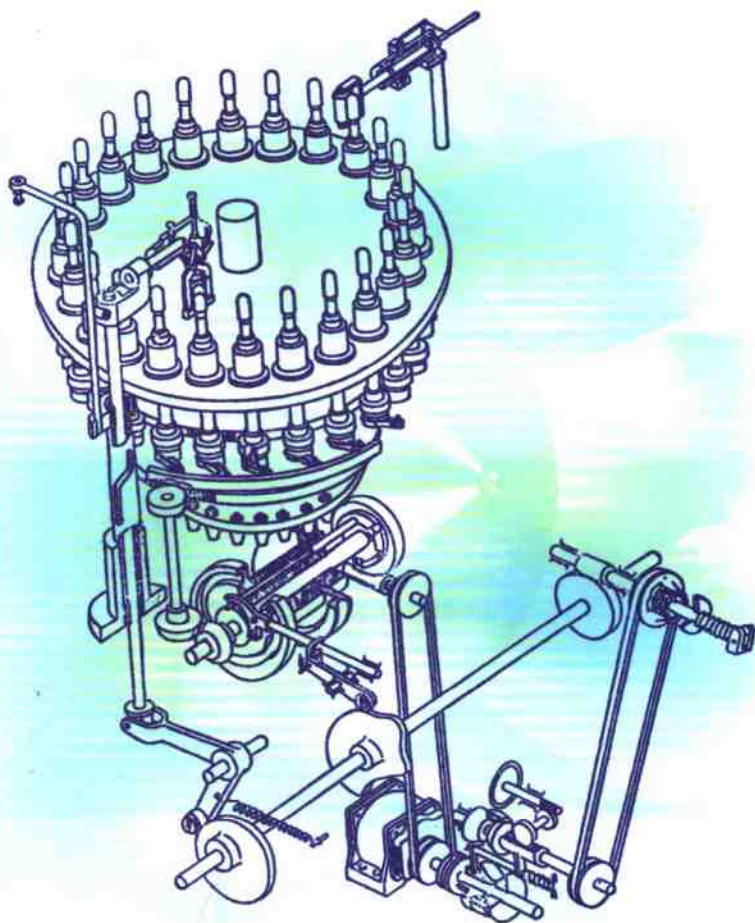


· 高等学校专业教材 ·

自动机械设计

(第二版)

尚久浩 主编
张淳 李思益 副主编

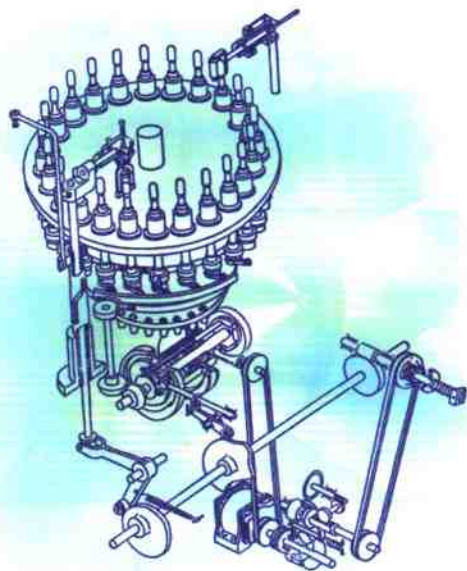


 中国轻工业出版社

自动机械设计

(第二版)

尚久浩 主编
张淳 李思益 副主编



ISBN 7-5019-3905-5



9 787501 939053 >

ISBN 7-5019-3905-5/TH·058

定价: 35.00 元

高等学校专业教材

自动机械设计

(第二版)

尚久浩 主 编
张 淳 李思益 副主编



中国轻工业出版社 CHINA LIGHT INDUSTRY PRESS

图书在版编目(CIP)数据

自动机械设计/尚久浩主编. —2版. —北京: 中国轻工业出版社, 2003. 5

高等学校专业教材

ISBN 7-5019-3905-5

I. 自… II. 尚… III. 机电一体化-机械设计-高等学校-教材 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 002942 号

责任编辑:王 淳 责任终审:孟寿萱 封面设计:孙 巍
版式设计:郭文慧 责任校对:燕 杰 责任监印:吴京一

出版发行:中国轻工业出版社(北京东长安街6号,邮编:100740)

网 址:<http://www.chlip.com.cn>

发行电话:010—65121390

印 刷:三河市宏达印刷有限公司

经 销:各地新华书店

版 次:2003年5月第2版 2003年5月第1次印刷

开 本:787×1092 1/16 印张:20.25

字 数:450千字 印数:1—3000

书 号:ISBN 7-5019-3905-5/TH·058

定 价:35.00元

· 如发现图书残缺请直接与我社发行部联系调换 ·

30003J1X201ZBW

中国轻工业出版社读者服务部电话:010—65241695 传真:010—85111730

前 言

《自动机械设计》一书的初版,是为适应当时的轻工高等院校轻工机械设计与制造类专业的教学需要,于1987年6月正式出版的。十余年来,经过多次重印,在轻工及其它高等院校有关专业的教学中发挥了重要作用。近些年来,科学技术的发展日新月异,机械工程学科也取得了长足的进步,知识更新的速度日益加快;另一方面,随着高等院校学科、专业的调整,对所培养学生的知识结构和专业适应面等也都提出了新的、更高的要求。针对这些方面的深刻变化,原轻工总会轻工机械教材委员会提出对《自动机械设计》教材进行修订,以满足轻工高校有关专业教学及广大读者的需要。

新修订的《自动机械设计》教材,着重突出自动机械的共性,力求照顾到系统性和完整性。对原有的章节结构进行了适当的调整增删,使教材的内容安排更加合理。重新改写了大部分章节,尽可能反映近些年来,自动机械领域的新发展和新成果。

根据专业课程教学大纲的要求,新教材既深入阐述了自动机械设计中带有普遍性的理论问题,又重点分析了自动机械中应用广泛的机构、装置的设计原理和方法。为顺应拓宽专业口径的培养要求,增加了总体设计、机电一体化以及自动机械设计实例等方面的内容,力争做到设计理论与工程实践相结合。

修订版《自动机械设计》由陕西科技大学尚久浩教授主编。参加编写工作的有:尚久浩(第一章、第四章)、张淳(第二章、第五章、第十一章第三节)、李思益(第三章、第八章、第十一章第一节)、曹巨江(第七章)、董继先(第九章、第十章)、贺炜(第六章、第十一章第二节)。由尚久浩统稿定稿,陕西科技大学彭国勋教授主审。

本书在编写中,力求做到观点正确,重点突出,理论联系实际,反映现代科学技术发展水平。但由于水平有限,书中难免存在不足和错误之处,敬请读者批评指正。

编者

2002年12月

目 录

第一章 绪论	1
第一节 自动机械的特点.....	1
第二节 自动机械的结构组成及分类.....	3
第三节 自动机械的设计要求及设计过程.....	5
第四节 自动机械的发展方向.....	6
第五节 本课程的主要内容.....	7
第二章 自动机械设计原理	8
第一节 自动机械的生产率分析.....	8
第二节 提高自动机械生产率的途径.....	15
第三节 自动机械的循环图设计.....	17
第四节 与自动机械循环图相关的两个问题.....	40
第三章 自动机械总体设计	43
第一节 概述.....	43
第二节 设计计划及组织.....	44
第三节 原理方案设计.....	47
第四节 工艺方案设计.....	52
第五节 总体结构方案设计.....	58
第六节 自动线设计.....	67
第四章 自动机械的工作性能指标	78
第一节 精度.....	78
第二节 静刚度.....	80
第三节 振动与噪声.....	83
第四节 磨损与腐蚀.....	89
第五节 可靠性.....	93
第六节 疲劳强度和断裂概念.....	97
第五章 自动机械传动系统的设计	101
第一节 传动系统及其分类.....	101
第二节 自动机械的原始运动参数和运动原理图.....	105
第三节 传动系统的设计要点.....	107
第四节 内联传动链常见机构的传动精度.....	115
第六章 机构运动规律及机构选型	119
第一节 机构运动规律的基本概念.....	119
第二节 常用运动规律及选用.....	127
第三节 自动机械常用机构及其选用.....	136

第七章 间歇运动机构	142
第一节 概述.....	142
第二节 棘轮机构.....	142
第三节 槽轮机构.....	151
第四节 分度凸轮机构.....	164
第五节 其它间歇运动机构.....	176
第六节 定位机构.....	180
第八章 自动机械供料机构设计	187
第一节 概述.....	187
第二节 液体料供料机构.....	188
第三节 粉粒料供料机构.....	195
第四节 条、带、线、棒料供料机构.....	200
第五节 单件及板片料供料机构.....	204
第六节 供送料机械手及机器人.....	226
第九章 电磁振动给料机的设计	231
第一节 概述.....	231
第二节 电振机工作原理及物料输送原理.....	232
第三节 运动学参数的选择和计算.....	238
第四节 振动系统分析及动力学参数选择.....	241
第五节 电振机电磁参数计算.....	250
第六节 振动料斗参数选择及设计要点.....	252
第十章 自动机械的控制、调节及机电一体化	259
第一节 概述.....	259
第二节 控制方式.....	262
第三节 机械控制系统.....	267
第四节 自动机械的调位.....	270
第五节 自动机械的机电一体化.....	275
第十一章 自动机械设计实例	295
第一节 弹性夹头自动铣槽机设计.....	295
第二节 粒状巧克力糖包装机设计.....	302
第三节 笔套弹簧夹装配机设计.....	309
参考文献	315

第一章 绪 论

第一节 自动机械的特点

一、机械与自动机械

人类在工农业生产活动中,发明和创造了各式各样的机器(机械),用于代替人力完成各种各样的生产劳动,这也使得机器与人类组成了一个“人一机”系统。我们已经熟悉了对机器的各种各样称呼,例如工具、人力机器、半自动机器,自动机器,甚至机器人等,那么,何谓自动机械呢?自动机械的结构与组成又有什么特点呢?仔细研究分析“人一机”系统完成生产任务的工作过程,分解后,可得出如下一些基本动作并按动作流程进行:

- 第一步,将在(待)制品送、放在机器的加工部位;
- 第二步,将在制品定位、夹紧;
- 第三步,启动机器;
- 第四步,将在制品引向机器的执行机构(如刀具),或将执行机构引向在制品;
- 第五步,机器进行加工(如成型、切削、装配等);
- 第六步,加工完成后,使在制品或工具退出接触;
- 第七步,对在制品进行检测,不合格时再反复执行第五步,直至本次加工合格;
- 第八步,停车;
- 第九步,松开制品;
- 第十步,卸下制品并送至指定位置。

由于在制品的物性、加工要求、加工工艺原理以及所用机器的功能、结构的不同,以上十步并非所有机器在加工中都要执行;如果更细分解,也可能不止这十步。

在这十步中,有些动作需要人来完成,有些动作是靠机器来完成,人尽可能少地参与上述动作,这是人类设计机器所追求的目标。当一部机器在工作过程中几乎没有人参与,显然这样的机器就实现了“自动化”。由此,在没有操作人员直接参与下,组成机器的各个机构(装置)能自动实现协调动作,在规定的时间内完成规定动作循环的机器可称为自动机械。所谓操作人员不直接参与,是指除定期成批供料外,其余动作不需要人工操作。在每个工作班的开始或每次进行调整后,首先由人工将加工所需要的物料(毛坯、半成品或成品等)成批地装入贮料装置中;启动机器后供料装置自动将工艺加工所要求的物品(按照规定的数量、时间甚至方向等)送至上料工位;工具或物品自动夹紧、自动引进、自动开始加工;加工完成后,工具或物品自动退出、自动松开制品;再靠物品自重或通过卸料装置卸下成品,并送至指定地点,此时一个制品的加工过程即完成。机器自动开始第二次供料并重复以上操作,如此周而复始自动完成动作循环并周期地或连续地输出制品,直至下一次因停班、调整或因故障而自动或人为为停车为止。

由以上对自动机械的定义可知,自动机械是一个相对的概念,在“人一机”系统中,如果人参与的程度高,则机器的自动化程度低;反之,则机器的自动化程度高。从这个意义上来看,目前人类所使用的任何一部机器,都可称之为自动机械,只不过自动化程度高低不同而已。本门课程讨论的是自动化程度比较高的机械,简称自动机械。

二、自动机械的特点及应用

自动机械的最大特点是自动化程度高、操作人员的劳动强度低、生产效率高。另外,自动机械所完成的工艺动作一般比较多,所以自动机械往往由多个工艺执行机构组成,结构也就相对复杂。

工农业生产各个部门使用着不同种类的机械,例如农业机械、重工业机械、轻工业机械等等,按照自动机械的定义,这些机械都可称之为自动机械,但不同部门所使用的机械有各自不同的特点,就轻工业部门所使用的轻工自动机械来讲,具有以下一些特点:

1. 加工对象多样化

除少数与普通机械制造业同类型的轻工自动机械,如钟表、缝纫机、自行车和家用电器等耐用消费品的加工机械是以金属材料为主要加工对象外,绝大多数轻工自动机械是以农、林、牧、副及化工产品等非金属材料作为加工的原料。如食品机械中的糕点机械以农产品为主要原料;罐头、酿造机械以农、副、渔产品为主要加工原料;制浆造纸机械以林产品和农副产品为原材料;皮革机械以畜产品为主要原料;陶瓷、玻璃、塑料机械则以矿物、化工产品为其原料。

2. 工艺方法多样化

由于加工对象的多样化,所以对加工工艺就有不同的要求,因而工艺方法比较多,例如:

- (1)采用纯物理机理作用的有烟草机械中的润叶机、真空处理机、各种烘干机等等;
- (2)采用物理中的力(机械)作用的有皮革片皮机、灯泡绕丝机、陶瓷滚压成型机等;
- (3)完成化学作用的如造纸蒸煮锅、金属熔炼机、各种轻化工机械等;
- (4)完成化学中的电学作用的如电镀、电腐蚀设备等;
- (5)完成生物化学作用的如食品发酵设备等;
- (6)综合作用型,即上述几种工艺方法的组合,如皮革熨皮机、转鼓等。

3. 门类繁多,结构多样化

轻工自动机械因行业、加工对象、机器的功能与作用的不同,因而在原理与结构上存在很大差异,即便是完成同一功能的机器,也有不同的工作原理和结构。例如糖果包装机有着各种不同的工艺原理和结构,灯泡绕丝机因绕制原理不同有无芯绕丝机、有芯连续绕丝机和有芯间歇绕丝机等等。

4. 生产量大、机器自动化程度高

轻工产品一般是大批量生产,必然要求广泛采用半自动化、自动化的机器或自动生产线。

5. 机器的工作速度快,更新换代较快

如卷烟机、纸机、包装机等轻工机械不断向高速化发展,因而机器构件的疲劳与振动问题比较突出。这就要求在设计机器时应综合运用有关运动学、动力学、机构学、CAD以及现代设计理论与方法,以保证机器获得最佳的工作性能。

我们已经知道,机械根据用途不同,可分为动力机械、运输机械、加工机械等等,加工机械一般输入给机器的是原料或在制品,完成加工后一般是成品,加工中主要以改变在制品的形态为主,往往要求的工艺动作比较复杂,宜采用自动机械进行生产,所以自动机械广泛应用于各种加工业,例如轻工业、纺织工业、包装业等等。事实上,各个行业、各种机械都朝着自动化机械方向发展。

第二节 自动机械的结构组成及分类

一、自动机械的结构组成

先研究一下如图 1-1 所示的自动冲压机的构造,该机器可用于板片下料,也可用于板片料的成型。设计思想是除人工定期装料外,其它动作全部自动化,机械的工艺执行机构有两个:一个是由件 10、11、12 组成的冲压机构(主要工艺执行机构),一个是由件 15、16 等组成的送料机构(辅助工艺执行机构),为了使上述两个主要机构协调配合完成加工任务,机器还配置了其它一些机构和装置,分析各个机构和构件在机器中的作用,可将其归类成四大组成部分:

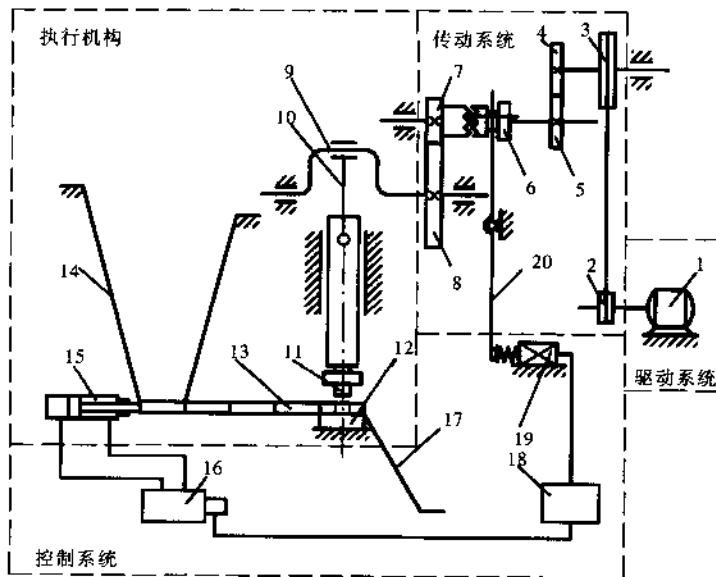


图 1-1 自动冲压机结构示意图

- 1—电动机 2,3—皮带轮 4,5,7,8—齿轮 6—离合器 9—曲轴 10—冲杆
11—冲头 12—下模 13—毛坯 14—料斗 15—推料装置 16—控制阀
17—落料板 18—控制装置 19—电磁铁 20—杠杆

(1)驱动系统 即机器的动力源。常用的驱动方式有电力驱动、液压驱动、气压驱动等,本机器采用了电力驱动,即图中的电动机 1。

(2)传动系统 包括图中由件 2、3 组成的带传动,件 4、5、7、8 两对齿轮传动。传动系统的任务是把电动机的动力按照要求的运动和动力传递给各个执行机构和其它机构,以完成

规定的工艺动作。

(3)执行机构 它是机器实现工艺动作的執行者,包括冲压机机构和供料机构。执行机构的从动件即机器的执行件(图中为冲头 11 和推料装置 15)。

(4)控制系统 包括图中离合器 6, 杠杆 20, 件 19、18、16 组成的控制装置,其任务是控制机器的驱动系统、传动系统、执行机构等,使其按规定的程序(时间、顺序等)进行协调、配合的动作,以实现自动机的工作任务。

尽管各种各样的自动机械的结构与组成不完全相同,但基本上都是由上述四大部分组成的。

为了实现自动机械的功能,除了上述四大组成部分外,有时还需要增设一些完成辅助动作的机构,例如剔除机构,计数机构等,所以一部比较完整的、自动化程度比较高的自动机械可能包含了如图 1-2 所示的各种机构(装置)。

