

常见机构设计的教学进度,如表 1-1 所示。表中内容、时间安排仅供参考。运动分析应包括机构方案的选择和确定等内容。课程设计说明书格式如图 1-1。

表 1-1 教学进度安排

序 号	内 容	时 间 (天)
1	布置题目、方案讨论	1
2	方案设计、拟订传动简图	1
3	平面机构的运动分析	1
	平面机构的动态静力分析	2
4	飞轮转动惯量的计算	1.5
5	齿轮机构设计	1
6	凸轮机构设计	1
7	其它机构设计	1
8	整理设计计算说明书	2

三、常见机构总体传动方案的确定

在着手设计一部机器和工艺装备时,必须拟定总体传动方案。它应包含确定机器的生产率和各种技术指标,采用的工艺手段和要求的工艺动作。为了完成各种工艺动作,应采用什么样的机构以及几个机构组合起来如何协调工作,这是确定传动方案必须加以分析和确定的。

我们知道,完成同一工艺动作要求的传动方案可能有数种,这就需要比较各种方案的优劣。但哪一种方案最优,却要有一些评价指标来衡量。这些指标不外乎是结构简单、运动及动力性能好、成本低、重量轻、便于加工装配等。显然,设计的机构最好同时满

机械原理课程设计 说明书 设计题目 _____ 学生姓名 _____ 班级 _____ 完成日期 _____	指导教师评语 签字 _____
	成绩评定

(a) 封面 (16开纸)

(b) 封底内页 (16开纸)

图 1-1

足各种评价指标，这正是优化设计的内容。但这往往是很困难的，一般要求达到一种或几种指标，就认为是较佳的传动方案了。要做到这点，必须要有较丰富的生产实践经验及对类似的各种机械进行反复的对比、分析，才能确定。机械传动方案的设计，实质上是机构运动简图的设计，它决定了方案的优劣。

下面仅对拟定机构运动简图时的几个重要原则加以介绍，供设计时参考。

(一) 对工艺方法和工艺动作的分析

通常，机械都是根据工艺过程提出的动作要求来进行设计的。因此，当开始设计时应首先对工艺方法和需完成的动作进行认真地分析。对要求生产自动化的机械装置，就不应该用传统的工艺动作去设计，这样做的结果往往是收效不大。如以加工螺栓为例，在车床上一般需几次走刀切削来实现，它需要工件装卡、旋转、小刀架的纵、横向进给与快进等动作，如按上述动作要求设计，其结构上就会与一般车床并无太大的区别，工效也不会提高很多。这就是说，采用同一动作过程来设计同类机器的方法并不可取。现在成批生产的螺栓上的螺纹，就是运用复合运动原理设计的搓丝机来完成的。工艺动作仅为动搓丝板和送料板的简单往复运动，结果却使结构大为简化，而生产率、加工质量及材料利用率有很大的提高如图 1-2 (a) 所示。如果再设想将搓丝机中的往复运动改变为更简单的单向回转运动，不仅去掉了往复运动中的空回行程，减少了占用空间，而且又大大提高了生产率，这就是所谓的辊式搓丝机，如图 1-2 (b) 所示，这说明工艺方法和动作的分析是设计机械和工艺装备的前提。在分析工艺动作时，一方面要注意它的运动形式，如移动、回转、步进或连续、间歇运动等；另一方面更要注意它的变化规律的特点，也就是说，在运动过程中对速度、加速度变化的要求。例如，刨床要求刨刀在工

作行程中近似等速运动，经对运动曲线分析知，Ⅲ级刨床比Ⅱ级刨床运动性能好；又如筛分机构要求就不是等速运动而是变速运动，其加速度变化规律选择不当，就达不到分离物料的目的。这些要求有些是工艺过程本身决

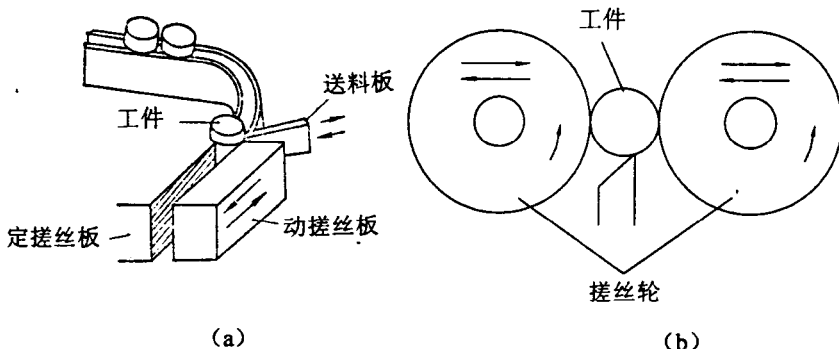


图 1-2

定的，有些是从运动学、动力学观点提出的。所以，认真研究、分析，来确定执行构件的工艺动作及运动规律，对保证加工质量、提高机械的性能、减少设备尺寸和重量、减少功率损失，都有重要的意义。也只有在弄清执行构件工艺动作具体要求的基础上，才能合理地选择机构类型和设计机构的尺寸。

(二) 机构类型的选择及拟定机构运动简图

在机械原理教材中介绍的几种机构，是作为掌握设计原理、方法的基本知识。当要求设计一台新机器时，这些知识显然是不够的。实际上机械往往是一种或数种机构的组合，如何选择基本机构以及几个基本机构的组合并协调动作，如何创新机构，都是要深入学习和掌握的。如牛头刨床即是由带传动、齿轮传动及摆动导杆机构、棘轮机构、凸轮机构等组合而成的。在现代机械中，电力传动、液压和气动与计算机控制已经和常见机构有机地联系起来了，况且液压、气动元件大多都已标准化了，能很方便地组合成多种多样的动作系统，也能满足执行元件的动作要求。它们和机械传动件相比，应该说各有利弊。在设计时，要视具体条件，经多方面综合比较确定。

各种常见机构的运动特点、应用条件，这里不拟多加讨论，仅对在选择机械传动的前提下，拟定机构运动简图时应注意的几个问题叙述如下：

1. 为使机构简单，传动链要尽可能短

我们知道，当原动件运动给定后机构的运动，只取决于机构的结构。完成同样的运动要求，应该采用构件数及运动副数最少的机构。这样做的目的是，一方面减少由于各个零件制造误差而形成的运动链中的积累误差；另一方面可以简化机构的结构，降低制造成本，减轻重量。从而提高零、部件的加工工艺性和工作可靠性。同时，构件数目的减少，也有利提高系统的刚性。

至于机构具有确定运动，要满足构件和运动副数目上的关系（详见第十二章），但是满足这种关系可以有多种运动副和构件的组合。这样就为设计者在拟定机构运动简图时，有较多的比较余地。

这里所说的传动链要尽可能地缩短，并不是说传动路线越短越好，看问题不能单方面绝对地去看。例如，当执行构件的转速较高时，应该选用高转速的电机，因为这样不但可以减少电机的尺寸和重量，降低电机的价格，而且还能缩短运动链并提高传动系统

的机械效率。但是，当执行构件的转速很低时，若采用高速电机，则传动链过长，构件增多，机构效益降低；又若采用低速电机，传动链会缩短，但电机的成本、重量都会大为增加，反而不一定经济。所以应该在综合考虑结构、性能、重量、成本等方面后，最终加以确定。改变原动件的驱动方式时，有可能使机构传动链缩短。对复杂机械的许多动作，如果用多个单机驱动来代替单机的统一驱动，虽然增加了原动件的数目和电控部分的要求，但传动链却可以大为简化，功率消耗也可以减少，效率反而提高了。例如石油钻机的起升系统，其旋转系统中就是分别用液压缸和油马达驱动的，使传动链大为缩短。

再如，采用曲柄摇杆机构来实现摇杆的两个极限位置，传动链为电机经带传动，再经减速器减速后驱动曲柄转动，同时，为保证上述两位置的要求，还要在曲柄上加装制动器，这个传动链就较长。若改用气缸（液压缸）直接驱动摇杆，则结构大为简化，传动链也将大为缩短，当然，这样改的前提是要有方便的气、液源。各种原动机的类型、特点及应用参见机械设计手册。