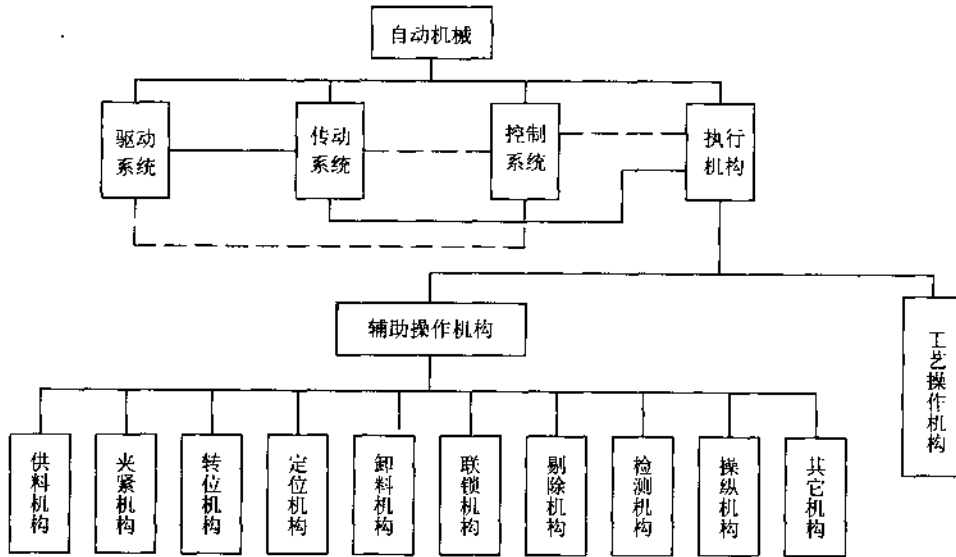


图 1-2 自动机械组成部分及机构

二、自动机械的分类

这里,从自动机械的设计角度考虑,按其结构和功能分类,可将自动机械概括为四大类型:

(1)成型机械 这类自动机械以施加力为主,通过模具或其它工具使得在制品成型。更换模具以及工艺参数,即可生产不同规格的产品,主要工艺原理有热塑、注塑以及冲压等。例如陶瓷制品的滚压成型,各种日用品的冲压成型,塑料制品的注塑成型等,机器的主要工艺动作是上料、合模、成型、开模、卸制品等。

(2)切削类(或称加工处理类)机械 机器通过刀具完成对在制品的切削加工。例如皮革片皮机,烟草切梗机,造纸用切草机等,机器的工艺动作有送料、上下料、夹紧、引进、切削、松开等。

(3)装配类机械 这类机器以执行工艺动作为主,通过各种配用工具或机械手,按照规

定的程序进行操作,将零件装配成部件或产品,装配过程中可能伴有一些简单的成型或加工动作,例如缝纫机装配机,彩电装配机,制鞋用各种机器等。

(4)包装机械 这类机械从功能和原理上都类似于装配机械,但因工艺原理有一定的特殊性,故形成一种独立的机械类型,其动作包括输送与供料、称量、包封、贴标、计数、产品输送等。例如包封机、液体料灌装机、制袋填充机、捆扎机等。

除了上述主要的四大类外,还有一些其它类型的机器。

第三节 自动机械的设计要求及设计过程

一、基本要求

设计自动机械应以满足使用要求和保证高生产率为前提,做到技术先进,经济合理,制造方便,安全可靠,一般应具有以下性能:

1. 使用性能

- ①运动的平稳性。具有足够的强度和刚度,能保持规定的运动精度。
- ②可靠性。设备在规定的条件下,在规定的时间内完成或保持其规定的工作能力称为可靠性。可靠性越高,故障率越低。
- ③产品质量的稳定性。
- ④加工精度的保持性。
- ⑤对环境的适应性。
- ⑥使用维修方便,操作简单安全。

2. 技术性能

- ①具有一定的灵活性,能适应产品规格、品种一定范围变化的要求。
- ②具有合理的自动化程度,要根据需要和可能性来综合考虑,不能脱离具体条件而盲目追求先进性。

③贯彻标准化、通用化和系列化。

3. 经济性能

- ①结构简单,制造容易,成本低。
- ②生产率高,效率高,能耗少。
- ③节约材料,特别是要节约贵重和稀有金属材料。

4. 其它

①减轻劳动强度,改善劳动条件,不污染环境和产品,讲求人机工程学,创造文明生产条件。

②留有发展的余地,要有可能改进而不致造成全机废弃。

二、自动机械设计的过程

自动机械的设计过程可分为四个阶段:初步设计阶段;技术设计阶段;工作图设计阶段;安装调试阶段。在整个设计过程中可按以下几个程序进行:

①熟悉设计任务书,明确加工对象的材料、性能及要求,自动机械的使用范围、生产率要

求等,然后进行调查研究,收集国内外同类型机械的技术资料,进行工艺分析与方案对比,在此基础上确定所设计的自动机械的工艺方案,绘制工艺原理图。

②确定自动机械的加工循环时间。对于加工单件产品的自动机械,其加工循环时间是指顺序给出两个相邻产品的时间间隔。加工循环时间的确定主要应满足自动机械工艺原理上的要求,在此基础上力求缩短操作时间,提高自动机械的生产率。

③确定自动机械的运动参数,拟定传动原理图,绘制传动系统图。

④决定自动机械的运动特性,选择执行机构的运动规律,进行运动分析和动力分析。

⑤选择自动机械的执行机构,绘制机构运动图,进行执行机构运动循环图和自动机械工作循环图的设计。

⑥初步确定主要结构和尺寸。

⑦确定自动机构的总体方案。包括选择自动机械的控制方案,绘制控制系统原理图,进行总体方案可行性分析等。

⑧确定自动机械的总体布局。包括主要组成部分之间的相互关系、联系方式和联系尺寸;确定操纵机构、操作部位、连锁关系与安全防护装置;确定润滑方式和润滑系统;最后确定外形尺寸。

⑨进行自动机械技术经济指标的初步估算以验证设计方案的先进合理性。

⑩具体结构设计。包括部件装配图、总装配图、零件工作图的设计,最后整理与编制各种明细表,说明书等技术文件。

以上各项程序所包括的工作内容是相互联系与交错的,有时可平行或穿插进行。在设计中当技术资料不全或不完全适用时,则应通过必要的工艺或结构原理试验,以便确定工艺原理和结构参数。

设计的图纸,在制造、装配、调试过程中必须随时修改,设计工作只有在自动机械调试成功,投入生产后,方能结束。

第四节 自动机械的发展方向

随着我国国民经济的飞速发展,机械在品种、规模、设计与制造技术等方面也得到了迅速的发展和提高。目前全国各地均建有机械制造厂,并逐步走向专业化生产,已能独立自主地进行从单机到成套设备乃至自动生产线的设计与制造。此外,还建立了一批机械科研设计单位并在高等院校中设有有关机械专业。因此在我国已形成了一套完整的具有人才培养、技术开发设计、产品生产制造的机械体系。但是,与国外一些先进机械相比,还存在一定差距。在技术规范、品种系列、效益与功能等方面都亟需迅速改进与提高,才能适应当前国民经济发展的要求。

针对我国目前的具体情况,发展机械工业主要应从以下几方面着手:

根据我国的生产现状和到 2015 年的技术经济发展的总体规划,发展生产首先是提高产品质量,改善劳动条件,减轻劳动强度,不断提高机械化水平。当前对现有的各种机械设备,应以改造更新为主,充分发挥它们的潜力。

随着新材料、新工艺、新技术的发展,必须推动各种自动机械向机电一体化和智能化的方向发展。

提高“三化”(产品系列化、部件通用化、零件标准化)的水平,是提高机械技术经济效益的重要方面。提高“三化”水平可以大大缩短机械的设计与制造周期,降低制造成本,便于组织专业化生产,提高机械的制造质量和可靠性,方便维修,从而改变机械分散设计和零星制造的现状,提高机械工业的技术经济效益。

实现高速化,是提高机械工业生产率的有效途径。高速化不仅要提高执行机构的运动速度,还要提高送料、输送和相应辅助机构运动的速度。为此,必须首先解决好一系列基础技术问题,主要是:

- ①改善执行机构的动态特性,使之在高速工作时运动平稳,降低振动与噪声。
- ②提高工作可靠性,降低故障率,提高机械设备的利用率。
- ③提高机械效率,减少摩擦与磨损,降低动力消耗,提高精度保持性。
- ④尽可能采用最新科学技术。

第五节 本课程的主要内容

综前所述,由于工业部门种类繁多,产品多样,工艺原理复杂,自动机械的形式和结构千差万别,本课程不可能面面俱到。而随着经济的发展,实现生产自动化乃是必然的趋势,因此本课程以研究自动机械的设计为主要内容。

用于工业各部门的自动机械虽然完成不同的功能,但为了完成自动循环生产过程所需具备的许多基本的职能、运动和动作,则具有很大的共同性。例如上料、转位、定位、输送、控制等,完成这些职能和动作的机构与装置基本上构成了自动机构的主要部分。因此本课程重点研究自动机构设计中的共性问题,剖析一些具有普遍意义的机构、装置的设计原理和方法。本课程的主要内容包括:自动机械设计原理、自动机械总体设计、自动机械的工作性能指标、自动机械传动系统的设计、机构的运动规律及机构选型、间歇运动机构、自动机械送料机构设计、电磁振动给料机设计、自动机械的控制、调节及机电一体化、自动机械设计实例等章节。

当前,随着新产品、新技术、新结构、新工艺、新材料的日益发展,自动机械设计的范围和内容也不断地发生变化和更新。我们必须深入生产实践,努力学习新的现代设计理论、计算技术和最优化设计等一系列知识,才能为我国机械工业的技术创新做出贡献。

第二章 自动机械设计原理

第一节 自动机械的生产率分析

一、概 述

自动机械的出现,不仅大大解放了工人的双手,改善了劳动条件,更重要的是,它使劳动生产率达到了前所未有的高度,适应了生产和消费日益增长的需要。因此,自动机械的生产率就成了衡量自动机械性能优劣的主要指标之一。在设计制造自动机械时,应对它的生产率进行系统的分析,以掌握主要的影响因素,从而找出提高生产率的有效途径。

自动机械在单位时间内生产或完成加工的产品的数量,称为自动机械的生产率,或生产能力。依据所选用的时间单位及产品数量的单位,生产率的单位可表示为件/min, kg/min, m/h, m²/h 等等。

生产率分为三种:理论生产率 Q_T 、实际生产率 Q_p 和工艺生产率 K 。

理论生产率 Q_T 是自动机械的基本参数。对于某种机器结构, Q_T 是完全确定的值,它指的是自动机械调整到正常的工作状态加工产品时,单位时间内生产或完成加工的产品的数量。若加工对象为单件产品,即产品以“件”作为数量的单位;采用单件加工方式,即每个工作循环结束时生产或完成加工一个产品,则自动机械的理论生产率 Q_T 可表示为

$$Q_T = \frac{\sum Z}{T_V} = \frac{\sum Z}{T_p \cdot \sum Z} = \frac{1}{T_p} = Z \quad (2-1)$$

式中 T_V ——自动机械的有效工作时间;

$\sum Z$ ——自动机械在有效工作时间 T_V 内的循环次数;

Z ——自动机械在单位时间内的循环次数;

T_p ——自动机械的工作循环周期时间,简称工作循环时间。

如果在一个工作循环结束时同时生产或完成加工 w 个产品,则式(2-1)成为

$$Q_T = \frac{w}{T_p} = w \cdot Z \quad (2-2)$$

自动机械在较长时间运行期间,在考虑到故障、维修、出现废品或其它原因引起的停机时间的情况下,单位时间内平均生产或完成加工的合格产品的数量,是自动机械真正的实效生产能力,称为自动机械的实际生产率 Q_p 。若对于单件产品并采用单件加工方式,并以 T_B 表示实际运行时间与停顿时间之和,则实际生产率 Q_p 可简单表示为

$$Q_p = \frac{\sum Z}{T_B} \quad (2-3)$$

Q_p 是所要求的自动机械的额定生产能力,即自动机械的预期生产能力,因此往往称为设计能力。

假设加工对象在自动机械上的全部时间内连续接受加工,而没有空行程的损失,这时自

动机械的生产率就是工艺生产率 K 。因此, K 是在某种工艺条件下, 自动机械在单位时间内可能生产或完成加工产品的最大数量。

按生产过程的连续性, 自动机械可以分为间歇作用型和连续作用型两大类。

间歇作用型自动机械又称为第 I 类自动机械, 包括单工位和多工位两种。这一类自动机械的特点是, 加工对象在自动机械上的加工、传送和处理等, 是间歇式周期性进行的。因此该类自动机械的理论生产率取决于生产节拍, 即加工对象在自动机械上的加工循环时间 T_p 。对于多工位自动机械, T_p 是加工对象在各工位上的工作循环时间。于是该类自动机械的理论生产率 Q_T 可简单表示为

$$Q_T = \frac{R}{T_p} \quad (2-4)$$

式中 R ——自动机械加工对象的产品特征计算单位系数, 简称为产品特征系数。

连续作用型自动机械又称为第 II 类自动机械, 它们的特点是, 加工对象在自动机械上的加工、传送和处理等都是连续进行的。因此产品在自动机械上的移动速度, 即自动机械的工艺速度 v_p , 就决定了该类自动机械的理论生产率 Q_T :

$$Q_T = R \cdot v_p \quad (2-5)$$

式(2-4)、式(2-5)中的产品特征系数 R , 按产品特征不同, 可分别表示为表 2-1 中的各种形式。

表 2-1 产品特征系数 R

产品特征	间歇作用型自动机械	连续作用型自动机械
件数	1(件)	1/l(件/m)
长度	l(m)	L
面积	l·b(m ²)	b(m)
体积	l·b·h(m ³)	b·h(m ²)
质量	l·b·h·ρ(kg)	b·h·ρ(kg/m)

注: l —两相邻产品的中心距(m);
 l —产品在每一工作循环内的移动距离(m);
 b —产品宽度(m);
 h —产品高度(m);
 ρ —产品密度(kg/m³)。

在任何一台自动机械上, 生产或完成加工一件(对于单件加工方式)或一组(对于多件平行加工方式)产品的工作循环时间 T_p 或工艺速度 v_p 就决定了该台自动机械的理论生产率 Q_T 。下面分别对间歇作用型和连续作用型两类自动机械的理论生产率及其影响因素做一些分析。

二、间歇作用型自动机械的理论生产率分析

自动机械执行机构的动作, 分为工艺操作和辅助操作两种。工艺操作包括加工、装配或计量等动作; 辅助操作包括加工对象的传送、安装和自动检验, 以及自动机械执行机构的空行程等动作。这些动作的时间, 有的可以相互完全重合或者重合一部分, 有的则不能重合。

间歇作用型自动机械的工作循环时间是由基本工艺时间和循环内的辅助操作时间两部分组成的。在工作循环时间 T_p 内,各执行机构进行工艺操作的时间即为基本工艺时间,以 T_k 表示;而与基本工艺时间不相重合的时间内,各执行机构中只存在辅助操作,这就构成了辅助操作时间,以 T_f 表示。因此,自动机械的工作循环时间可表示为

$$T_p = T_k + T_f \quad (2-6)$$

为了简化分析,下而着重讨论单件产品特征的自动机械的理论生产率。由式(2-4)、式(2-6)可知

$$Q_T = \frac{1}{T_k + T_f} \quad (2-7)$$

令 $T_f = 0$, 则有

$$Q_T = \frac{1}{T_k} = K \quad (2-8)$$

这就是前述的工艺生产率,它是在工作循环时间内辅助操作时间全部与基本工艺时间重合,即辅助操作时间为零的情况下获得的。对于第 1 类自动机械,总有 $T_f \neq 0$, 所以将式(2-8)代入式(2-7),可得

$$Q_T = \frac{1/T_k}{1 + T_f/T_k} = \frac{K}{1 + K \cdot T_f} = K \cdot \frac{1}{1 + K \cdot T_f}$$

令 $\frac{1}{1 + K \cdot T_f} = \eta$, 上式可简写为

$$Q_T = K \cdot \eta \quad (2-9)$$

由此式可见

$$\eta = \frac{Q_T}{K} = \frac{1/T_p}{1/T_k} = \frac{T_k}{T_p} \quad (2-10)$$

可知 η 是理论生产率 Q_T 与工艺生产率 K 的比值,亦为基本工艺时间 T_k 在自动机械工作循环时间 T_p 中所占的比例,称为生产率系数,它表示自动机械工艺过程的连续化程度。对于第 1 类自动机械,总有 $T_k < T_p$, 因此 $0 < \eta < 1$ 。

显然,如果通过减少工作循环时间 T_p 来提高自动机械的理论生产率 Q_T ,就必须设法减少基本工艺时间 T_k 或辅助操作时间 T_f ,或使两者同时减少。

按照式(2-10)可绘出表示生产率系数 η 与工艺生产率 K 关系的一组曲线,如图 2-1 (a)所示;按照式(2-9)可绘出表示理论生产率 Q_T 与工艺生产率 K 关系的一组曲线,如图

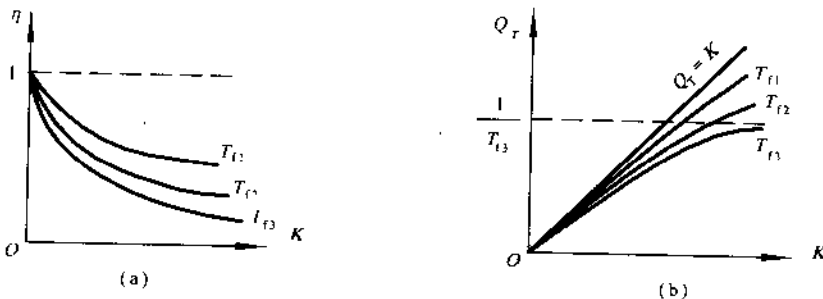


图 2-1 $\eta - K$ 关系与 $Q_T - K$ 关系曲线

(a) $\eta - K$ 关系曲线 (b) $Q_T - K$ 关系曲线

2-1(b)所示。图中三条曲线分别对应于不同的辅助操作时间: $T_{11} > T_{12} > T_{13}$ 。

从以上分析,可以得出如下结论:

(1)因为 $0 < \eta < 1$,所以第 I 类自动机械的理论生产率 Q_T 始终低于工艺生产率 K 。

(2)工艺生产率 K 相同时,辅助操作时间 T_f 越少,理论生产率 Q_T 越高。

(3)在辅助操作时间 T_f 一定的情况下,随着工艺生产率 K 的提高,理论生产率 Q_T 的提高将达到某一极限值:

$$Q_{Tmax} = \lim_{K \rightarrow \infty} \frac{K}{K \cdot T_f + 1} = \frac{1}{T_f} \quad (2-11)$$

(4)在工艺生产率 K 较低时,辅助操作时间 T_f 对理论生产率 Q_T 的影响不如 K 较高时那样显著。

(5)辅助操作时间 $T_f = 0$ 的自动机械,实质上就是连续作用型自动机械,这时 $Q_T = K$,即 $\eta = 1$ 。因此,连续作用型自动机械比间歇作用型自动机械更加完善。

三、连续作用型自动机械的理论生产率分析

连续作用型自动机械的特点是辅助操作在基本工艺时间内进行,辅助操作所用的时间与基本工艺时间 T_k 完全重合,即被 T_k 所包容。因此,这类自动机械的理论生产率 Q_T 完全取决于加工对象在加工中的移动速度或自动机械的加工工艺速度。自动机械的加工工艺速度与所选择的工艺方案及其参数有关,可通过改革工艺或采用先进工艺等途径,提高工艺速度,使自动机械的理论生产率 Q_T 随工艺速度的增加而增加。

式(2-5)是计算第 II 类自动机械理论生产率 Q_T 的公式,对于转盘式多工位连续作用型自动机械,其理论生产率 Q_T 还可用下式计算

$$Q_T = n_p \cdot N \quad (2-12)$$

式中 n_p ——自动机械转盘的转速(r/min);

N ——转盘上的工位数。

自动灌装机就属于这种情况,图 2-2 是它的工艺原理示意图。设液体经灌装阀流入瓶内所需的时间为 T'_k ,称为工艺循环周期,则从灌装开始(装瓶)到灌装结束(卸瓶),灌装机转盘转过的角度为

$$\alpha_p \geq 2\pi n_p T'_k$$

式中的 α_p 称为灌装角,它与某些物理及结构因素有关,如液体黏度、流量口的形状与尺寸等;而 T'_k 称为工艺循环周期。在灌装角 α_p 选定的情况下,转盘的转速 n_p 由下式决定

$$n_p \leq \frac{\alpha_p}{2\pi \cdot T'_k} \quad (2-13)$$

式中 α_p ——单位为 rad。

从装瓶到卸瓶,转盘转过的工位数为 N_1 ,而转盘其余的工位数为 N_2 ,显然有

$$N = N_1 + N_2$$

另一方面,自动灌装机的工作循环时间等于转盘转过两个工位之间中心角的时间

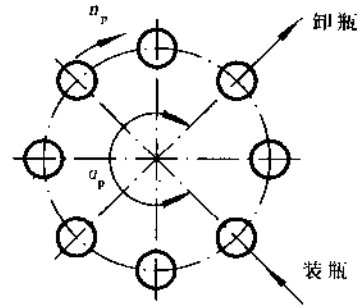


图 2-2 自动灌装机的工艺原理示意图

$$T_k = \frac{T_k'}{N}$$

灌装所采用的工艺方案一旦确定,工艺循环周期 T'_k 也就是一定的;在 N_2 和转盘的转速 n_p 不变的情况下,增加转盘的工位数 N ,就等于是缩短了工作循环时间,这样就提高了理论生产率 Q_T 。因此,多工位连续作用型自动机械正在向增加工位数的方向发展。

例 2-1 某 50 工位液体灌装机,根据工艺要求,灌装时间 $T'_k = 15s$,若灌装角 $\alpha_p = 270^\circ$,问该机最高生产率为多少瓶/min?