2. 应使机械有较高的机械效率

机械效率愈高，功率损失愈小。这对传递大功率的机器尤为重要，可作为选择传动形式和机构类型的主要依据。

3. 应合理地安排机械传动和机构的安装顺序

一般来说，机械都由原动机、传动机构及执行机构（构件）组成。对变换运动形式的机构，如凸轮机构、连杆机构等，通常都是安排在运动链的末端，靠近执行构件。因为这样安排，运动链最简单。而一般都把变换速度的传动机构安排在靠近运动链的前端，即靠近原动机。因为靠近原动机，转速高、扭矩小，可缩短传动装置的尺寸。

4. 合理分配各级传动机构的传动比

当机器的运动方案、执行构件的运动参数和生产阻力确定后，就应着手进行原动机、传动机构的类型的选择，并用机械传动系统示意图表达所拟定的运动方案。当执行构件和原动机的运动参数确定以后，就可以计算出运动链的总传动比。机器的原始运动参数和运动链的总传动比，是选择机构和进行机构组合设计时所必须的数据。分配传动比时，应注意：单级传动比，对V带传动为2~4；链传动为2~6；齿轮传动为3~6；蜗杆传动为10~40；2K-H型行星传动为3~9。

当对单级传动比较大时，为减少传动装置的尺寸和改善传动的性能，应采用多级传动。当运动链为减速传动时，按照“前小后大”的原则分配传动比较有利，且相邻两级传动比的差值不宜太大，这样可获得较为紧凑的结构。

上述仅为拟定机构运动简图时的一些原则，这样便于在选定运动方案和确定出其运动参数的基础上，合理地选择机构，并进行恰当的组合安排，使所设计的机器能较好的实现运动动作。运动方案设计主要是运动设计，机械中除了需要传递回转运动和变换转速及转向的传动机构以外，还需要有控制运动形式的机构。机构的类型主要应根据机器工作需要所规定的动作要求来选择和设计。选择机构的类型可参阅有关参考资料。

5. 执行构件运动的协调配合

在某些机器的运动方案中，各执行构件的运动是相互独立的，因此设计时不需要考虑它们之间的协调配合问题。但是，在设计的传动方案中，各执行构件的运动之间必须密切协调配合，才能实现预期的运动要求。这种执行构件在运动上的协调配合关系，按其性质不同可分为两类：一类是各执行构件运动速度的协调；一类是各执行构件动作在位置和时间上的协调配合。

各执行构件运动速度的协调，是指各执行构件某些运动之间，必须保持严格的速比关系，如用范成法加工齿轮时，刀具和工件间的范成运动必须保持某一固定的传动比。

各执行构件动作的协调配合,是指各执行构件的动作必须准确而协调地相互配合,才能实现预期的目的。如刨床中的滑枕和工作台的动作就必须协调配合,工作台的进给运动则必须在空行程时间内完成。

为了使机械中各执行构件的动作相互协调,设计时应编制运动循环图,这是因为执行的动作是按一定的周期循环进行的,如第二章中图 2-2 所示的牛头刨床。摆动导杆机构中的曲柄每转一周时,刨床完成一个工作循环,刨刀和工作台顺序完成切削运动和进给运动。在编制运动循环简图时,应选择一个构件为参考件,然后按各执行结构的运动要求及各执行构件动作之间的协调关系进行编制(详见教材相关部分)。

运动循环图是确定机构传动方案时的重要依据,它给出了各执行构件运动的相互配合关系。

四、计算机辅助设计在机构分析与综合中的应用

随着计算机技术的普及,在机构分析与综合中应用计算机,已经在深度和广度上得到迅猛发展,推动了本学科的发展,主要有以下特点:

(一) 运算速度快、精度高

计算机运算速度快、精度高,可以代替人来完成许多重复性的工作。例如在机构运动分析及力分析中,求机构在一个循环运动中的位移、速度、加速度、各运动副的反力及平衡力(力矩),无论用图解法还是解析法,其重复作图和计算的工作量都是相当大的,若采用计算机来完成就可以节省大量的人力和时间,而且可以达到要求的精度。

(二) 具有绘图功能

利用计算机的绘图功能,绘制机构运动线图和动力特性曲线图,为结构的选型和尺寸综合提供了重要的资料。例如,可以方便地绘制连杆机构在一个循环的位移、速度、加速度曲线及力和力矩的变化曲线。