解:由式(2-13),灌装机转盘的转速应为

$$n_p \leq \frac{270^\circ \times \pi / 180^\circ}{2\pi \times 15/60} = 3(\text{r/min})$$

取 $n_p = 3\text{r/min}$,则由式(2-12)及 $N = 50$,得灌装机的最高生产率为

$$Q_T = 3 \times 50 = 150(\text{瓶/min})$$

四、自动机械的实际生产率及其影响因素

上面的讨论,阐明了自动机械工作循环本身的规律。但实际上,在较长时间的工作过程中,自动机械常会因某些自然的或意外的原因使自动循环中断,即引起自动机械停顿。这种因故停顿所消耗的时间,称为循环外的时间损失。前面介绍过的辅助操作时间,称为循环内的时间损失,它在每加工一个产品时,都要重复出现。这二者的总和,即是除了基本工艺时间之外的所有的各种非加工性的时间消耗,称之为时间损失。

自动机械连续工作了一段时间之后的循环外的时间损失,在计算实际生产率时,必须分摊到在此期间加工出的每一件加工对象上。这样,实际生产率 Q_p 必然低于前面计算出的理论生产率 Q_T ,二者的关系为

$$Q_p = \epsilon Q_T \quad (2-14)$$

式中 ϵ ——自动机械的时间利用系数。显然, $\epsilon < 1$ 。

循环内与循环外的时间损失可以分为以下六类:

第 I 类:循环内的空程时间损失。它与工作循环中所包括的空程辅助动作有关,例如加工执行机构的空回程、装卸加工对象及自动检验等等,前面曾记为 T_{t_0} 。

第 II 类:与刀具或其它成型工具使用有关的时间损失。例如因更换、调整刀具,局部刃磨及微调所消耗的时间。这类时间损失可以用所有刀具因更换和调整所消耗的时间总和分摊到每一件加工对象上的份额来表示,记为 T_t 。

$$T_t = \frac{T_v}{T_v} \sum_{i=1}^n t_i \quad (2-15)$$

式中 t_i ——更换和调整第 i 把刀具所消耗的时间;

n ——刀具的数目。

第 III 类:与自动机械及其辅助设备的使用有关的时间损失,主要花费在修理设备和恢复正常工作的调整等方面。该项时间损失分摊到每一件加工对象上后,用 T_r 表示。

第 IV 类:与生产管理有关的时间损失,例如因自动机械缺乏加工材料、工人缺勤、换班等延误的时间。

第 V 类:与产生废品有关的时间损失。自动机械或刀具调整不好、原材料及毛坯质量差等原因,都可能导致产生废品。

第Ⅵ类:在转换生产另一批产品时所花费的准备—终结时间。

上述第Ⅱ、Ⅲ类时间损失在自动机械工作过程中总是会存在的,只是随自动机械完善程度的不同,存在量的差别而已。自动机械的某些机构的工作生命愈短,可靠性愈差,则第Ⅱ、Ⅲ类时间损失就愈大。至于第Ⅳ类时间损失主要决定于生产组织管理工作的完善与否,而与生产技术及设备的工作条件无关。第Ⅴ类时间损失在正常的生产情况下是不允许存在的。第Ⅵ类时间损失取决于批量的大小,对于大批量生产的自动机械这类时间损失所占比重极小。因此,在下面的分析中,主要考虑与生产技术和设备条件有关的第Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ类时间损失。这样,实际生产率可以表示为

$$Q_p = \frac{1}{T_k + T_i + T_l + T_e} = \frac{1}{T_p + T_n} \quad (2-16)$$

式中 T_n ——分摊到每一件产品上的循环外时间损失,即 $T_n = T_l + T_e$ 。

如果再分析一下第Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ类时间损失的性质便可看出,之所以引起这些时间损失,总不外乎是由于工艺上的问题和设备上的缺点及故障。从这两个主要方面去认识影响自动机械生产率的因素,有助于从整体上正确了解自动机械的工艺与设备的关系,进而有助于进行设计工作及解决调整与使用过程中所发生的问题。

工艺上的问题是设计自动机械的基础。自动机械的一切部件及其布置都须根据已定的工艺方案进行设计或选择,因此,工艺方面的因素往往对自动机械的生产率产生根本的影响。这些影响可能直接反映在使用时的某些具体问题上,也可能虽表现为具体的结构问题,而设计上是由于工艺问题解决不好所造成的。

前述的第Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ类时间损失,最终都直接反映为设备上的各种问题。循环内的时间损失 T_i 主要与设备设计有关;而循环外时间损失 T_n 则与设备的设计、选择、使用(包括调整、管理和维修)等方面有关。

例 2-2 已知电阻自动压帽机的电动机转速为 $n_0 = 1440 \text{r/min}$,经皮带及蜗杆蜗轮两级减速后到分配轴,总传动比为 $i = 48$,分配轴每转一周生产一个产品。该机在一个工作班(8h)内停机 16 次,每次平均 3min,试计算该机的理论生产率 Q_T 和实际生产率 Q_p ,并求该机的时间利用系数 ϵ 。

解:分配轴转速可求得为

$$n_p = \frac{n_0}{i} = \frac{1440}{48} = 30(\text{r/min})$$

所以该机的工作循环时间为

$$T_p = \frac{1}{n_p} = \frac{1}{30}(\text{min}) = 2(\text{s})$$

由式(2-1),得该机的理论生产率为

$$Q_T = 30(\text{件/min})$$

由于该机在本班的停歇时间为 $3 \times 16 = 48 \text{min}$,因此其有效工作时间为

$$T_Y = T_{\text{班}} - 48 = 8 \times 60 - 48 = 432(\text{min})$$

该机在本班生产的产品件数为

$$n = Q_T \cdot T_Y = 30 \times 432 = 12960(\text{件})$$

所以分摊到每一件产品上的循环外时间损失为

$$T_n = \frac{48}{n} = \frac{48 \times 60}{12960} = \frac{2}{9}(\text{s})$$

由式(2-16),求得该机的实际生产率为

$$Q_p = \frac{60}{2 + 2/9} = 27(\text{件}/\text{min})$$

由于 n 即为该机在本班的总循环次数 $\sum Z$,实际生产率也可由式(2-3)直接求得

$$Q_p = \frac{\sum Z}{T_B} = \frac{12960}{8 \times 60} = 27(\text{件}/\text{min})$$

由式(2-14),得该机的时间利用系数

$$\epsilon = \frac{Q_p}{Q_T} = \frac{27}{30} = 0.9$$

五、自动机械的调整时间

自动机械中的各种设备、机构和元件,经过一定时间使用后,总可能会发生故障。即使在正常良好的工作条件下,经过一定时间以后,这些设备、机构和元件也会失去工作能力。例如刀具的磨钝、轴承的磨损、电触头因烧蚀而接触不良等等。自动机械一旦出现这类问题,必须花费一定的时间进行检修和调整。用以重新恢复自动机械的工作能力所需要的技术时间,称之为“调整时间”。

必须明确,“调整时间”不能与“停歇时间”混为一谈,因为后者还可能包含不合理的组织工作因素在内,而我们主要研究的是与技术有关的时间损失。

为了便于分析和研究调整时间的性质和规律,可以将自动机械中的设备、机构和元件归纳为表 2-2 中所示的十大类。调整时间一般都以调整时间系数来表示。如果在一段相当长的时间 $T_{总}$ 内观察自动机械的工作情况,在此时间内自动机械实际工作时间为 T_Y ,而花费的调整时间为 T ,则调整时间系数 B 表示为

$$B = \frac{T}{T_Y} \quad (2-17)$$

根据积累和分析大量的实际资料,得出调整时间 T 和实际工作时间 T_Y 之比 B ,就可以评定自动机械完善程度和工作优劣。

表 2-2 调整时间的类别

设备组别	调整时间系数	引起自动机械停歇的原因	附注
刀具	B_1	刀具磨损、变钝、崩刃、破坏了原始调整等	决定 B_1 时,考虑自动机械上所有工具及其调整
夹钳	B_2	夹钳弄脏,定位不准确,丧失了工作可靠性	决定 B_2 时,只考虑夹钳本身的定位,夹紧及导向元件等
机械设备	B_3	各类支承、导轨、传动链等的故障	决定 B_3 时,考虑各设备的机械传动
电气设备	B_4	仪表失调,触头烧坏、失灵,电路故障,保护动作失灵等	决定 B_4 时,考虑各控制系统与电动机
液压设备	B_5	加注油液,更换和调整液压元件,管道故障等	决定 B_5 时,考虑各设备的液压传动
气动设备	B_6	调整气动元件,气缸及阀有水锈,气路故障等	决定 B_6 时,考虑各设备的气动传动
热工装置	B_{th}	发热元件工作失调,绝缘套烧坏等	决定 B_{th} 时,只考虑加热器有关的组件
检验装置	B_7	测量元件弄脏、变形、磨损、破坏了调整精度等	决定 B_7 时,考虑检测仪器及系统
运输设备	B_8	机构失灵,产品歪斜,卡阻,越程等	决定 B_8 时,考虑运输设备有关部件
储料装置	B_9	储料器各机构、元件等故障	决定 B_9 时,考虑储料器有关部件

虽然储料装置一般只在自动线中采用,但考虑到内容的完整性,表 2-2 中也把它列入。因此,表 2-2 有关调整时间的分析,也适用于自动线。

在研究调整时间系数时,可以对表 2-2 中所列各类设备分别观测和记录其调整时间。例如,对于液压设备可写为

$$T_h = \sum_{i=1}^n T_{hi} \quad (2-18)$$

$$B_h = \frac{T_h}{T_Y} = \frac{\sum_{i=1}^n T_{hi}}{T_Y} \quad (2-19)$$

式中 T_{hi} ——第 i 个液压元件的调整时间;

n ——液压元件的总数。

整机的调整时间系数 B_0 系自动机械中各类设备、机构、元件的调整时间系数之和,即

$$B_0 = \sum_{j=1}^{10} B_j = B_1 + B_2 + \dots + B_{10} \quad (2-20)$$

各类设备的调整时间,大多无规律可循,因实际条件的影响而变化无常。因此,必须通过对实际生产中运行的自动机械做大量观测,并对实测数据进行分析归纳,来决定调整时间系数。所观测的时间间隔愈长,积累的资料愈多,估出的调整时间系数就愈准确。

研究自动机械的调整时间系数,有助于了解自动机械中各类设备、机构、元件的工作特性和各种机构、元件的工作可靠性,在设计新的自动机械时可用作参考资料,这对于保证自动机械的生产率和使用性能,以及保证设计质量和速度,都可以起一定的作用。

第二节 提高自动机械生产率的途径

为了提高自动机械的生产率,必须全面地分析各种工艺因素和设备因素。设计先进合理的工艺方案、机器的结构方案和机构的运动方案,选择先进可靠的设备、机构和元件等,都可以使自动机械的生产率得到提高。而这些措施的实质,就是减少各类时间损失,这是提高自动机械生产率的基本条件。

一、减少循环内的空程及辅助操作时间

自动机械的自动化程度虽然比较高,但是机构的空程时间比较多;在工作循环时间中,辅助操作时间相对基本工艺时间而言,也占有一定的比重。为了减少空程及辅助操作时间,在设计时就必须注意下列问题:

①设计工艺方案时,在拟定的运动循环方案中,尽可能使空程及辅助操作时间与基本工艺时间重合或部分重合,或使各种空程及辅助操作时间彼此重合或部分重合。

②设计和选择各种机构的合理的工作速度。在保证工艺方案的实现和机构工作的精度和可靠性的前提下,从提高生产率的角度看,应尽可能提高机构的工作速度。例如,可选择作慢进、快退的往复运动执行机构;又如,在提高传送或转位机构的运动速度时,应以保证所运送产品的平稳性和行程精度为准则,并不应使机构因加快运动速度而显著地加剧磨损。

③采用连续作用型自动机械,可以使空程及辅助操作时间与基本工艺时间完全重合,从根本上消除循环内的时间损失。

二、减少循环外的时间损失

自动机械中拥有大量的机构及电气、液压、气动等设备,它们在工作过程中都不可避免地、或多或少地会引起循环外的时间损失,以致降低自动机械的时间利用系数和生产率。实践证明,自动机械工位愈多,循环外的时间损失对生产率的影响就愈大。还可能因各种设备和机构交迭地发生故障,使自动机械经常停歇。因此,必须针对各类时间损失的特点,采取相应的措施,尽可能将循环外的时间损失减至最低限度。

1. 减少第Ⅱ类时间损失

为了减少与刀具和成型工具有关的第Ⅱ类时间损失,需从两方面着手。

①提高刀具及成型工具的尺寸耐用度。主要通过正确选择刀具与成型工具的材料、表面处理方法和结构和几何参数、制定合理的加工参数等来达到。

②减少更换和调整工具的时间。主要通过采用快换装夹、改进调整机构和调整方法来达到。

2. 减少第Ⅲ类时间损失

为了减少第Ⅲ类时间损失,在自动机械的设计和使用过程中都须强调保证各种设备和机构的可靠性以及调整维修的方便。

①减少机械设备的调整时间。可以从下列方面着手:降低机构的复杂程度;缩短运动链;减少调整机构的数量;设计合理的运动副结构;保证工作表面具有良好的润滑状况;通过优化设计提高机构的工作寿命等。

②设计能满足自动操纵和连锁保护的电气设备控制系统以及必要的检测系统。通过实现故障自动诊断、自动剔除、自动报警和自动保护等功能,减少故障停机的时间和次数。此外,选择灵敏可靠而且经久耐用的电气元件,如无触点开关和固体电路等,对于改善电气设备的使用性能,也有着重要的作用。

③方便液压、气动系统的维修。液压、气动系统的工作一般是可靠的,但使用过程中也会出现一些故障,这主要是由于维护不好,元件损坏或设计不合理,装配调整不适当等原因引起的。由于液压、气动系统的各种元件和辅助装置中的机构大都封闭在壳体和管道内,不能从外部直接观察,不像机械传动那样一目了然,而在测量和管路连接方面又不如电路那样方便,因此在出现故障时往往要花费比较多的时间去寻找其原因。所以,控制阀等元件集中布置和采用易换组合式阀件,对减少液压、气动系统的故障以降低维修停机时间损失是很必要的。

④加强自动机械的计划检修和日常维护保养工作。这是有效地减少第Ⅲ类时间损失的一个不可忽视的方面。

⑤使生产组织和管理工作适应于自动化生产的要求。改善生产组织和管理工作,可以避免额外地延长自动机械的停歇时间。

三、减少基本工艺时间

如前所述,自动机械的工艺速度是影响自动机械理论生产率的最直接的因素。要减少基本工艺时间,首先要从提高工艺速度着手。为此,必须深入地分析有关的产品加工工艺,确定其最优的工艺参数。采用先进的新工艺,可以使工艺速度成倍地提高。例如,采用新式

电子秤对产品称量的速度,比老式的杠杆秤高好几倍。

其次,采用“工艺分散原则”,把工艺时间较长的工序分散到自动机械的几个工位上,或自动线的几台自动机械上,也是一种常见的减少基本工艺时间的方法。

另外,对于小型的简单形状加工对象实行多件平行加工,可以使生产率成倍增加。

第三节 自动机械的循环图设计

一、自动机械的工作循环与执行机构的运动循环

在自动机械中,产品在机器中周期性地承受加工,自动机械顺序给出两相邻产品之间的时间间隔,称为自动机械的工作循环。工作循环时间决定着自动机械的理论生产率。在设计自动机械时,应力求缩短其工作循环,从而使生产率获得提高。

在自动机械工作循环时间内,自动机械的各执行机构均完成一定的周期性运动。执行机构周期性地回到其初始位置之间的时间间隔,称为执行机构的运动循环。

自动机械的工作循环实际上与自动机械中任一执行机构的运动循环都是相等的。因此,也可以用执行机构的运动循环来表示自动机械的工作循环 T_p 。例如,在具有凸轮分配轴的自动机械中,可以用分配轴转一周的时间来表示自动机械的工作循环。

如式(2-6)所示,第 I 类自动机械的工作循环 T_p 由基本工艺时间 T_k 和辅助时间 T_f 组成。对于任一执行机构的运动循环,辅助时间可以进一步分成空行程时间 T_d 和等待停歇时间 T_o 两部分。于是式(2-6)可改写为

$$T_p = T_k + T_d + T_o \quad (2-21)$$

按式(2-4),这类自动机械的理论生产率可表示为

$$Q_T = \frac{R}{T_p} = \frac{R}{T_k + T_d + T_o} \quad (2-22)$$

由上式可知,为了提高自动机械的理论生产率,必须减少执行机构的运动循环。通过减少 T_k 、 T_d 或 T_o ,均可减少运动循环。其中 T_k 与工艺过程的工艺参数有关,可以通过先进工艺的采用来缩短; T_d 与执行机构的运动规律有关,可以通过选择高速而平稳的运动规律来减少;而 T_o 则应通过合理的循环图设计,使机构的无用停歇时间尽量减少甚至消除。

在多工位转盘式第 I 类自动机械中,自动机械的工作循环与其转位机构的运动循环是相同的。要缩短转位机构的运动循环,首先应减少限制性工位上执行机构的运动循环,如采用“工序分散原则”等。

至于第 II 类自动机械,虽然也包括一些周期运动的执行机构,如灌装机中的瓶子托盘周期性升降,吹瓶机上的成型模具周期性开合等,但这些执行机构的运动循环主要由工艺速度决定。

二、自动机械的工作循环图

自动机械的工作循环图是表示自动机械各执行机构的运动循环在自动机械工作循环内相互关系的示意图,简称为自动机械的循环图。由循环图可以看出自动机械的各执行机构以怎样的顺序对产品进行加工。自动机械的循环图设计可以使各执行机构按照工艺要求的

正确顺序和准确时间进行各种工艺操作和辅助操作;可以避免各机构之间可能出现的空间干涉;还可以通过尽量减少甚至消除机构的无用停歇时间,使自动机械具有较高的生产率,并降低自动机械的能耗。对于具有集中时序控制系统的自动机械,循环图是指导分配轴上凸轮轮廓设计或转鼓撞块位置调整的依据,对于具有分散行程控制系统的自动机械,则是指导控制系统逻辑框图设计的依据。因此,循环图的设计,在自动机械设计中占有很重要的地位。

1. 执行机构的运动循环图

为了设计自动机械的工作循环图,首先应绘制执行机构的运动循环图;而执行机构的运动循环主要根据工艺要求进行设计。

循环图可以用图 2-3 所示的三种图形来表示。图 2-3(a)是表示某执行机构初始停留(T_0)、前进(T_k)和后退(T_d)三个阶段的直线式循环图。这种表示方法将运动循环的各运动区段时间及顺序按比例绘制于直线坐标上,可以看出这些运动状态在整个运动循环内的相互关系和时间,比较简单明了。

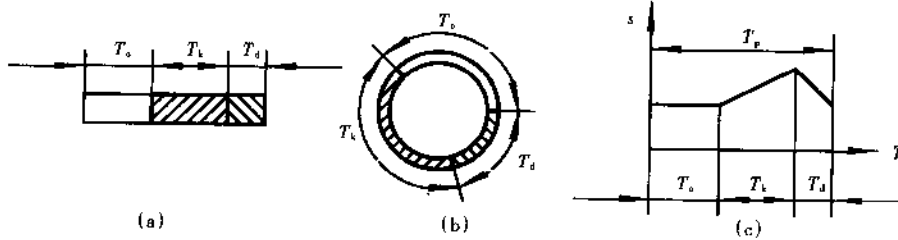


图 2-3 循环图的表示方法
(a)直线式 (b)圆环式 (c)直角坐标式

图 2-3(b)为圆环式循环图,它将运动循环的各运动区段时间及顺序按比例绘制在圆形坐标上,这种表示方法比较适用于具有凸轮分配轴或转鼓的自动机械,因为整周 360° 圆形坐标正好与分配轴或转鼓的一整转一致。

图 2-3(c)为直角坐标式循环图,横坐标表示运动循环内各运动区段的时间或对应的分配轴转角,纵坐标表示执行机构的运动特征,如位移等。显然,这种循环图表示方法,不仅表示了各运动区段的时间及顺序,还表示了机构的运动状态。例如,当曲线为平行于横坐标的水平线时,表示机构处于停顿状态;曲线斜率大于 0 时表示机构处于工作行程即升程,而且曲线斜率的大小反映了升程的快慢;曲线斜率小于 0 则表示机构处于返回行程即回程。各段曲线究竟采用何种运动规律,须视工艺要求、运动学或动力学特性等多方面因素确定。

2. 自动机械的工作循环图

自动机械的工作循环图,是将各执行机构的运动循环图按同一时间或分配轴转角的刻度,绘在一起的总图。它以某一主要执行机构的工作起点为基准,表示出各执行机构相对于该主要执行机构的运动循环的先后次序。

自动机械的循环图也可用相应于执行机构运动循环图的三种形式来表示。

图 2-4 是 $\Phi 300$ 陶瓷滚压成型机的动作原理图。在该机的间歇转动工作台上布置了四个工位,其中第 III 工位是滚压成型工位,该工位上的滚压头通过升降和摆动两个动作,与

石膏模一起把泥料滚压成盘碟坯料;为配合滚压成型动作,工作台可以升降;在成型时,为使石膏模固定不动,还要在石膏模的下面形成一定的负压,为此真空系统的阀门需在一定的时刻开启和闭合。以(I)滚压头升降机构的工作起点为基准,将其与(II)滚压头偏摆、(III)工作台升降和(IV)真空泵阀门开闭四个动作机构的运动循环图绘在一起,就形成了如图 2-5 所示的陶瓷滚压成型机的工作循环图。图中的自变量以分配轴的转角表示。

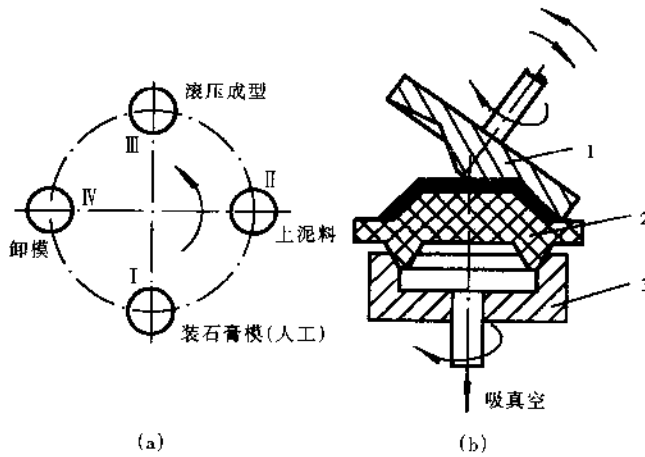


图 2-4 陶瓷滚压成型机动作原理图

(a)工位图 (b)滚压成型示意图

1—滚压头 2—石膏模 3—托模盘

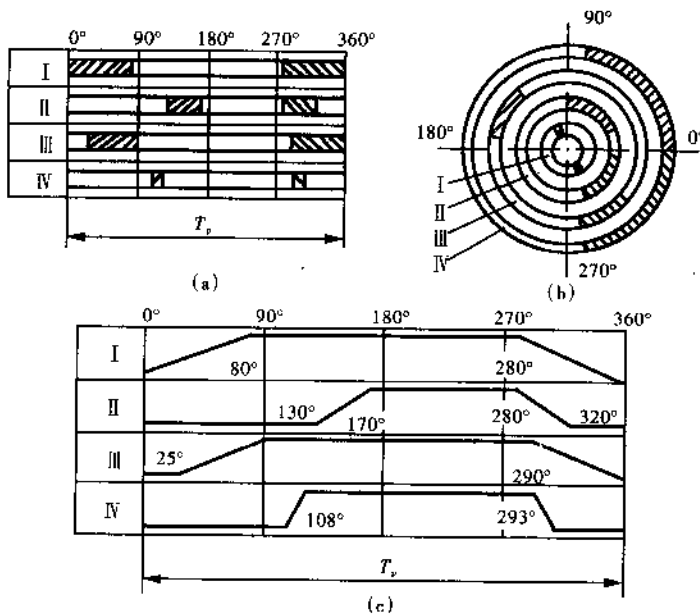


图 2-5 陶瓷滚压成型机的循环图

(a)直线式 (b)圆环式 (c)直角坐标式

由图 2-5 可见,直线式循环图绘制比较简单;圆形循环图便于直接看出各执行机构的主动件(凸轮或撞块)在分配轴上所处的相互位置,但是当执行机构太多时,由于同心圆过多使循环图显得不够清楚;而直角坐标式循环图可以表示出各执行机构的更多运动信息,因而在集中时序系统控制的自动机械的循环图设计中,广泛采用这种表示方法。

对于具有行程控制的自动机械,最好绘制出执行机构与控制元件(如行程开关)相结合的循环图。在这种循环图中,除了表示出执行机构的运动循环外,还应表示出控制元件发出信号的时间及其工作状态与顺序。

图 2-6 表示由电气-液压行程系统操纵的单轴自动车床的循环图。在图中,上半部为工作机构的循环图,与图 2-5 类似;下半部为控制元件的动作循环图。控制元件的工作状态用 0 和 1 两个数字表示:0 表示切断,1 表示接通。如果控制元件有三种工作状态,则可用三个数字来表示,如:0 表示切断,1 表示接通正向,2 表示接通反向。

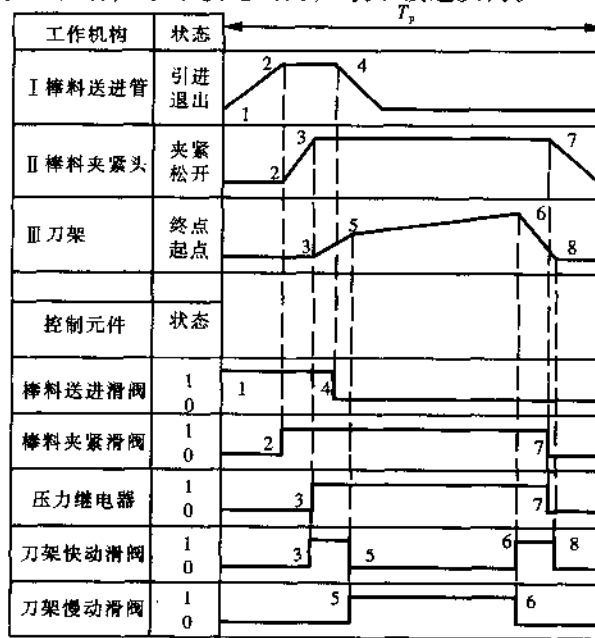


图 2-6 单轴自动车床的循环图

这台自动车床的工作机构在控制元件指令作用下,有如下动作顺序:

点 1 时,棒料送进滑阀接通,送料管开始送料。

点 2 时,棒料夹紧滑阀接通,夹紧头开始夹紧,送料管停止送料。

点 3 时,压力继电器导通,开始起过压保护作用,压力过高时能自动停车;刀架快动滑阀接通,快速进刀。

点 4 时,棒料送进滑阀切断,送料管开始退回。

点 5 时,刀架快动滑阀切断,刀架进刀停止;刀架慢动滑阀同时接通,刀架开始纵向进刀。

点 6 时,刀架慢进滑阀切断,刀架纵向进刀停止;刀架快动滑阀同时又接通,刀架快速退刀。

点 7 时,棒料夹紧滑阀切断,夹紧头放松;压力继电器同时断开。

点 8 时,刀架快动滑阀切断,停止退刀,完成一个工作循环。

有的情况下,对于程控自动机械的循环图,可以用更简单的直线表示法,而且把工作机构和控制元件的循环图画在一张图上,以便于设计程控系统。

三、执行机构运动循环图的设计与计算

自动机械执行机构的运动循环图是自动机械工作循环图的组成部分,其设计和计算是在拟定了自动机械的工艺原理图的基础上进行的,其步骤如下:

- ①确定执行机构的运动循环。
- ②确定运动循环的组成区段。
- ③确定运动循环内各区段的时间或分配轴转角。
- ④绘制执行机构的运动循环图。

例 2-3 打印机构的工艺原理如图 2-7 所示。打印头 2 在凸轮 1 的作用下,完成对工件 3 的打印。根据工艺要求,打印头应在工件上停留的时间为 $T_s = 2s$ 。若给定打印机构的生产率为 4500 件/班,试设计打印机构的运动循环图。

解:(1)确定打印头的运动循环 按给定的生产率,可求得

$$Q_T = \frac{4500}{80 \times 60} = 9.4 (\text{件}/\text{min})$$

可取 $Q_T = 10 (\text{件}/\text{min})$ 。

若凸轮轴每转一转完成一个产品的打印,则凸轮轴的转速应为

$$n = 10 \text{r}/\text{min}$$

凸轮轴每转一转的时间,即是打印机构的工作循环时间 T_p , 所以

$$T_p = \frac{1}{n} = \frac{1}{10} (\text{min}) = 6 (\text{s})$$

(2)确定运动循环的组成区段 根据打印的工艺要求,打印头的推动循环由下列四段组成:

- T_k ——打印头向下接近工件的行程时间;
- T_s ——打印头打印时在工件上的停留时间;
- T_d ——打印头向上返回的行程时间;
- T_o ——打印头在初始位置上的停留时间。

因此有

$$T_p = T_k + T_s + T_d + T_o \quad (2-23)$$

与这四段时间相对应的凸轮分配轴转角应满足

$$\phi_p = \phi_k + \phi_s + \phi_d + \phi_o = 360^\circ \quad (2-24)$$

(3)确定运动循环内各区段的时间或分配轴转角 根据工艺的要求,打印头应在工件上

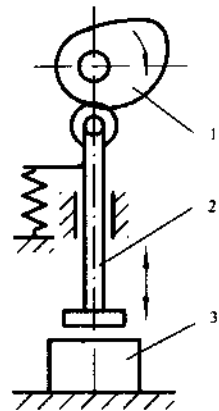


图 2-7 打印机构原理图

- 1—凸轮
- 2—打印头
- 3—工件

停留的时间为

$$T_s = 2s$$

则相对应的凸轮分配轴转角为

$$\phi_s = 360^\circ \times \frac{T_s}{T_p} = 360^\circ \times \frac{2}{6} = 120^\circ$$

运动循环的其余时间及凸轮轴转角为

$$T_k + T_d + T_o = T_p - T_s = 6 - 2 = 4(s)$$

$$\phi_k + \phi_d + \phi_o = \phi_p - \phi_s = 360^\circ - 120^\circ = 240^\circ$$

相应的 T_k 和 T_d 可根据执行机构的可能运动规律初步确定为

$$T_k = 2s, T_d = 1s$$

则

$$T_o = 1s$$

相应的凸轮轴转角分别为

$$\phi_k = 360^\circ \times \frac{T_k}{T_p} = 360^\circ \times \frac{2}{6} = 120^\circ$$

$$\phi_d = 360^\circ \times \frac{T_d}{T_p} = 360^\circ \times \frac{1}{6} = 60^\circ$$

$$\phi_o = 360^\circ \times \frac{T_o}{T_p} = 360^\circ \times \frac{1}{6} = 60^\circ$$

(4) 绘制打印机构的运动循环图 将以上计算结果绘成直角坐标式循环图, 如图 2-8 所示。

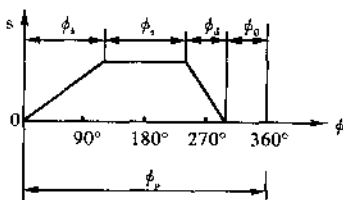


图 2-8 打印机构的运动循环图

四、自动机械工作循环图的设计与计算

合理设计自动机械的工作循环图, 是提高自动机械理论生产率的一个重要途径。在确定了自动机械的工艺原理及执行机构的运动循环后, 即可着手设计自动机械的工作循环图。

自动机械循环图设计的主要任务就是要建立各执行机构运动循环之间的正确联系, 也就是进行各执行机构的同步化(或协调化), 从而最大限度地缩短自动机械的工作循环。因此, 自动机械的循环图, 实质上就是揭示各执行机构的同步、协调关系。

为了进行各执行机构运动的同步化, 应分别研究执行机构之间运动的两种不同情况:

① 执行机构之间的运动只具有时间上的顺序关系, 而无空间上的干涉关系。建立这些机构运动循环之间的正确联系, 称为“运动循环的时间同步化”。

② 执行机构之间的运动既具有时间上的顺序关系, 又具有空间上的干涉关系。建立这些机构运动循环之间的正确联系, 称为“运动循环的空间同步化”。

(一) 自动机械循环图的设计步骤

① 绘制自动机械的工艺原理图, 并标明工艺操作顺序。

② 根据给定的生产纲领确定自动机械的理论生产率, 计算自动机械的工作循环时间。

③ 绘制各执行机构的运动简图及其运动循环图。

④ 进行执行机构运动循环的时间同步化和空间同步化。根据同步化要求, 有时应绘出

执行机构的位移曲线、速度曲线或加速度曲线,然后绘制同步图。

⑤拟定和绘制自动机械的循环图。对于程控自动机械,循环图上除各工作机构的运动循环应表示清楚外,还应表示出控制元件的工作循环图。

(二) 执行机构运动循环的时间同步化设计

1. 两执行机构的时间同步化设计

首先以打印机为例。在图 2-7 所示的打印机构之外,打印机还应增加一个工件的推送机构,如图 2-9 所示。完整的工艺过程应为:推送机构 1 实现把工件 3 送至被打印的位置,然后打印头 2 向下动作,完成打印操作;在打印头 2 退回原位时,推送机构再推送另一工件向前,把已打印好的工件顶走,打印头再下落;如此反复循环,完成自动打印的作用。显然,机构 1 和机构 2 对工件 3 顺序作用,其运动只有时间上的顺序关系,而在空间上不存在发生干涉的问题。

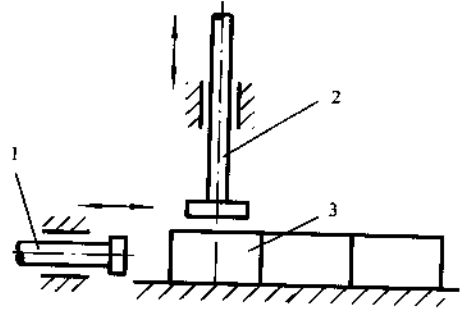


图 2-9 打印机的工作原理图
1—推送机构 2—打印机构 3—工件

假设机构 1 和机构 2 的运动规律已按工艺要求基本确定,其运动循环如图 2-10(a)和(b)所示。两个机构的工作循环时间分别为 T_{p1} 和 T_{p2} ,并假定 $T_{p1} = T_{p2}$ 。

按照简单的办法来安排,这两个机构的运动顺序是:机构 1 的运动完成之后,机构 2 才可以运动,而在机构 2 的运动完成之后,机构 1 才能开始下一次运动。这时,这台打印机的循环图将如图 2-10(c)所示。其总的工作循环将为最长的工作循环,即

$$T_{pmax} = T_{p1} + T_{p2} \quad (2-25)$$

显然,这种循环图是不合理的。实际上,两机构在空间上没有发生干涉的可能,可以同时进行。因为根据打印要求,只要机构 1 把工件推到打印位置时,机构 2 就可以在这一瞬时与工件接触打印,所以两机构运动循环在时间上的联系点由循环图上的 A_1 和 A_2 两点决定,即机构 1 与机构 2 同时到达加工位置的时刻,是它们在运动和时间上联系的极限情况。据此,令 A_1 和 A_2 两点在时间上重合,就得到图 2-10(d)所示的“同步图”,其工作循环时间具有最小值 T_{pmin} ,而 A_1 和 A_2 就是两机构之间的一对“同步点”。图中的 $\Delta T = T_{k2} - T_{k1}$ 是要求机构 1 在开始运动前,有一段额外的停歇时间。这一停歇时间 ΔT ,可以从 T_{01} 中取得,并可使打印机的工作循环时间与两个机构的运动循环时间相等:

$$T_{pmin} = T_{p1} = T_{p2} \quad (2-26)$$

然而,由于许多实际影响因素的存在,按 A_1 与 A_2 重合的极限情况来设计循环图是不可靠的。这些影响因素有:

- ①机构运动规律的误差。
- ②机构运动副的间隙。
- ③机构元件的变形。
- ④机构的调整安装误差。

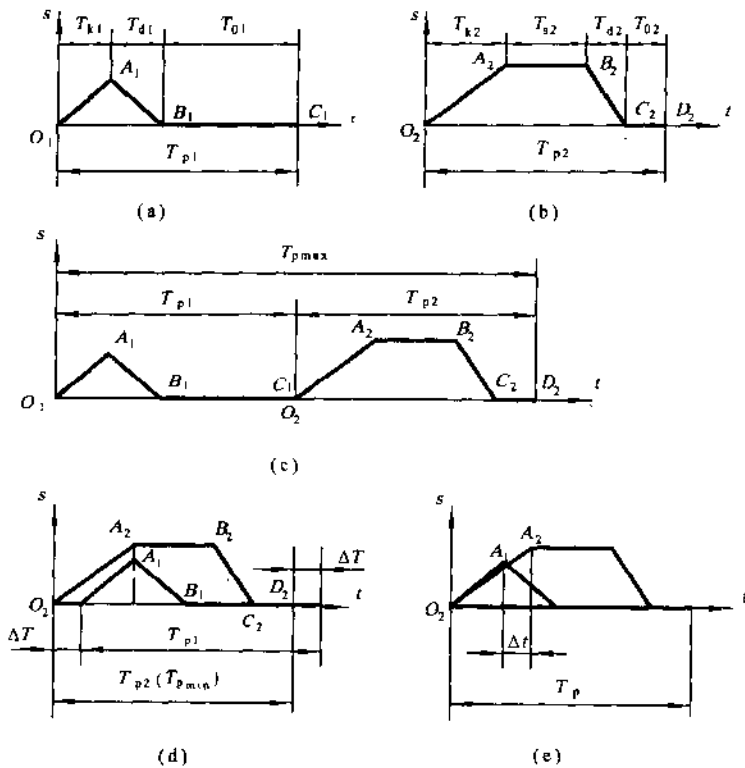


图 2-10 打印机工作循环图的时间同步化原理

(a) 推送机构的运动循环图 (b) 打印机构的运动循环图 (c) 打印机的最长工作循环图
(d) 打印机的最短工作循环图(同步图) (e) 打印机的工作循环图

⑤ 其它因素产生的运动误差,如被加工工件的运动惯性等。

由于以上原因,必须使机构 1 的 A_1 点在时间上超前于机构 2 上的 A_2 点,以避免由上述误差因素引起的机构 1 还没有到 A_1 点,机构 2 就已到达 A_2 点的不可靠操作现象的发生。图 2-10(e)是具有运动超前量 Δt 的循环图。 Δt 的大小应根据上述实际可能的误差因素综合地加以确定。对于这个实例, $\Delta t = \Delta T$;但也可以不相等。对于 $\Delta t \leq \Delta T$ 的情况,工作循环时间 $T_p = T_{pmin}$;对于 $\Delta t > \Delta T$ 的情况,则有 $T_p > T_{pmin}$ 。