(三) 实现优化设计

利用计算机可实现机械的优化设计,不但可以解决用常规方法不能解决的问题,而且还可以在一定条件下综合出最优化的设计参数。例如,在用解析法求解已知两连架杆对应位置的连杆机构设计,最多只能实现两连架杆五个对应位置,而且必须联立求解非线性方程组,不易于计算。若利用计算机数值迭代计算,就很容易。如果给定的两连架杆对应位置的数目超过五个,或要求实现两对应位置是某个连续的函数,则方程式的数目将比结构待定参数的数目多,因而无法用代数法求解。而如果采用最优化方法,不仅可以得到解,而且是最优的结构设计参数。同理,在按轨迹设计的连杆机构中,共有九个待求的参数。即使求出后,也只能在给出九个点位上实现给定的轨迹。若要实现轨迹上的点位超过九个,或为某一个连续函数,也可以用优化方法设计,解得一组实现给定轨迹的最佳机构参数。

(四) 编制通用子程序

编制的一些通用子程序，不论对机构分析，还是对机构综合，均可大大减少编程工作量，提高工作效率。

例如本书第三章介绍的解线性、非线性的方程组的方法及程序设计，它既可以用来对机构进行运动分析和力分析，又可以利用来进行连杆机构的设计。在机构分析与综合时，可以调入这些子程序，解决不同的问题。

综上所述，计算机辅助设计在机构分析与综合的应用是很广泛的。可以分为以下几个方面：

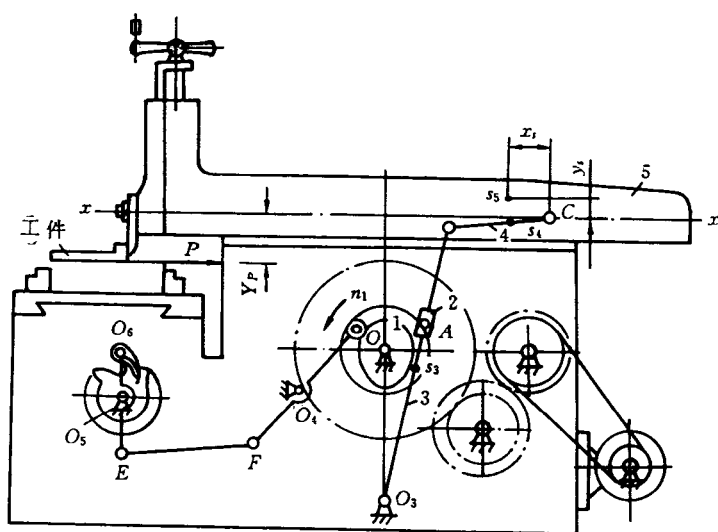
1. 用解析法推导对机构进行分析的表达式，编制程序，选择算法，进行计算。
2. 预先编制好通用子程序，在对机构分析与综合时，调用相应的子程序进行计算，就可把主要精力放在问题分析上，如本书提供的解线性、非线性方程组的标准化程序，可用来求解机构的运动分析、力分析及连杆机构的设计等一类问题。
3. 采用优化方法进行机构的综合，利用本法的前提是必须建立相应的数学模型，既可以解决机构分析问题，又可解决机构综合问题，并可求出满足要求的一组优化解。

第二章 常见机构设计的题目

一、牛头刨床

(一) 机构简介

牛头刨床是一种常见的金属切削机床，主要用来加工平面或槽面。图 2-1 和图 2-2



1—曲柄； 2—滑块； 3—导杆； 4—摇块； 5—刨头

图 2-1

分别表示该机床第一种结构型式的示意图和执行机构的运动简图。电动机经皮带、齿轮传动，最后带动曲柄 1 和固结在其上的凸轮机构。由图可以看出运动的传递路线有两条：一条是通过曲柄导杆机构使刨刀（和刨刀固结）实现往复直线运动；另一条由凸轮机构带动双摇杆机构 O_4FEO_5 、棘轮机构及螺旋机构（图中未画出），使工作台实现横向移动。刨头左行时，刨刀切削工件，称为工作行程。此行程要求刨刀有很大的切削力，速度均匀，工作平稳，以提高切削表面的质量。因此工作行程应取较低的速度，这在同一功率下可得到较大的切削力。当刨头右行时，刨刀不切削金属，称为空回行程。此行程应加快速度，以节省时间，提高生产率。牛头刨床的导杆机构就具有上述要求的变速功能。