总之,对于具有时间上顺序关系的机构的自动机械,根据各执行机构的循环图,就可以进行循环图的时间同步化设计,使自动机械的工作循环时间尽可能缩短,以便提高其理论生产率。

2. 多个执行机构的时间同步化设计

当自动机械具有更多的执行机构时,同步化的步骤是一样的。为进一步说明在循环图同步化设计中的一些技巧问题,再以图 2-11 所示的粒状巧克力自动包装机为例,讨论具有送料、剪纸、顶糖和折纸四个执行机构的粒状巧克力自动包装机的循环图同步化过程。

(1) 绘制工艺原理图,分析工艺操作顺序 产品由一张包装纸将一粒巧克力包裹而成,如图 2-11(a)所示。它的工艺原理图如图 2-11(b)所示,包括以下四个工艺过程:

① 送料——间歇运动的拨糖盘将待包装的巧克力 2 送至机械手 4 下面的包装工位;与此同时,间歇送料辊轮将包裹巧克力所需长度的包装纸 1 送至巧克力与机械手之间。图中,

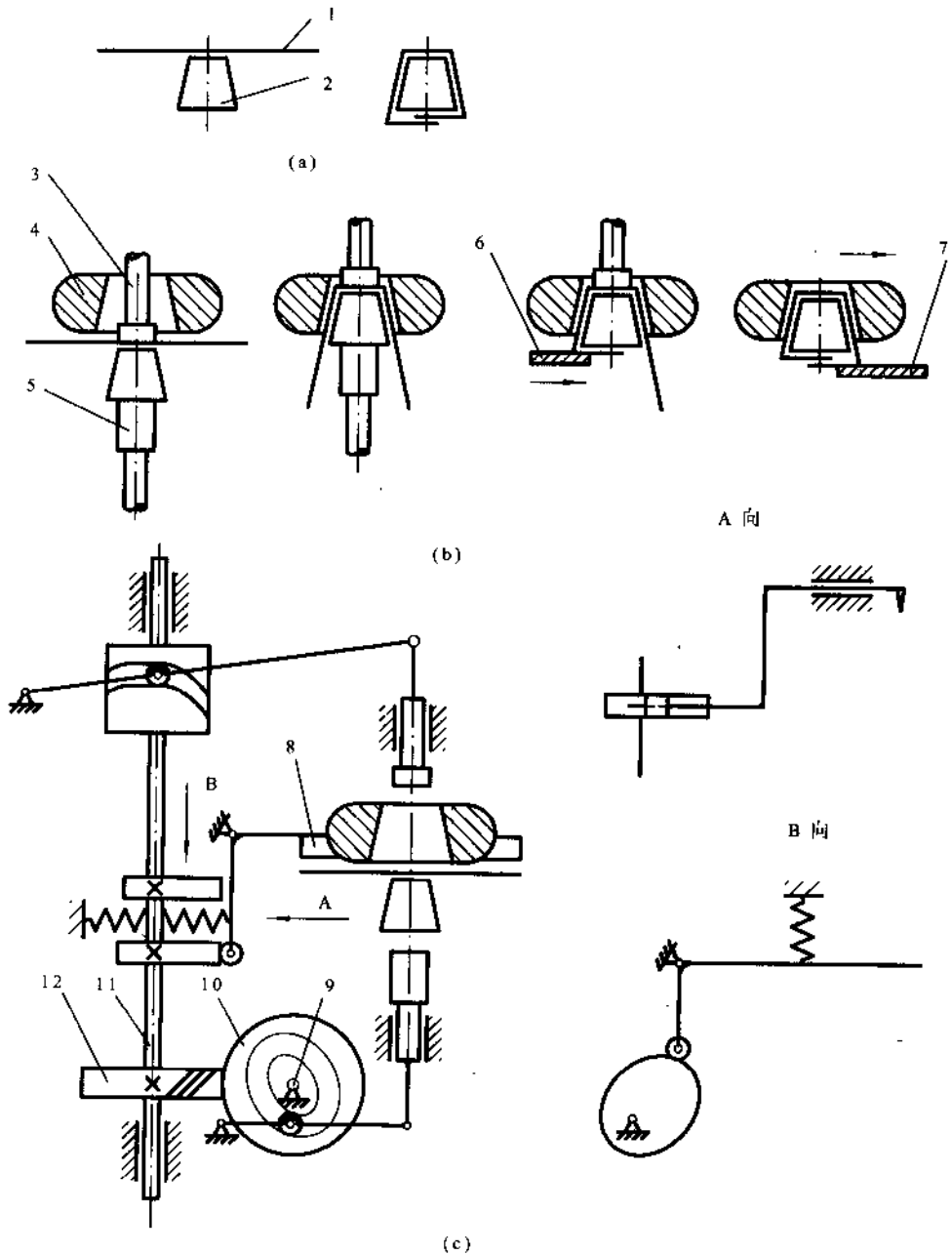


图 2-11 粒状巧克力自动包装机的工艺及部分动作原理图

(a)产品图 (b)工艺原理图 (c)部分机构动作原理图

- 1—包装纸 2—巧克力 3—接糖杆 4—机械手 5—顶糖杆 6—活动折纸板
7—固定托板 8—剪刀 9—主分配轴 10—主动螺旋齿轮 11—副分配轴 12—从动螺旋齿轮

拨糖盘与送料辊轮均未画出。

②剪纸——剪刀 8 下落,将所需长度的包装纸从卷筒纸带上剪下后,剪刀返回原位。

③顶糖——接糖杆 3 下行,将包装纸顶向巧克力的上表面;同时顶糖杆 5 上行。当顶糖杆行至与巧克力接触时,接糖杆与顶糖杆一起夹持着巧克力向上,到达机械手的夹持部位,

经过一段短暂的停留后各自退回。在此过程中,完成包装纸的初步成型。

④折纸——机械手将巧克力与包装纸一起夹持住,活动折纸板 6 将一侧包装纸折向中央,保持一段时间后返回原位。接着,机械手带包装纸的巧克力转向下一个工位。在机械手转位的过程中,固定托板 7 将另一侧包装纸折向中央。

与机械手转位的同时,拨糖盘与送料辊轮将下一个待包装的巧克力和包装纸送上,如此不断循环。

在粒状巧克力自动包装机中,电动机提供的运动和动力经由若干级传动副传至主分配轴 9,再经过一对传动比为 1 的主动螺旋齿轮 10 和从动螺旋齿轮 12 传至副分配轴 11,如图 2-11(c)所示。该机所有的工艺动作和辅助操作,都是由这两根分配轴通过凸轮机构、间歇运动机构和其它一些机构来实现的,也就是说,该机采用分配轴作为时序控制装置。从上述工艺过程和图 2-11(c)不难看出,各执行机构的运动只有时间上的顺序关系,而不可能发生空间干涉。因此,根据各执行机构的运动循环图,就可以进行时间同步化设计。

(2)绘制各执行机构的运动简图和运动循环图 为使问题简化,在下面的讨论中,只涉及拨糖盘、送料辊轮、机械手转位、剪刀 8、顶糖杆 5 和活动折纸板 6 等六个机构,暂不考虑接糖杆 3、机械手夹持和其它一些机构的动作。而拨糖盘、送料辊轮和机械手转位这三个机构的动作是完全一致的,可作为一个机构来看待。因此,纳入讨论的机构为四个。图 2-11(c)清楚地表示出了剪刀、顶糖杆和活动折纸板三个机构的运动简图。所涉及的机构的运动循环图可按以下步骤确定。

①确定各机构的运动循环 T_p 。若给定粒状巧克力自动包装机的理论生产率为 43200 件/班,则

$$Q_T = \frac{43200}{60 \times 8} = 90(\text{件}/\text{min})$$

分配轴每转完成一块巧克力的包装,则分配轴的转速为

$$n = 90(\text{r}/\text{min})$$

分配轴每转的时间就是该机的工作循环,即等于各个执行机构的运动循环,所以

$$T_p = \frac{60}{n} = \frac{2}{3}(\text{s})$$

②确定各机构运动循环的组成区段。拨糖盘、送料辊轮和机械手转位都是间歇运动机构,它们的运动循环由两个区段组成:

T_{k1} ——拨糖盘、送料辊轮和机械手转位等三个机构的转位运动时间;

T_{o1} ——拨糖盘、送料辊轮和机械手转位等三个机构的停歇时间。

因此,应有

$$T_{p1} = T_{k1} + T_{o1}$$

相应的分配轴转角为

$$\phi_{p1} = \phi_{k1} + \phi_{o1} = 360^\circ$$

剪刀机构 8 的运动循环可分为三个区段:

T_{k8} ——剪刀机构的剪切工作行程时间;

T_{d8} ——剪刀机构的返回行程时间;

T_{o8} ——剪刀机构在初始位置的停留时间。

因此,应有

$$T_{p8} = T_{k8} + T_{d8} + T_{o8}$$

相应的分配轴转角为

$$\phi_{p8} = \phi_{k8} + \phi_{d8} + \phi_{o8}$$

顶糖杆机构 5 的运动循环的组成区段为:

T_{k5} ——顶糖杆机构的顶糖工作行程时间;

T_{s5} ——顶糖杆机构在工作位置的停留时间;

T_{d5} ——顶糖杆机构的返回行程时间;

T_{o5} ——顶糖杆机构在初始位置的停留时间。

因此,应有

$$T_{p5} = T_{k5} + T_{s5} + T_{d5} + T_{o5}$$

相应的分配轴转角为

$$\phi_{p5} = \phi_{k5} + \phi_{s5} + \phi_{d5} + \phi_{o5}$$

活动折纸板机构 6 的运动循环也可分为四个区段:

T_{k6} ——活动折纸板机构的折纸工作行程时间;

T_{s6} ——活动折纸板机构在工作位置的停留时间;

T_{d6} ——活动折纸板机构的返回行程时间;

T_{o6} ——活动折纸板机构在初始位置的停留时间。

因此,应有

$$T_{p6} = T_{k6} + T_{s6} + T_{d6} + T_{o6}$$

相应的分配轴转角为

$$\phi_{p6} = \phi_{k6} + \phi_{s6} + \phi_{d6} + \phi_{o6}$$

③确定各机构运动循环内各区段的时间及分配轴转角。由于粒状巧克力自动包装机的工作循环是从送料开始的,因此以送料辊轮机构的工作起点为基准进行同步化设计,拨糖盘和机械手转位两个机构与之相同。

a. 送料辊轮机构运动循环各区段的时间及分配轴转角:根据工艺要求,试取送料时间

$T_{k1} = \frac{2}{13}$ s,则停歇时间为 $T_{o1} = \frac{20}{39}$ s,相应的分配轴转角分别为

$$\varphi_{k1} = 360^\circ \times \frac{T_{k1}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{2/13}{2/3} = 83.1^\circ$$

$$\varphi_{o1} = 360^\circ \times \frac{T_{o1}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{20/39}{2/3} = 276.9^\circ$$

b. 剪刀机构 8 运动循环各区段的时间及分配轴转角:根据工艺要求,试取剪切工作行程时间

$T_{k8} = \frac{1}{26}$ s,则相应的分配轴转角为

$$\varphi_{k8} = 360^\circ \times \frac{T_{k8}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{1/26}{2/3} = 20.8^\circ$$

初定 $T_{d8} = \frac{5}{156}$ s,则 $T_{o8} = \frac{31}{52}$ s,相应的分配轴转角分别为

$$\varphi_{d8} = 360^\circ \times \frac{T_{d8}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{5/156}{2/3} = 17.3^\circ$$

$$\varphi_{o8} = 360^\circ \times \frac{T_{o8}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{31/52}{2/3} = 321.9^\circ$$

c. 顶糖杆机构 5 运动循环各区段的时间及分配轴转角: 根据工艺要求, 试取工作位置停留时间 $T_{s5} = \frac{1}{78}$ s, 则相应的分配轴转角为

$$\varphi_{s5} = 360^\circ \times \frac{T_{s5}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{1/78}{2/3} = 6.9^\circ$$

初定 $T_{k5} = \frac{3}{26}$ s, $T_{d5} = \frac{7}{78}$ s, 则 $T_{o5} = \frac{35}{78}$ s, 相应的分配轴转角分别为

$$\varphi_{k5} = 360^\circ \times \frac{T_{k5}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{3/26}{2/3} = 62.3^\circ$$

$$\varphi_{d5} = 360^\circ \times \frac{T_{d5}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{7/78}{2/3} = 48.5^\circ$$

$$\varphi_{o5} = 360^\circ \times \frac{T_{o5}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{78/35}{2/3} = 242.3^\circ$$

d. 活动折纸板机构 6 运动循环各区段的时间及分配轴转角: 根据工艺要求, 试取折纸工作行程时间 $T_{k6} = \frac{2}{39}$ s, 则相应的分配轴转角为

$$\varphi_{k6} = 360^\circ \times \frac{T_{k6}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{2/39}{2/3} = 27.7^\circ$$

初定 $T_{s6} = \frac{1}{39}$ s, $T_{d6} = \frac{35}{156}$ s, 则 $T_{o6} = \frac{19}{52}$ s, 相应的分配轴转角分别为

$$\varphi_{s6} = 360^\circ \times \frac{T_{s6}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{1/39}{2/3} = 13.8^\circ$$

$$\varphi_{d6} = 360^\circ \times \frac{T_{d6}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{35/156}{2/3} = 121.1^\circ$$

$$\varphi_{o6} = 360^\circ \times \frac{T_{o6}}{T_p} = 360^\circ \times \frac{19/52}{2/3} = 197.3^\circ$$

e. 绘制各执行机构的循环图: 根据以上计算结果, 分别绘制各执行机构的运动循环图, 如图 2-12 所示。

(3) 各执行机构运动循环的时间同步化设计

① 确定粒状巧克力自动包装机最短的工作循环 T_{pmin} 。根据工艺要求, 送糖、送纸完成时 (B_1), 剪刀 8 即可开始向下剪切 (A_8); 当剪切完成时 (B_8), 顶糖杆 5 又可以开始将巧克力向上顶 (A_5); 而在巧克力被顶到位时 (B_5), 活动折纸板 6 就可以开始折纸工作行程 (A_6)。因此, 这四个机构的运动循环在时间上的联系由上述三对同步点 B_1-A_8 、 B_8-A_5 和 B_5-A_6 决定。使这四个机构的循环图上的点 B_1 与 A_8 、 B_8 与 A_5 、 B_5 与 A_6 分别重合, 是这四个机构运动在时间上联系的极限情况。由此就可得到粒状巧克力自动包装机的具有最短工作循环 T_{pmin} 的同步图, 如图 2-13 所示。由图可知

$$\begin{aligned} T_{pmin} &= T_{k1} + T_{k2} + T_{k3} + T_{k4} + T_{s4} + T_{d4} \\ &= \frac{2}{13} + \frac{1}{26} + \frac{3}{26} + \frac{2}{39} + \frac{1}{39} + \frac{35}{156} = \frac{95}{156} \text{ (s)} \end{aligned}$$

但是, 由于前面介绍过的各种实际误差因素的存在, 在实际设计时, 不能使点 B_1 与 A_8 、 B_8 与 A_5 、 B_5 与 A_6 分别对应重合, 而必须使送糖、送纸机构的 B_1 点超前于剪刀机构 8 的

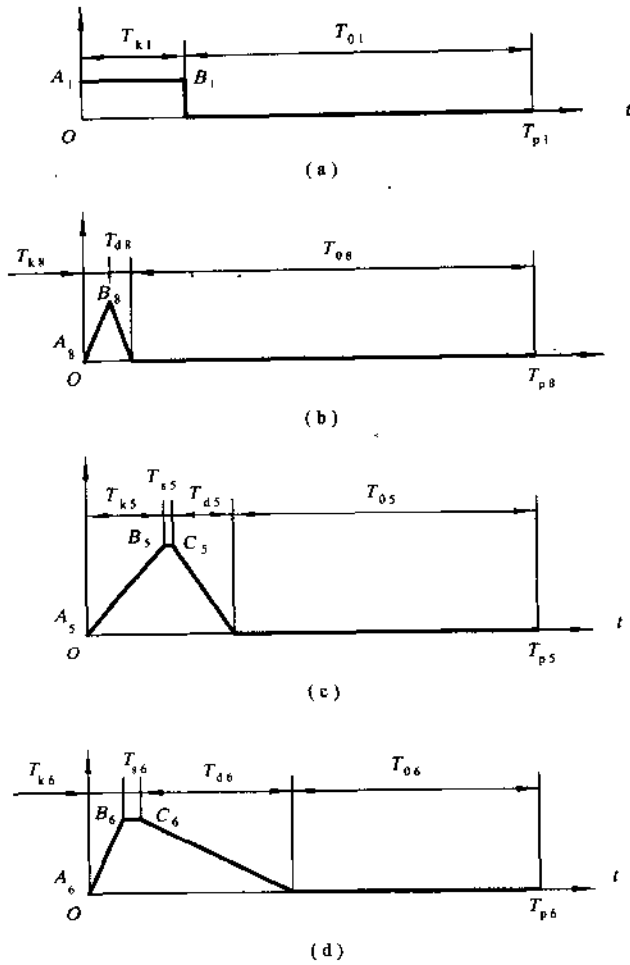


图 2-12 粒状巧克力自动包装机各执行机构的运动循环图
(a)拨糖盘、送纸纸轮和机械手转位 (b)剪刀 8 (c)顶糖杆 5 (d)活动折纸板 6

A_8 点;剪刀机构 8 的 B_8 点又必须超前于顶糖杆机构的 A_5 点;顶糖杆机构的 B_5 点还必须超前于活动折纸板机构的 A_6 点,以确保自动机械工作的可靠性。每对同步点之间的超前量(或称错移量)根据自动机械的实际加工或其它工作情况而定,有时可能还要通过实验加以确定。

②确定粒状巧克力自动包装机的工作循环 T_p 。令上述三对同步点的错移量分别为 Δt_1 、 Δt_2 和 Δt_3 ,若取

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t_3 = \frac{1}{52}(\text{s})$$

则其在分配轴上相应的转角为

$$\Delta \varphi_1 = \Delta \varphi_2 = \Delta \varphi_3 = \frac{\Delta t_1}{T_p} \times 360^\circ = \frac{1/52}{2/3} \times 360^\circ = 10.4^\circ$$

在同步图 2-13 中,将时间错移量 Δt_1 、 Δt_2 和 Δt_3 考虑在内,就得到如图 2-14 所示的

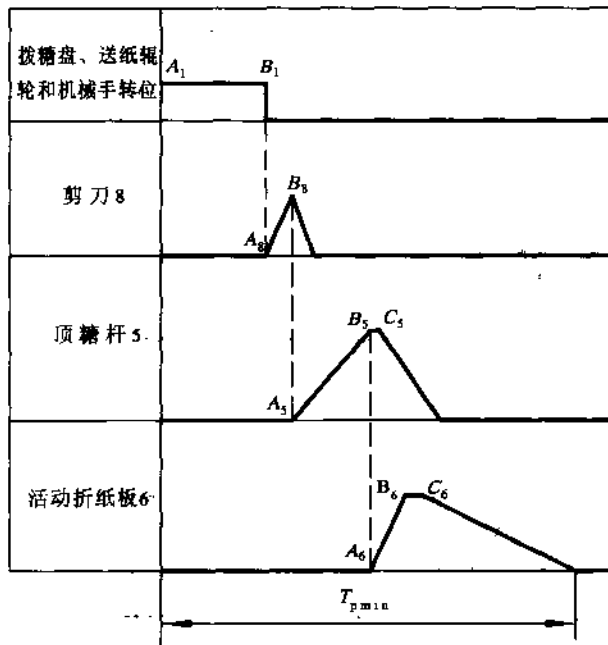


图 2-13 粒状巧克力自动包装机具有最短工作循环的同步图

粒状巧克力自动包装机的工作循环图。

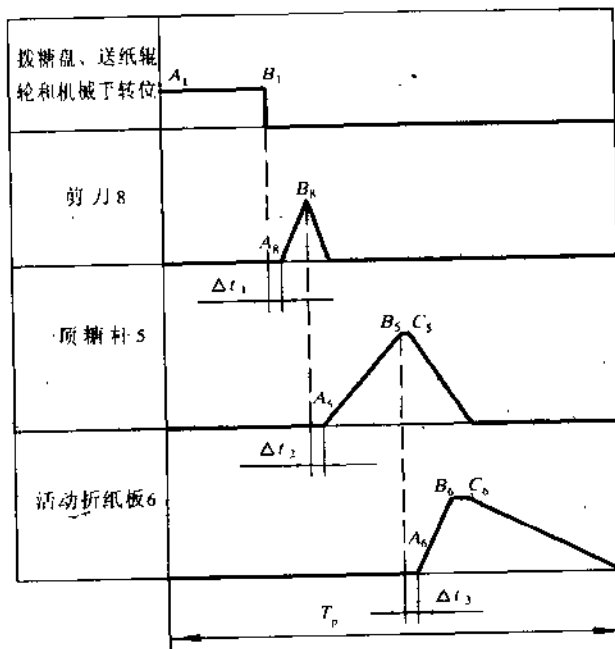


图 2-14 粒状巧克力自动包装机的工作循环图(横坐标为时间)

由工作循环图可知,粒状巧克力自动包装机的工作循环应为

$$T_p = T_{pmin} + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = \frac{95}{156} + \frac{1}{52} + \frac{1}{52} + \frac{1}{52} = \frac{2}{3} \text{ (s)}$$

此值正好与生产纲领对应的工作循环一致。

(4)绘制粒状巧克力自动包装机的工作循环图 在进行各执行机构运动循环的时间同步化后,就可以绘制粒状巧克力自动包装机的工作循环图。图 2-14 就是以时间作为横坐标的工作循环图。工作循环图的横坐标还可以是分配轴的转角。以分配轴转角为横坐标的工作循环图如图 2-15 所示,此图是设计分配轴上各凸轮轮廓曲线的重要依据。

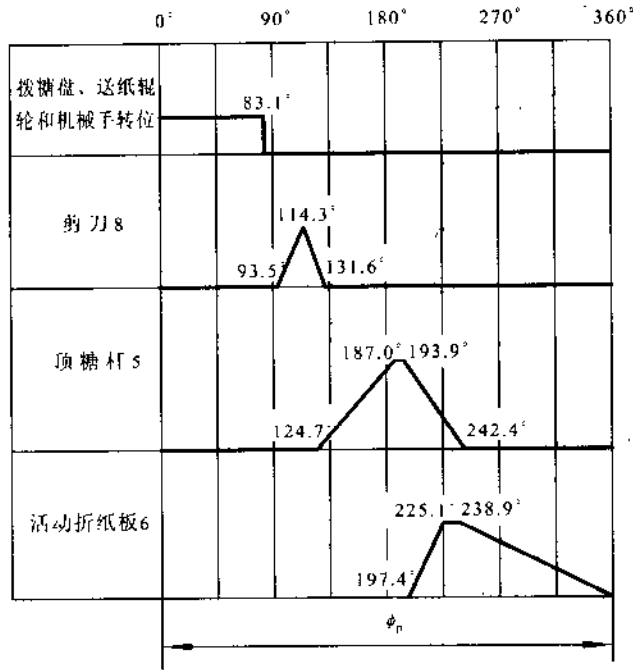


图 2-15 粒状巧克力自动包装机的工作循环图(横坐标为分配轴转角)

进一步分析工作循环图 2-15 发现,在送糖、送纸和机械手等机构转位时,剪刀机构 8、顶糖杆机构 5 和活动折纸板机构 6 处于初始位置停留状态;而当机构 8、5 和 6 进行各种操作及返回时,送糖、送纸和机械手等机构则处于停歇状态。实际上,当活动折纸板 6 完成折纸动作并从工作位置开始返回时(C_6),机械手等机构就可以开始下一个循环的转位(A_1),这不但符合工艺要求的动作顺序,而且也不存在机构之间发生空间干涉的可能,这从图 2-11(c)可以看出。在图 2-15 中, C_6 位于分配轴转角 238.9° 处。把 C_6 和 A_1 视为一对同步点,并使 C_6 相对 A_1 有一个超前量 $\Delta\phi_4 = 10.4^\circ$,则可从分配轴转角为 $238.9^\circ + 10.4^\circ = 249.3^\circ$ 处,将 $249.3^\circ \sim 360^\circ$ 范围内的运动截掉,只把机构 6 的部分返回行程放到 $0^\circ \sim 110.7^\circ$ 范围内,代替原来的一部分停留区段。这样做不会改变各机构原来的各段行程的时间和在工作位置的停留时间,只是减少了各机构的初始位置停留时间。图 2-16 就是截短后的工作循环图,其工作循环由 T_p 减少到 T_p' ,对应的 ϕ_p 和 ϕ_p' 分别是 360° 和 249.3° 。 T_p' 值可由下式求得:

$$T_p' = \frac{\phi_p'}{\phi_p} \cdot T_p = \frac{249.3}{360} \times \frac{2}{3} = 0.46 \text{ (s)}$$

相应的分配轴转速和理论生产率则为

$$n_p' = \frac{60}{T_p'} = \frac{60}{0.46} = 130(\text{r/min})$$

$$Q_p' = 130(\text{件/min})$$

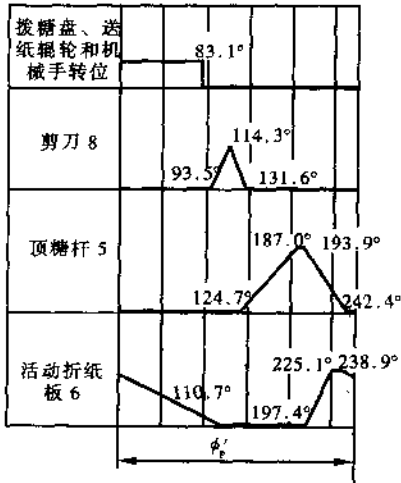


图 2-16 粒状巧克力自动包装机截短后的工作循环图

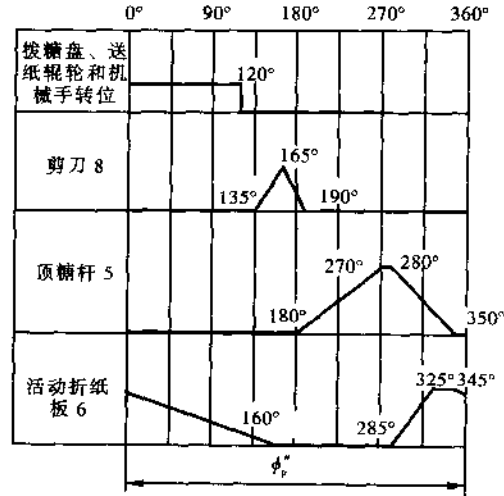


图 2-17 修正后的粒状巧克力自动包装机工作循环图

实际上,粒状巧克力自动包装机要求每转生产一个产品,即要求 $\phi'_p = 360^\circ$,因此应对图 2-16 进行修正,即按比例或用其它分析方法,求出循环图截短后各运动区段的分配轴转角。若将修正前各机构运动循环各区段对应的分配轴转角 ϕ'_x 按比例放大,则有

$$\phi''_x = \frac{T_p}{T'_p} \cdot \phi'_x \quad (2-27)$$

式中 ϕ''_x ——修正后各机构运动循环各区段对应的分配轴转角。

根据修正后的分配轴转角绘制的粒状巧克力自动包装机的工作循环图,如图 2-17 所示。

(三) 执行机构运动循环的空间同步化设计

图 2-18 是自动冷镦机工作原理的示意图,其中的送料机构 1 和镦锻机构 2 之间的运动循环具有空间干涉的情况。一方面,按照工艺要求,为了使毛坯 5 能够顺利地插入到模具 3 的成型孔中,送料机构 1 应在工作位置停留尽可能长的时间;但另一方面,这段时间又是极其有限的,因为送料机构 1 右端的运动轨迹与镦锻机构 2 下端的运动轨迹,将在它们的交点 b 发生干涉。因此,在对两机构的运动循环进行同步化设计时,必须首先确定出两机构发生干涉的位置 b 点的时间或分配轴转角坐标。

干涉点坐标无法通过图 2-19(a)和(b)所示的两个机构的运动循环图来确定,必须绘制图 2-19(c)和(d)所示的机构位移曲线。只有根据工艺原理和机构的位移图才能确定干涉点 b 的位置。

从图 2-18 知,干涉点 b 相当于送料机构 1 从工作位置返回 S_{01}^b 时和镦锻机构 2 从初始

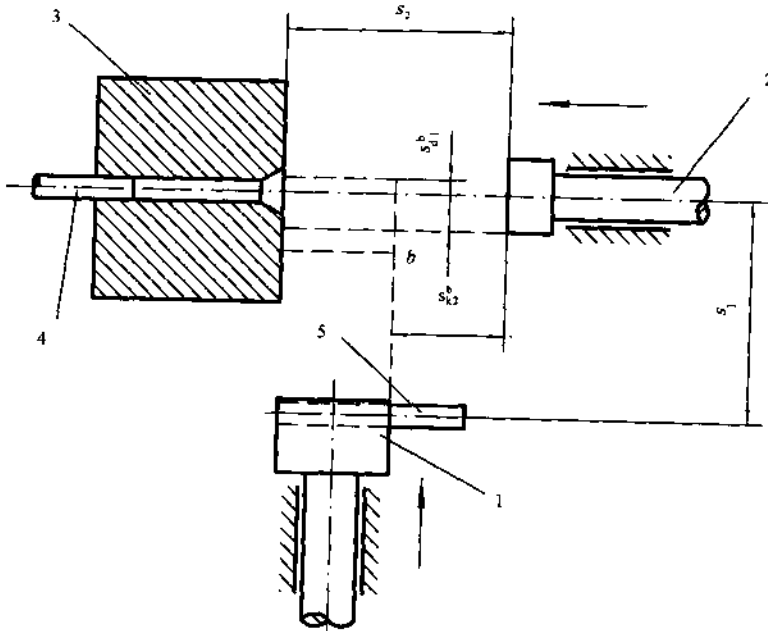


图 2-18 自动冷镦机工作原理示意图

1—送料机构 2—镦锻机构 3—模具 4—脱模机构 5—毛坯

位置前进 S_{k2}^b 时两机构所处的位置。于是,在机构位移曲线图 2-19(c)和(d)上,从 O_1 和 O_2 点算起,分别求得相应于 S_{k1}^b 和 S_{k2}^b 的两个点 b_1 和 b_2 。若令两机构的位移曲线的 b_1 和 b_2 两点重合于同一时刻,则得到图 2-19(e)所示的图形,这相当于两机构的运动在 b 点不发生干涉的极限情况,从而得到两机构经过空间同步化后的最小工作循环 T_{pmin} 。同样,考虑到机构运动的错移量 Δt ,使机构 2 的位移曲线向右移到虚线所在的位置,于是,合理的工作循环为

$$T_p = T_{pmin} + \Delta t$$

按机构位移图上各区段的位置数据,并以分配轴转角为横坐标,可以得到经空间同步化的工作循环图,如图 2-19(f)。

运动循环的空间同步化设计,应在分析研究各执行机构的运动循环或位移曲线的基础上进行。对于空间同步点的确定,既可用分析法,也可用作图法求得。通常,使用作图法比较直观和简单,因而采用较多。

现再举三面切纸机为例,较详细地说明自动机械空间同步化设计的具体步骤与技巧。

1. 绘制三面切纸机的工艺原理图

图 2-20 是三面切纸机的工艺原理图。其工艺过程为:由传送带送来的具有一定高度的纸叠在初始位置被初压板 5 压紧,推杆 1 将压紧的纸叠推到加工工位。由主压板 2 将纸叠压紧后,初压板放松并和推杆一起返回原位;在加工工位,首先由两把侧刀 3 同时从两侧切去多余的纸边,再由一把前刀 4 切去前边的纸边。当完成这一次切边动作后,主压板推回,由卸纸杆 6 将切好的纸叠推到传送带 7 上,完成一次加工循环。

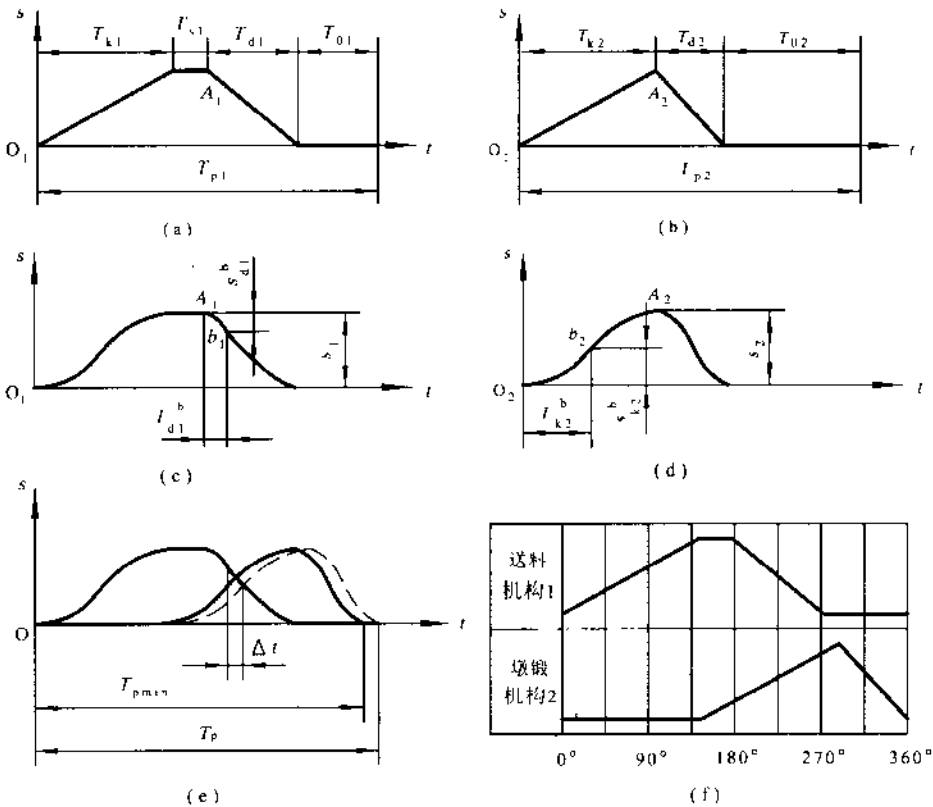


图 2-19 运动循环间同步化原理

(a)送料机构 1 的运动循环图 (b)锻铁机构 2 的运动循环图 (c)送料机构 1 的位移曲线图
(d)锻铁机构 2 的位移曲线图 (e)两机构的同步图及工作循环图(横坐标为时间)
(f)两机构的工作循环图(横坐标为分配轴转角)

2. 确定执行机构的运动循环及其组成区段

为了简化对问题的讨论,现仅对三面切纸机的推杆 1、主压板 2、侧刀 3 和前刀 4 四个机构进行分析。根据工艺要求,这四个机构的运动循环分别包括下列一些区段:

(1)推杆 1 推纸叠前进的时间为 T_{k1} ,返回运动时间为 T_{d1} ,在初始位置上的停留时间为 T_{o1} 。

(2)主压板 2 压纸叠的前进运动时间为 T_{k2} ,压紧时的停留时间为 T_{s2} ,返回运动时间为 T_{d2} ,初始位置停留时间为 T_{o2} 。

(3)侧刀 3 侧刀前进运动时间为 T_{k3} ,返回时间为 T_{d3} ,初始位置停留时间为 T_{o3} 。

(4)前刀 4 前刀前进运动时间为 T_{k4} ,返回时间为 T_{d4} ,初始位置停留时间为 T_{o4} 。

这台自动机械采用凸轮分配轴作为集中时序控制系统,分配轴匀速旋转,每转完成一个工作循环。因此可用分配轴的转角表示各机构的运动循环。与工作循环时间 T_p 对应的分配轴总转角应为 $\phi_p = 360^\circ$,各执行机构各区段对应的转角之和都等于 ϕ_p ,即

$$\phi_{k1} + \phi_{d1} + \phi_{o1} = \phi_p$$

$$\phi_{k2} + \phi_{s2} + \phi_{d2} + \phi_{o2} = \phi_p$$

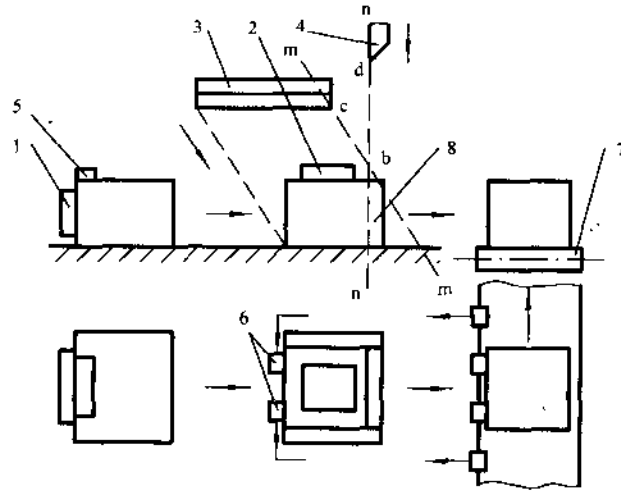


图 2-20 三面切纸机工艺原理图

- 1—推杆 2—主压板 3—侧刀 4—前刀
5—初压板 6—卸纸杆 7—传送带 8—纸边

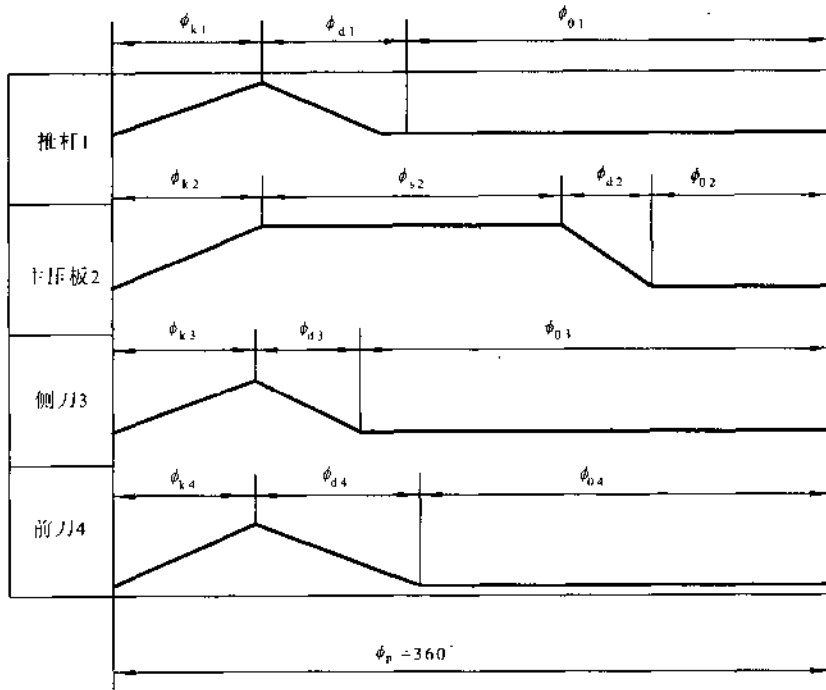


图 2-21 三面切纸机各机构的运动循环图

$$\phi_{k3} + \phi_{d3} + \phi_{o3} = \phi_p$$

$$\phi_{k4} + \phi_{d4} + \phi_{o4} = \phi_p$$

图 2-21 是各执行机构的运动循环图。

3. 执行机构运动循环的同步化设计

根据三面切纸机的工艺原理图及操作顺序,可以看出这台自动机械各执行机构运动循环的同步化设计中,既包括时间同步化,又包括空间同步化。下面将分别研究各机构之间的同步化问题。