刨刀每完成一次切削后，在空回行程时，工作台横向移动一个距离，即完成一个进给运动，以便下一次切削金属。

刨刀的行程为 H ，在工作行程中刨刀受到很大的切削阻力，在切削行程的前后各有一段约 $0.05H$ 的空刀距离（图 2-2）。空回行程时，刨刀无切削阻力，因此，刨头在整个运

动循环中受力变化很大，速度波动也很大，为使主轴匀速运转，需要安装飞轮，以减小主轴的速度波动。

如图 2-1 所示， O_1 轴以前的部分称为机械传动系统，以后的部分称为工作机构， O_1

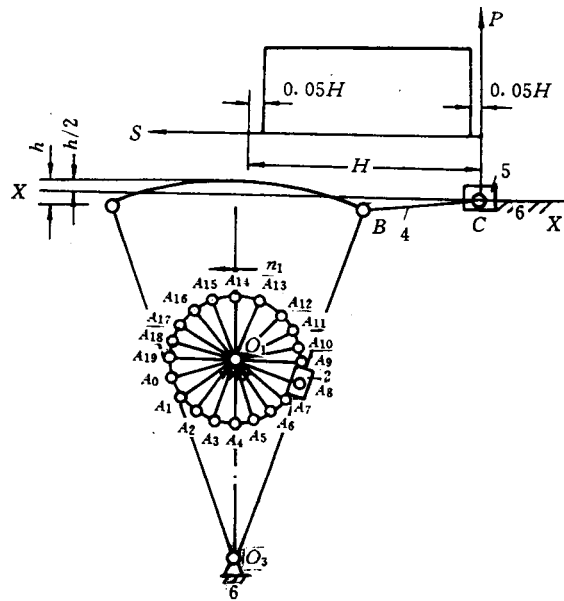


图 2-2

轴称为主轴。牛头刨床总体方案设计流程图见图 2-3。

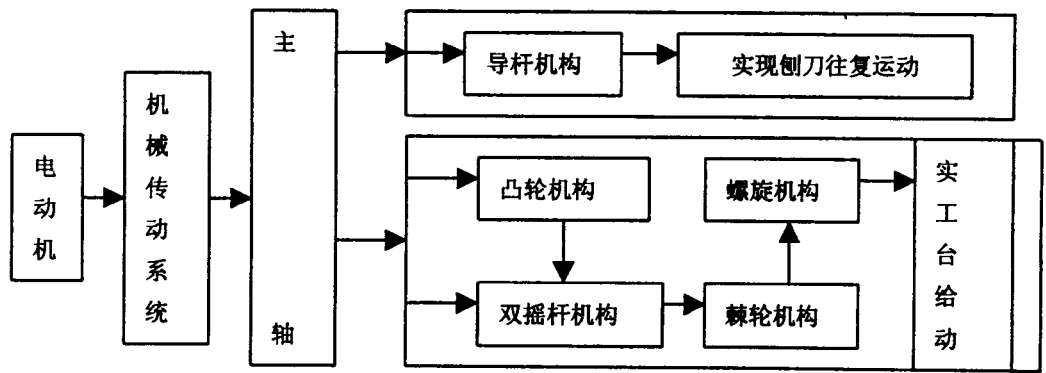


图 2-3

(二) 题目数据表

各机构的已知数据，见表 2-1~表 2-6。

表 2-1 中 n_1 — 曲柄 1 的转速;
 K — 机构的行程速比系数;
 H — 刨刀(刨头)的行程;
 $L_{O_1O_3}$ — 曲柄 1 和导杆 3 转动中心之间的距离;
 $L_{O_3S_3}$ — 导杆 3 的质心 S_3 至 O_3 点的距离;
 L_{BC} — 连杆 4 的长度;

表 2-1 第一种结构形式

符号	单位	导杆机构的有关数据		符号	单位	导杆机构的有关数据	
		方案 I	方案 II			方案 I	方案 II
n_1	R/mm	52	60	y_S	m	0.04	0.04
K		1.5	1.4	y_P	m	0.18	0.17
H	m	0.5	0.43	P	N	5 880	4 900
$L_{O_1O_3}$	m	0.43	0.45	G_3	N	196	176.4
$L_{O_1S_3}$	m	$0.5 L_{O_3B}$	$0.5 L_{O_3B}$	J_{S3}	Kg·m ²	0.12	0.11
L_{BC}	m	$0.32 L_{O_3B}$	$0.35 L_{O_3B}$	G_4	N	29.4	49
L_{BS_4}	m	$0.5 L_{BC}$	$0.5 L_{BC}$	J_{S4}	Kg·m ²	0.00025	0.004
x_S	m	0.15	0.18	G_5	N	607.6	705.6

L_{BS_4} — 连杆 4 的质心 S_4 至 B 点的距离;
 x_S — 刨头质心 S_5 相对 C 点的水平坐标;
 y_S — 刨头质心 S_5 相对 C 点的垂直坐标;
 y_P — 切削阻力 P 作用线至 C 点间距离;
 P — 切削阻力;
 G_3 — 导杆 3 的重量;
 J_{S_3} — 导杆 3 绕质心 S_3 的转动惯量;
 G_4 — 连杆 4 的重量;
 J_{S_4} — 连杆绕质心 S_4 的转动惯量;
 G_5 — 刨头的重量。

表 2-2 中 m 和 a 为齿轮模数和分度圆上压力角;
 Z_1, Z_2 — 两齿轮的齿数;
 h_a^*, c^* — 齿顶高系数和径向间隙系数。

表 2-3 中 L_{C_4D} 为摆杆长;
 $\varphi_{\max}$ — 摆杆摆动的最大角度;
 ϕ — 凸轮的推程角;
 ϕ_S — 凸轮的远休止角;

ϕ_s — 凸轮的远休止角；
 ϕ' — 凸轮的回程角；
 $\phi_{s'}$ — 凸轮的近休止角；
 $[\alpha]$ — 凸轮机构的许用压力角。

表 2-2 齿轮机构的有关数据

符 号	单 位	方 案 I	方 案 II
m	mm	9	8
Z_1		15	14
Z_2		48	55
α	度	20	20
h_a^*		1	1
c^*		00.25	0.25

表 2-3 凸轮机构的有关数据

符 号	单 位	方 案 I	方 案 II
L_{O_1D}	mm	150	135
$\phi_{\max}$	度	15	18
ϕ	度	65	70
ϕ_s	度	10	10
ϕ'	度	65	70
$\phi_{s'}$	度	220	210
$[\alpha]$	度	45	40

表 2-4 中 δ 为机器运转的不均匀系数。

表 2-4 飞轮有关数据

符 号	单 位	方 案 I	方 案 II
δ		1/25	1/30

表 2-5 双摇杆机构有关数据

符 号	单 位	方 案 I	方 案 II
$\phi_{\max}$	度	15	18
$\beta_{\max}$	度	80	80
$L_{O_4O_5}$	mm	400	400
L_{O_4F}	mm	135	135

表 2-6 棘轮螺旋机构有关数据

符 号	单 位	方 案 I	方 案 II
S	mm	0.33	0.33
H	mm	1.2	1.2
j		1	1
$L_{O_5O_6}$	mm	150	150

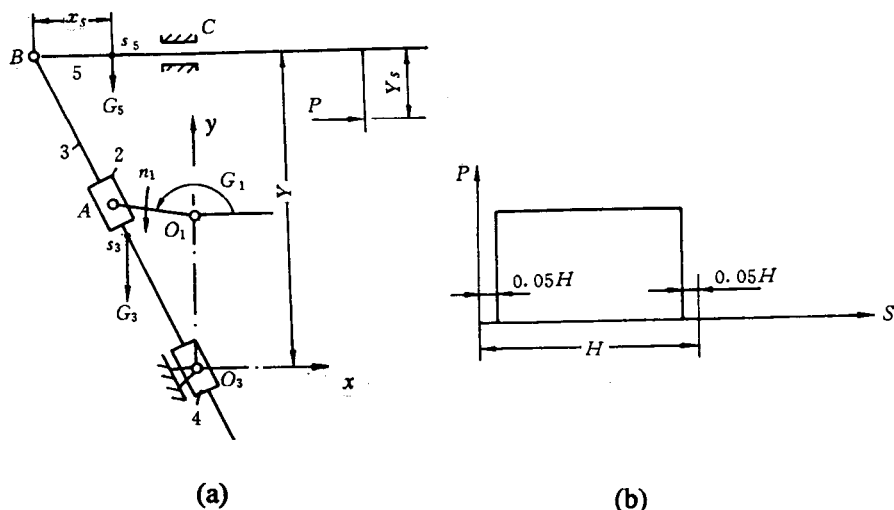
表 2-5 中 $\phi_{\max}$ — 摇杆 L_{O_4F} 摆角的最大值；
 $\beta_{\max}$ — 摆杆 L 的摆角最大值；
 $L_{O_4O_5}$ — 两摇杆转动轴间距离(机架长)；
 L_{O_4F} — 主动摇杆杆长。

表 2-6 中 S — 刨削最小走刀量；
 H — 螺旋的导程；
 j — 棘爪数目；
 $L_{O_5O_6}$ — 机架尺寸。

(三) 第二种结构型式的牛头刨床

这种结构形式的牛头刨床的机构运动简图见图 2-4 (a)，其切削阻力 P 随工作行程的变化见图 2-4 (b)。

导杆机构的已知数据参见表 2-7。



1—曲柄； 2—滑块； 3—导杆； 4—摇块； 5—刨头

图 2-4

表 2-7 第二种结构形式

符 号	单 位	导杆机构有关数据	
		方案 I	方案 II
Y	Mm	679	711
$L_{O_1O_3}$	Mm	348	406
L_{O_1A}	Mm	89.6	145
x_S	Mm	150	160
Y_P	Mm	180	180
L_{BS_3}	Mm	350	380
P	N	8 000	8 500
G_3	N	200	200
J_{S_3}	kg · m ²	1.1	1.1
G_5	N	690	650
n_1	r/min	125	158

表 2-7 中 Y —刨头移动导路至导杆 3 转动轴之间的距离；

$L_{O_1O_3}$ — 曲柄 1 和导杆 3 转动轴间的距离;
 L_{O_1A} — 曲柄长;
 x_S — 刨头质心 S_4 至 B 点距离;
 y_P — 切削阻力 P 作用线至导路的距离;
 L_{BS_3} — 导杆 3 质心 S_3 至 B 点的距离;
 P — 切削阻力;
 S_3 — 构件 3(导杆)的质心;
 G_3 — 导杆 3 的重量;
 J_{S_3} — 导杆 3 绕其质心 S_3 的转动惯量;
 G_5 — 刨头 5 的重量;
 n_1 — 曲柄 1 的转速。

二、游梁式抽油机

游梁式抽油机是目前在油田上广泛使用的一种机械采油装置,其传动示意图见图 2-5, 机构运动简图见图 2-6, 其数据见表 2-8。其传动路线是电动机通过皮带来带动减速器及铰链四连杆机构。

摇杆(游梁)3 的往复摆动,使得与其固结的驴头上下往复摆动,牵动钢丝绳。钢丝绳下端接抽油杆及抽油泵,把井底的原油抽到地面。

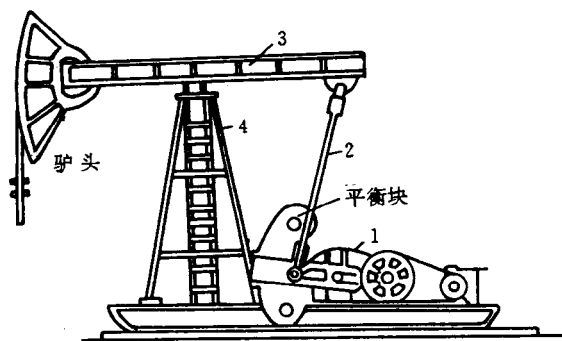


图 2-5

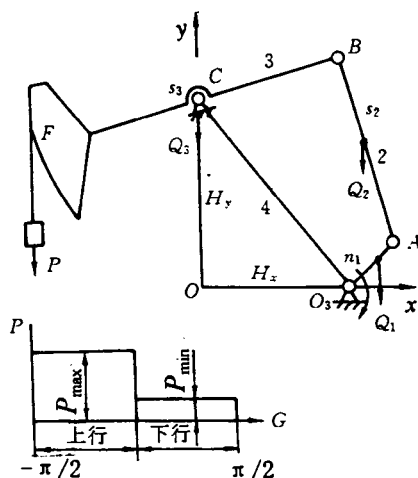


图 2-6

抽油杆上行时,驴头上的钢丝绳承受抽油杆在油中的重量及抽油泵活塞以上的液柱重等,这一行程称为工作行程。抽油杆下行时,钢丝绳仅承受抽油杆在油中的重量。这一行程称为空回行程。由此可见,驴头上的载荷 P 是变化的,见图 2-6 所示的简化载荷谱。

由于工作行程和空回行程的载荷变化,引起主轴速度波动,使运转不平稳。为了减

少主轴的速度波动, 减少电机能耗, 一般在游梁 3 或曲柄 1 上安装平衡块。

表 2-8 中, $P_{\max}$ — 驴头最大悬点载荷; $P_{\min}$ — 驴头最小悬点载荷; Q_1 — 曲柄装置总重; Q_2 , Q_3 — 分别为连杆 2 和游梁 3 的重量。

表 2-8 (CYJ10-3-26B) 游梁式抽油机已知数据

符 号	n (冲次)	H_x	H_y	L_{OIA} (曲柄)	L_{AB} (连杆)	L_{O3B} (后臂)	L_{O3F} (前臂)	
单 位	次/min	m	m	m	m	m	m	
数 据	12	2.82	2.957	1.064	2.996	2.82	3.935	
符 号	$P_{\max}$	$P_{\min}$	Q_1	Q_2	Q_3	J_{S1}	J_{S2}	J_{S3}
单 位	N	N	N	N	N	kg/m ²		
数 据	83 000	26 340	77 000	2 000	11 250	23.3	2.38	84.3

注: 泵挂 940 m, 泵径 70.1", 油管直径 3", 油密度 900 kg/m³, 抽油杆密度 7850 kg/m³。
各构件质心 S 分别在杆长中点。

三、具有瞬时停歇运动的四杆齿轮组合机

(一) 四杆-齿轮组合机构简介

图 2-7 所示的四杆-齿轮组合机构, 是由定轴轮系、差动轮系和四杆机构组合而成的, 这种组合机构的综合方法是
根据机构组成的特点, 分别
综合出符合瞬时停歇要求的
定轴轮系、差动轮系和四杆
机构, 然后分析其运动, 检
验是否符合停歇特性。

由于前面各章已讨论了
四杆机构、轮系及机构运动
分析的方法和必要的程序,
故本节主要是根据前面有关
各章的方法设计出四杆机构
和轮系, 即求得四杆机构各
杆相对于机架的长度和轮系
中各齿轮的齿数后, 写出一个
主程序并调用运动分析子
程序, 求得组合机构输出构
件的运动, 以检验所综合出
的组合机构是否满足设计要
求。

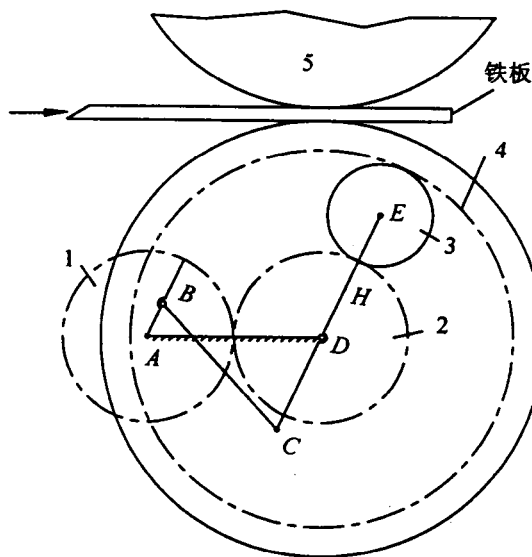


图 2-7

(二) 方法概要

1. 输出构件(齿轮 4)的运动方程式