(1) 推杆 1 与主压板 2 的同步化

若这台设备只裁切一种高度的纸叠,可根据图 2-22(a)所示的工艺原理图,按前述的同步化方法,实现这两个机构的时间同步化。但是,纸叠高度 H 常常不一致,因此主压板到达行程终点所运动的距离 S_2 是变化的。主压板的实际运动循环图如图 2-22(b)所示。在进行推杆与主压板之间的时间同步化时,必须按裁切最高纸叠的情况进行设计,即取纸叠高度为

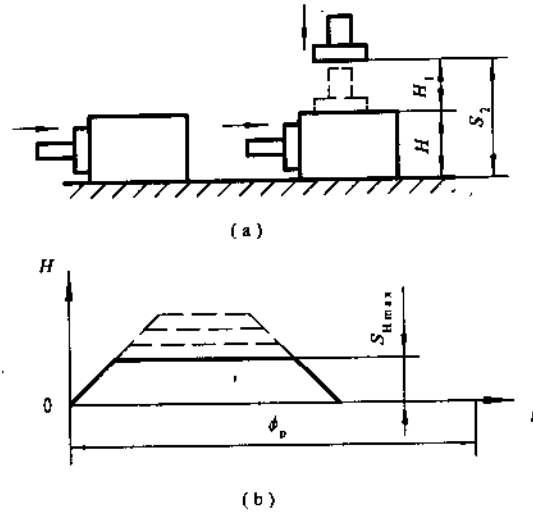


图 2-22 推杆与主压板机构的工艺原理图

(a) 工艺原理图 (b) 主压板的实际运动循环图

$$H = H_{\max}$$

为此,应绘出主压板的位移曲线。设主压板的位移量为 $S_{2\max}$,由位移曲线求主压板下降 $S_2 = S_{2\max} - H_{\max}$ 时分配轴的转角 ϕ_{2H} 。

图 2-23(a)是主压板的机构简图,图 2-23(b)是其位移曲线;横坐标为分配轴的转角 ϕ ,纵坐标为主压板的位移。欲求相应于机构行至纸叠最大高度 H_{\max} 处的分配轴转角 $\phi_{2H_{\max}}$,可在位移曲线上截取 H_{\max} 的高度,求得 a 点,此点对应的分配轴转角即为 $\phi_{2H_{\max}}$ 。

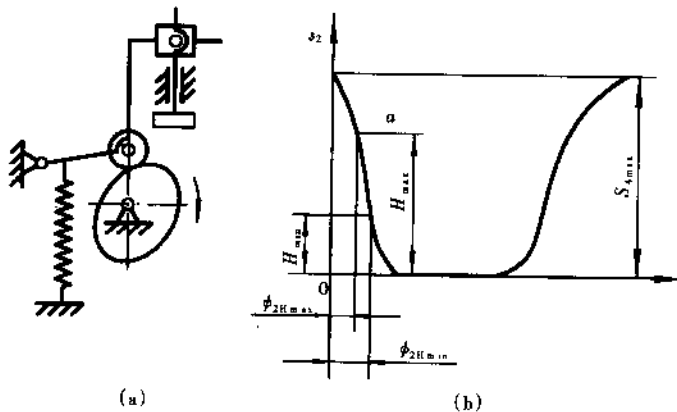


图 2-23 主压板机构的简图及位移曲线图

(a) 主压板机构简图 (b) 主压板的位移曲线图

因此,只要在推杆到达终点位置之前 $\phi_{2H_{\max}}$ 处,主压板开始下降,则得到两机构的时间

同步化循环图,如图 2-24 所示。两机构的运动关系也可用它们运动起始点之间的分配轴转角之差 ϕ_{21} 来表示,称为相对移相角。从图 2-24 看出

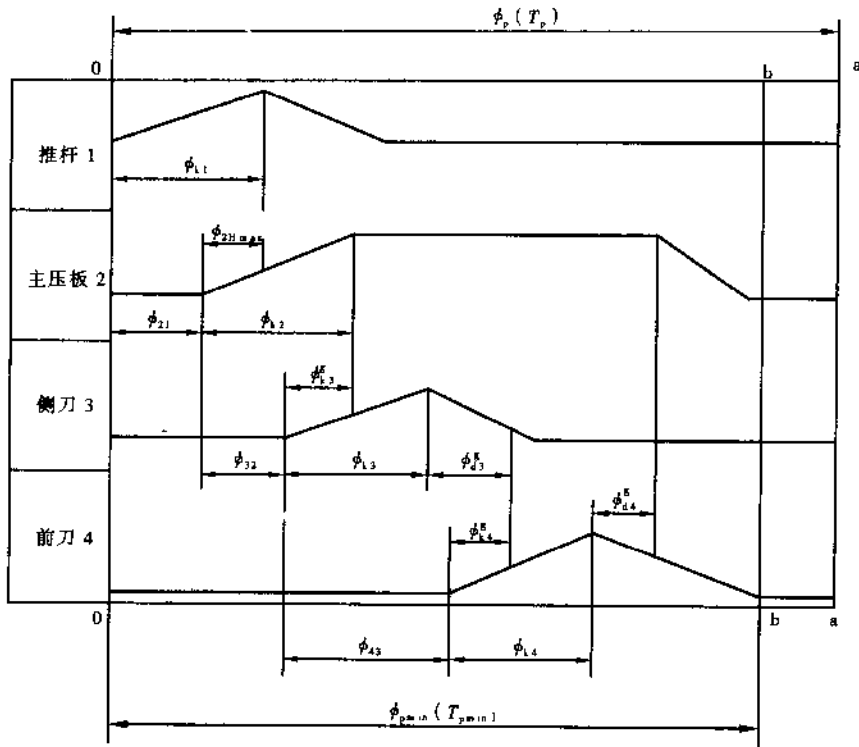


图 2-24 推杆、主压板、侧刀与前刀机构的同步图

$$\phi_{21} = \phi_{k1} - \phi_{2Hmax} \quad (2-28)$$

(2)主压板 2 与侧刀 3 的同步化 根据工艺原理的要求,当主压板压紧纸叠后,侧刀才能开始裁切,因此主压板与侧刀之间具有时间同步化特征。若侧刀向下裁切的行程速度大于主压板的下压速度,则主压板完成压紧行程的同时,侧刀到达纸叠最小高度 H_{min} 处,就决定了这两个机构的极限联系位置。这时侧刀下降的高度为 $S_3 = h_{k3}$ 。侧刀下降 h_{k3} 时的分配轴转角 ϕ_{k3}^E ,可以从侧刀机构的位移曲线中求得。

侧刀机构采用图 2-25(a)所示的曲柄滑块机构,侧刀的摆动则由导杆实现,使侧刀在裁切纸叠的过程中改变裁切角 α 。机构由此产生的侧刀刃的位移曲线如图 2-25(b)所示。在此位移曲线的工作行程上,从最高点处向下截取相当于 h_{k3} 的高度,在位移曲线上得到点 g_3 ,该点对应的分配轴转角即为 ϕ_{k3}^E 。

因此,只要在主压板下压行程结束之前 ϕ_{k3}^E 处,侧刀机构开始裁切工作行程,则得到两机构的时间同步化循环图,如图 2-24 所示。侧刀机构与主压板两机构的相对移相角 ϕ_{32} 可按下式计算:

$$\phi_{32} = \phi_{k2} - \phi_{k3}^E \quad (2-29)$$

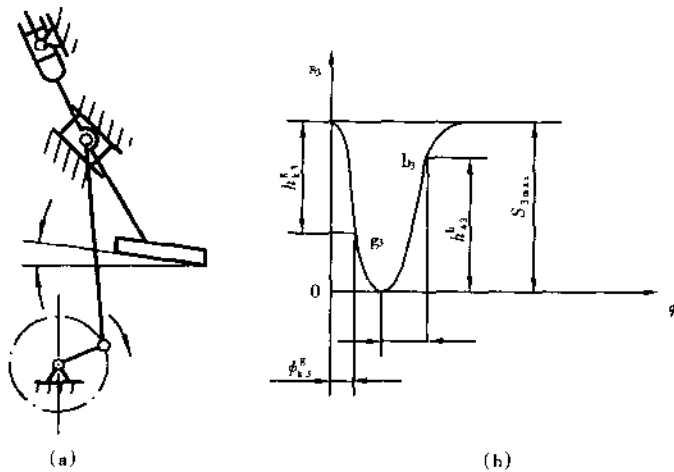


图 2-25 侧刀机构的简图及位移曲线图

(a)侧刀机构简图 (b)侧刀的位移曲线图

(3)侧刀 3 与前刀 4 的同步化 从图 2-20 的工艺原理图中可见,侧刀刃 c 的运动轨迹 m-m 与前刀刃 d 的运动轨迹 n-n 相交于 b 点,即侧刀 3 与前刀 4 的运动循环会在空间发生干涉,应进行空间同步化。侧刀与前刀同步化的关键,是根据这两个机构的位移曲线,求出当侧刀返回到 b 点时和前刀前进到 b 点时的分配轴转角。

侧刀从最低工作位置返回到 b 点时,其上升的高度为 h_{k3}^b 。在侧刀的位移曲线图即图 2-25(b)中,从横坐标轴向上截取相当于 h_{k3}^b 的高度,与曲线的返回行程部分交于 b_3 点,则从侧刀开始返回至到达 b 点时的分配轴转角 ϕ_{a3}^b 可以从横坐标轴上得到。

前刀从原始位置到达 b 点时,其上升的高度为 h_{k4}^b 。前刀机构的原理如图 2-26(a)所示,前刀的上下运动由上滑轨决定,而前刀的摆动则由下滑轨实现,使裁切角 α 发生变化。图 2-26(b)是按此机构产生的前刀刃的位移曲线。在此位移曲线的工作行程上,从最高点处向下截取相当于 h_{k4}^b 的高度,在位移曲线上得到点 b_4 ,该点对应的分配轴转角即为 ϕ_{a4}^b 。

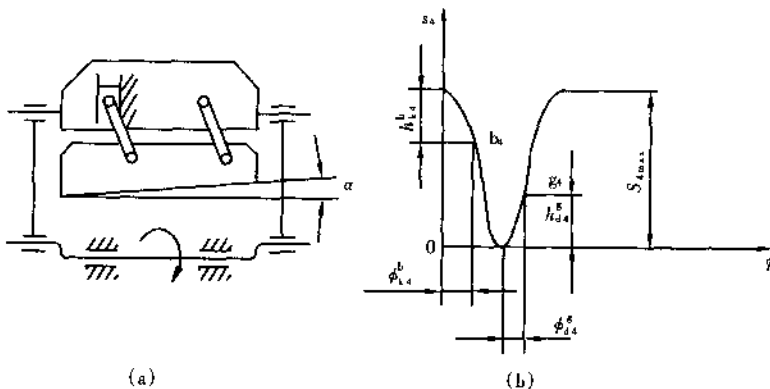


图 2-26 前刀机构的简图及位移曲线图

(a)前刀机构简图 (b)前刀的位移曲线图

将这两个机构的位移曲线上的 b_3 和 b_4 点重合, 则得到经过同步化的侧刀和前刀机构的同步图, 如图 2-24 所示。由图可见, 侧刀和前刀两个机构的相对移相角 ϕ_{43} 由下式确定:

$$\phi_{43} = \phi_{k3} + \phi_{d3}^b - \phi_{k4}^b \quad (2-30)$$

(4)前刀 4 与主压板 2 的同步化 根据工艺原理的要求, 当前刀裁切完毕后, 主压板才能放松纸叠并退回原位, 因此主压板与侧刀之间具有时间同步化特征。若前刀的返回行程速度大于主压板的回程速度, 则前刀返回至纸叠最小高度 H_{\min} 处的同时, 主压板开始放松并退回, 就决定了这两个机构的极限联系位置。这时前刀上升的高度为 h_{g4} 。前刀上升 h_{g4} 时的分配轴转角 ϕ_{g4} , 可以从前刀机构的位移曲线中求得。

在前刀的位移曲线图即图 2-26(b)中, 从横坐标轴向上截取相当于 h_{g4} 的高度, 与曲线的返回行程部分交于 g_4 点, 则从前刀开始返回至到达纸叠最小高度 H_{\min} 时的分配轴转角 ϕ_{g4} 可以从横坐标轴上得到。

因此, 只要在前刀机构开始返回 ϕ_{g4} 处, 主压板也开始返回行程, 则得到两机构的时间同步化循环图, 如图 2-24 所示。

由此图也可求得主压板在压纸时的工作停留段所对应的分配轴转角 ϕ_{a2} :

$$\phi_{a2} = \phi_{k3} + \phi_{k4} + \phi_{d3}^b + \phi_{g4} - \phi_{k3} - \phi_{k4} \quad (2-31)$$

在四个机构的同步图图 2-24 中, 各机构运动循环的起点, 对作为基准机构的推杆机构 1 的运动循环的起点的移相转角, 称为绝对移相角, 其值可按下列各式确定:

$$\begin{cases} \phi_{21} = \phi_{k1} - \phi_{2H_{\max}} \\ \phi_{31} = \phi_{32} + \phi_{21} = \phi_{k1} + \phi_{k2} - \phi_{2H_{\max}} - \phi_{k3} \\ \phi_{41} = \phi_{43} + \phi_{31} = \phi_{k1} + \phi_{k2} + \phi_{k3} - \phi_{2H_{\max}} - \phi_{k3} + \phi_{d3}^b - \phi_{k4}^b \end{cases} \quad (2-32)$$

从同步图上可以看出, 经过同步化后, 在线段 $b-b$ 和 $a-a$ 之间, 各机构均为停留时间; 从工艺分析中可知, 可以去掉这段停留时间, 从而得到缩短了同步图, 即图 2-24 上的 $0-0$ 和 $b-b$ 之间的部分。这时, 工作循环对应的分配轴转角为:

$$\begin{aligned} \phi_{p_{\min}} &= \phi_{41} + \phi_{k4} + \phi_{d4} \\ &= \phi_{k1} + \phi_{k2} + \phi_{k3} + \phi_{k4} + \phi_{d4} - \phi_{2H_{\max}} - \phi_{k3} + \phi_{d3}^b - \phi_{k4}^b \end{aligned} \quad (2-33)$$

工作循环时间也由 T_p 减少为 $T_{p_{\min}}$:

$$T_{p_{\min}} = \phi_{k1} + T_{k2} + T_{k3} + T_{k4} + T_{d4} - T_{2H_{\max}} - T_{k3} + T_{d3}^b - T_{k4}^b \quad (2-34)$$

若考虑各对同步点之间的时间错移量 ΔT , 则合理的工作循环时间将是

$$T'_p = T_{p_{\min}} + \Delta T \quad (2-35)$$

在本例中, $\Delta T = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3$, 其中 Δt_1 、 Δt_2 和 Δt_3 分别是前三对同步点之间的时间错移量。

而相应的分配轴转速则为

$$n_p = \frac{60}{T'_p} \quad (2-36)$$

总之, 只有通过执行机构的运动循环或位移曲线的分析研究, 并对运动循环进行时间和空间同步化后, 才能得到自动机械循环图。它既可用分析法, 也可用作图法求得。通常, 使用作图法比较直观和简单, 特别是当执行机构较多时, 作图法更为方便, 因而采用较多。

循环图设计完成后, 就可以设计分配轴上各凸轮轮廓曲线, 或其它机构的几何参数。

在多工位自动机械中, 循环图设计应针对操作时间最长的限制性工位进行。在具有曲

柄连杆、偏心或其它非凸轮机构的自动机械中,在工艺速度一定的情况下,其生产率也是一定的。这时,凸轮控制的各机构的运动循环就要受到这些工作机构运动循环的限制。

在具有电气、液压或气动等传动及控制系统的自动机械中,由于各执行机构的动作时间在每次工作循环内有所变化,因此在根据它们的动作时间计算工作循环时,应当引入“保险性停顿时间”。至于这类自动机械的循环图设计的原理和方法,与凸轮分配轴控制的自动机械是相似的。

第四节 与自动机械循环图相关的两个问题

一、自动机械工作循环图的实测

为了分析研究某些自动机械的运动及工作循环,有时需要对自动机械的工作循环进行实测。测量的方法和仪器很多,下面仅就凸轮分配轴控制的自动机械的循环图简易测试方法作一简介。

①用硬纸板画出相当于分配轴一整转的圆形,并按所选分度值(如 1° 、 2° 、 3° ……)将圆等分。

②将此分度圆板固定于分配轴的某一轴端,或某一传动元件(如凸轮、齿轮等)上,并在固定机架上选定定位标线。

③选定某一机构作为基准机构,并以基准机构的起始位置为分度圆板的零位,对准定位标线。

④转动分配轴,按每一分度值测出各执行机构的相应位移量,并记录在表格中,直到分配轴转过一整周为止。

⑤根据实测数据,用坐标纸绘制出各机构的位移曲线。

⑥确定各机构的工作状态,并绘出自动机械的循环图。

⑦根据位移曲线,用图解微分法绘出机构的速度和加速度曲线。

⑧分析研究自动机械工作循环的合理性,并指出改进设计的意见与措施。

二、分配轴转角和相应的凸轮轮廓角之间的关系

自动机械的工作循环图是反映执行机构从动件的运动状态与相应的分配轴转角(对于时序控制自动机械)之间关系的示意图。为了设计分配轴上的凸轮,绘制凸轮轮廓曲线,还要计算与执行机构运动循环各区段相对应的凸轮轮廓角。为此,必须搞清分配轴转角与相应的凸轮轮廓角之间的关系。对于有的机构,二者是相等的,有的机构则不相等。在设计计算时,应当注意区别以下两种情况:

①对于对心直动从动件凸轮机构,执行机构运动循环图上各区段的起点和终点所对应的分配轴转角与机构中凸轮的轮廓角或工作角是一致的。如图2-7所示的打印机构采用的是对心直动从动件凸轮机构,凸轮轮廓角是等于凸轮分配轴转角的。

②对于偏置从动件凸轮机构或摆动从动件凸轮机构,执行机构运动循环图上各区段的起点和终点所对应的分配轴转角与凸轮的轮廓角并不一致;而是超前或滞后某一角度。

令 ϕ 表示分配轴的转角, θ 表示凸轮轮廓角, β 表示二者之间的超前角或滞后角;同时,

在下面的图和公式中分别采用以下符号:

- ϕ_k, θ_k ——相应于从动件远离凸轮中心时的凸轮分配轴转角和凸轮轮廓角;
- ϕ_d, θ_d ——相应于从动件回程时的分配轴转角和凸轮轮廓角;
- ϕ_s, θ_s ——相应于从动件处于离凸轮中心最远位置停留时的分配轴转角和凸轮轮廓角;
- ϕ_o, θ_o ——相应于从动件在基圆上停留时的分配轴转角和凸轮轮廓角;
- r_o, r_{max} ——凸轮基圆半径和最大轮廓向径;
- a ——凸轮中心偏距;
- L ——摆杆长度;
- s_{max} ——从动件最大位移;
- δ ——摆动从动杆的起始角;
- Ψ_{max} ——摆动从动杆的最大摆角。

1. 对心直动从动件凸轮机构

图 2-27 表示出这种凸轮机构的原理,如前所述,其分配轴转角与凸轮轮廓角是相等的,即:

$$\begin{cases} \phi_k = \theta_k \\ \phi_s = \theta_s \\ \phi_d = \theta_d \\ \phi_o = \theta_o \end{cases} \quad (2-37)$$

2. 偏置从动件凸轮机构

这种凸轮机构的原理如图 2-28 所示,其分配轴转角与凸轮轮廓角不一致,而且具有如下关系:

$$\begin{cases} \phi_k = \theta_k + \beta \\ \phi_s = \theta_s \\ \phi_d = \theta_d - \beta \\ \phi_o = \theta_o \end{cases} \quad (2-38)$$

式中的 β 角不难从图上的几何关系推出,因为

$$\begin{aligned} \sin\beta &= \sin(\alpha - \gamma) = \sin\alpha \cdot \cos\gamma - \cos\alpha \cdot \sin\gamma \\ &= \frac{s_{max} + x}{r_{max}} \cdot \frac{a}{r_o} - \frac{a}{r_{max}} \cdot \frac{x}{r_o} \\ &= \frac{s_{max}}{r_{max}} \cdot \frac{a}{r_o} + \frac{x}{r_{max}} \cdot \frac{a}{r_o} - \frac{a}{r_{max}} \cdot \frac{x}{r_o} \\ &= \frac{s_{max}}{r_{max}} \cdot \frac{a}{r_o} \end{aligned}$$

所以

$$\beta = \arcsin\left(\frac{s_{max}}{r_{max}} \cdot \frac{a}{r_o}\right) \quad (2-39)$$

3. 摆动从动件凸轮机构

摆动从动件凸轮机构的原理如图 2-29 所示,摆杆的摆动中心在 O_1 点。这种凸轮机构的分配轴转角与凸轮轮廓角满足如下关系:

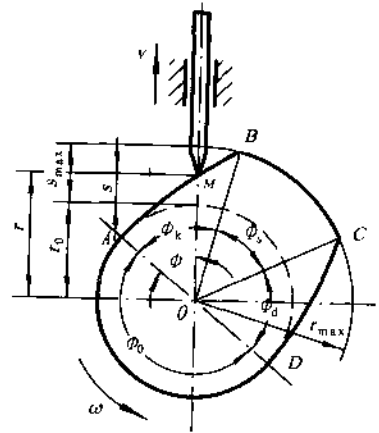


图 2-27 对心直动从动件凸轮机构原理图

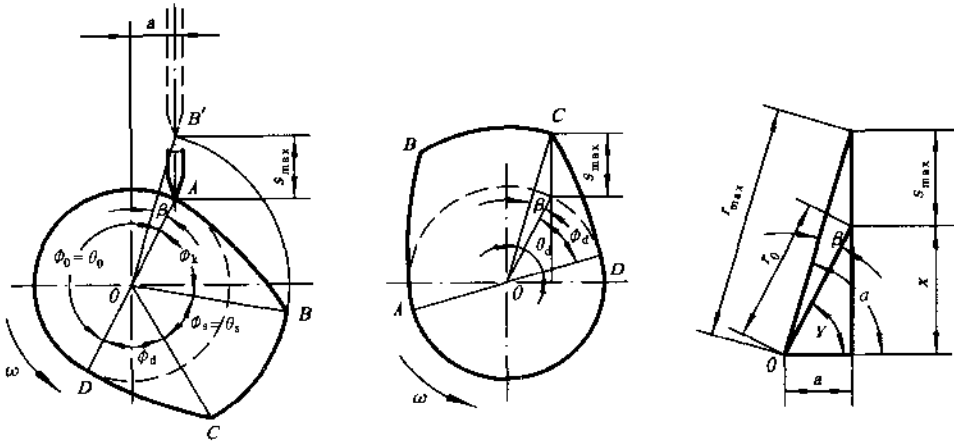


图 2-28 偏置从动件凸轮机构原理图

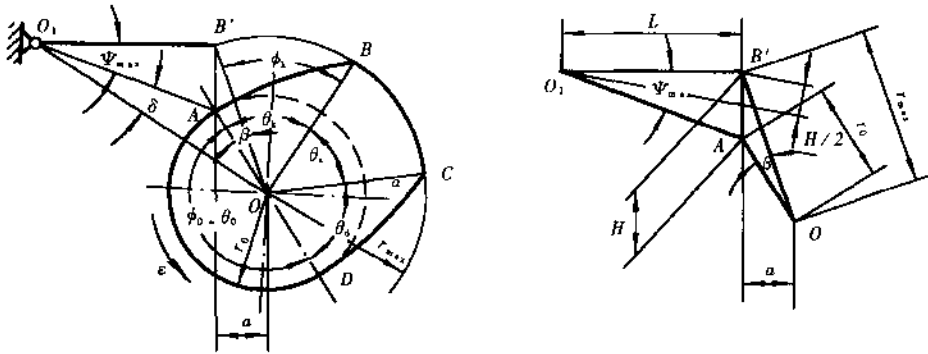


图 2-29 摆动从动件凸轮机构原理图

$$\begin{cases} \phi_k = \theta_k - \beta \\ \phi_s = \theta_s \\ \phi_d = \theta_d + \beta \\ \phi_0 = \theta_0 \end{cases} \quad (2-40)$$

从图 2-29 可以看出

$$\cos \beta = \frac{r_0^2 + r_{\max}^2 - H^2}{2r_0 \cdot r_{\max}} \quad (2-41)$$

而

$$\frac{H}{2} = L \cdot \sin \frac{\Psi_{\max}}{2}$$

因此

$$H^2 = 4L^2 \sin^2 \left(\frac{\Psi_{\max}}{2} \right)$$

代入式(2-41), 即可得到

$$\beta = \arccos \frac{r_0^2 + r_{\max}^2 - 4L^2 \sin^2 \left(\frac{\Psi_{\max}}{2} \right)}{2r_0 \cdot r_{\max}} \quad (2-42)$$

第三章 自动机械总体设计

第一节 概 述

所谓设计就是以社会需求为目标,在一定设计原则的约束下,在设计方法指导下,用设计手段创造出产品结构的过程。如图 3-1 所示。

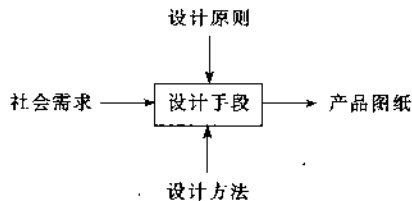


图 3-1 设计活动过程

在设计过程中,设计师要开展创造性思维和技术活动。通过人的创造性思维而产生构思,通过技术途径达到满足某种特定功能系统的产品。

具有确定功能的任何一部机器都是由各种零件、部件、机构、装置等等,通过一定方式组合成的一个系统。现代机械集成了机、电、光、液、气等技术,这使得机器的组成及结构更加复杂化。随着人类生产活动追求更高的劳动生产率和产品质量,以加工过程自动完成为最基本特征的自动机械正朝着高速、高精度、高度自动化方向发展。

根据系统工程学的理论,在一个复杂的系统,如果能将系统内的各单元有机地组合,各单元的功能不仅相互叠加,而且能相互辅助、促进与提高,这必然使系统的整体功能大于各单元的简单和,即获得“整体大于它的各部分总和”之效果。反之,如果不能实现有机组合,则由于各单元的差异性,在组成系统后,单元之间的协调不当或约束不力就会产生“内摩擦——内耗”,这反而可能造成“整体小于它的各部分总和”。自动机械总体设计就是从整体、系统的观点出发,通盘考虑组成机器系统的各个要素,各器件尽可能采用最能发挥其特长的物理效应来实现,通过把输入机器的物质流、信息流、能量流与各器件有机地结合起来,实现硬件组合的最佳形式——最佳原理方案。总体设计强调设计的整体性。设计的核心是创意、构思、规划机器原理及总体结构方案。

总体设计的优劣直接影响机器的形态、性能、经济性以及使用情况等。因此,在总体设计中要充分应用现代设计方法、设计原理,广纳成熟的、先进的科学技术成果,尽力使总体设计在原理上新颖正确,实践上可行,技术上先进,经济上合理,富有时代感。

总体设计包括两大方面的内容:一是原理、工艺性方案的设计,即寻求设计问题的技术解及技术路线;二是总体结构方案的设计,即将原理、工艺方案结构化,是技术解及技术路线的具体实施。

第二节 设计计划及组织

一、设计计划

(一)设计任务的提出

认识事物要经过提出、分析、解决问题三个阶段。提出问题是第一重要的,只有敢于而且能够提出问题,才能剖析解决问题。自动机械设计过程的开始则是提出一种需求,这种需求可以由使用者或生产者提出,也可以由设计者提出。由使用者或生产者提出的设计称为合同(或任务)设计。由设计者提出的设计称为自主开发性设计。

要获得“需求”从而产生“设计”的思想火花,设计者的思维要灵活,注意培养各方面的能力,特别是洞察能力:细致地观察社会,深入生活,在了解了物的现状和人的渴望之后,发现某项需求;感觉能力:能领悟、预感到某种社会需要。就自动机设计来讲,我们知道,机器是制造产品的母机,产品是设计机器的源动力,那么,若想设计一部自动机器,应紧紧围绕“制造产品”这个中心需求。“产品及制造”可能有这样几种情况:其一,产品是新产品,需要一种机器来加工它,要获得这种需求的关键是信息,应充分掌握产品及市场情况;其二,产品是老产品,需要更新加工原理或工艺,那么应掌握并结合新原理、新方法、新工艺的要求,在原有机器的基础上设计一部新机器以满足要求;其三,老产品而且生产原理或工艺不变,但需要改善产品生产现状,例如提高生产率和产品质量、降低生产成本和劳动强度,减少或根治环境污染等等,那么应明确存在的问题是什么、为什么要改,等等,然后对现有加工机器进行技术改造,或局部进行创造性的变革。

总之,认识一种需求本身就是一件创造性的工作。在自动机设计中,有时提出设计并不比完成设计容易,应努力探求有价值的创意与构思。

(二)产品开发需求分析

需求分析主要是通过市场调查和预测来进行。市场调查是预测的基础和依据,通过广泛的市场调查,以获得社会需求的大量数据和信息。预测是对市场调查的理性分析,通过对数据和信息进行科学的分析与计算,即可正确地判断出或有把握地预测出社会需求。目前,预测技术已在世界各工业发达国家得到广泛应用,预测结果作为发展科学技术和开发新产品的依据。预测技术也已发展成为一门新的科学——未来学。

预测的方法很多,美国斯坦福研究所统计列举的预测方法有 150 多种,其中常用的约 12~15 种,主要分为定性预测法(直观预测)和定量预测法(包括约束外推预测和模拟模型预测)两大类。适合于科学技术研究以及新产品开发的预测方法有:定性预测中的先行指标法、用户需要直接调查法等等;定量预测中的趋势外推法、联立方程法等等。

在需求分析中要综合考虑各种各样的因素,以实事求是、科学的工作态度,对需求做出有理性的判断。

(三)设计技术文件

在自动机设计中,应形成一整套技术文件,这些文件是设计过程中每一步工作的总结及结果,同时作为制造、验收鉴定、使用、维护等的依据及说明。设计文件一般有:设计任务书,设计合同书,总体设计说明书及方案评定书,结构设计计算说明书,设计图纸,系统可靠性、

经济性、安全性说明及评定书, 施工设计文件, 使用说明书, 维护说明书等等。

设计任务书是第一份技术文件, 其编制格式灵活多样, 但应包含如下一些主要内容及要求。

①设计题目(产品名称)、代号、设计项目名称及代号、设计提出单位、设计单位、批准部门及批准日期等。

②设计产品的功能、用途、预期经济效益及技术水平、发展前景等。

③设计产品依据的文件名称、所必须进行的科研和其它工作的论证要求。

④加工对象的特性、规格、要求等。

⑤设计产品的性能、质量指标和使用性能要求, 主要有: 生产纲领、速度、工作压力、功率、规格及适应范围(如机器工作幅宽)、外形尺寸、体积、重量、与相关设备配合关系及接口、产品设计寿命、可靠性、质量指标、精度及精度保持性、密封与润滑、振动及噪声指标、卫生标准等。

⑥结构型式、外观色彩及造型、人机工程要求。

⑦自动化程度、控制要求、检测方式等。

⑧使用材料要求、执行标准及设计中标准化通用化程度。

⑨加工条件、制造要求、工艺性、装配要求、测量和检验的特殊要求。

⑩使用条件如照明、许用载荷等, 工作环境要求如温度、湿度、大气压力、毒害、日辐射、侵蚀介质、灰尘等。

⑪最高允许成本、生产批量。

⑫运输、保存与包装、安装、使用、维修中保证安全的要求。

⑬其它方面要求如军用、民用、保密级别、对环境的影响。

⑭设计完成日期、研制完成日期、供货日期。

⑮设计文件目录。

⑯附录, 设计中必须用到的其它参考资料目录, 主要包括图纸、示意图、论证书、设计手册、有关工艺装备目录、厂规厂标等。

例 3-1 白炽灯泡自动吹泡机的设计任务书。

设计题目: BD-12 型自动吹泡机。机器主要技术性能、参数范围、设计要求:

①可以吹制直径 $\phi 25 \sim 90\text{mm}$ 的白炽灯泡泡壳。

②翻转式吹一吹法成型, 单滴“C”型供料。

③十二工位回转式。

④机器转速。机台转速: $1 \sim 4\text{r}/\text{min}$, 无级调速。吹制管自转速度: 约 23 转/机台每转。

⑤机台沿顺时针方向回转, 必要时可手摇蜗杆作反方向转动以排除故障。

⑥吹泡用供气压力 $39.2 \sim 49\text{kPa}$, 长短气可调。

⑦按照冷却风和吹气同一压力配气。

⑧小批量生产。

⑨中型机械厂承制。

⑩2~3 人操作。

例 3-2 家用绞肉机的设计任务书(见表 3-1)。

表 3-1

家用绞肉机设计任务书

设计内容、要求	设计指标
能把物料绞碎成末	
物料种类:肉类、蔬菜类	
手动、电动两用	
不能挤出物料中水分	
出料通畅	
固定在桌上,不用时能收起	
加工产物不得有异味、异物	
物料最大规格	$\phi 15\text{mm}$
肉末最大尺寸(体积)	20mm^3
肉末最大长度	3mm
最小驱动力	$\leq 200\text{N}$
成本	≤ 25 元
重量	$< 10\text{kg}$
外形尺寸(长 \times 宽 \times 高)	$< 100\text{mm} \times 250\text{mm} \times 250\text{mm}$
安全可靠、不伤及人手	
容易清洗	
不能生锈	
堵塞后易排除	
外形美观、青灰色	
零件损坏后易更换	

(四)设计任务书中设计指标的制定

设计任务书必须提出初步的或最终的有关技术性能、规格参数等方面的技术指标,这是方案设计的依据及条件。制定设计指标时要综合考虑各个方面的因素。若有些指标定得过低,可能使所设计的机器处于较低的水平,或者影响所加工产品的质量。若指标定得过高,可能造成机器能力过剩及浪费,或者给制造带来许多麻烦,增加成本。制定设计指标要注意解决好以下几个问题:

- ①必须满足所加工产品的要求,就高不就低,留有余地。
- ②根据工作要求进行初步计算,以确定设计数据。
- ③正确处理需要与可能的关系。
- ④正确处理需要与经济性的关系。
- ⑤正确处理需要与机器复杂性的关系。

二、设计工作组织

对于一项复杂的设计工作,一般需要组成一个设计小组,靠团队、集体的力量,发挥众人的智慧,分工、协作来完成。能否保质、保量、按时完成设计任务,在一定程度上也取决于设计组织工作的合理、完善程度。

①针对具体的设计任务,由若干不同专业人员组成设计小组。例如自动机设计小组,应由机械、电气、控制等专业人员组成。既有设计人员,也应有制造、工艺人员等。确定一名各方面能力较强的人员担任设计总体负责。

②设计小组要根据设计任务,制定详细的设计计划以及设计工作制度。

③每个设计人员的设计任务、责任要明确,但也要团结协作。经常开展集体讨论,统一设计思想。

④设计人员与制造、工艺人员在设计工作的各个阶段应保持经常性的工作接触。

⑤尽可能采用诸如计算机绘图等现代化的设计手段。

⑥做好设计资料、设计文件以及科技文献的管理工作。

三、明确设计任务,调查研究,搜集资料

开展任何产品设计开发工作,首先要搜集所有相关的信息,包括设计需求、背景技术资料等。设计人员在此基础上应做出用户“真正需要什么样的产品”的判断。因此,在自动机设计任务确定后,设计人员应认真分析研究,全面掌握设计任务书中提出的各项内容及要求,带着问题进行广泛的调查研究,搜集资料,把握设计最基本的客观依据。

1. 详尽搜集用户对所设计自动机的需求

主要了解如下一些问题:

①加工对象的形态(尺寸、重量等)、性态(物理、化学性能等)、加工要求、原料来源、供应状况,产品供销情况、批量大小等。

②产品加工工艺原理、方法及特点。

③所设计的自动机应具有的主要功能,总功能及实现总功能时分功能的动作顺序,人在实现总功能中所介入的程度。

④自动机操作者的技术水平,使用要求。

⑤自动机工作环境及条件,主要有温度、湿度、灰尘、噪声、照明等等。待安装场地状况,水、电、气、液等现状。

⑥现有机器设备的状况,存在的主要问题。

⑦产品标准、一般技术要求、规定以及与自动机有关的其它方面的问题。

2. 了解掌握自动机制造单位技术水平

主要了解制造单位的机械设备状况,工艺条件,工人技术水平,生产历史以及材料供应情况等。

3. 查阅有关的技术资料

全面检索与设计题目有关的国内外技术文件、研究报告、专利,同类型机器的图纸、技术文件、经验总结,相关科技期刊文献、产品标准、生产标准等。

第三节 原理方案设计

原理方案设计是指根据设计任务书提出的设计要求或自主开发确定的设计目标,找出实现预定设计目标的最佳原理方案。原理方案设计是整个设计的第一个关键的环节,是具有战略性和方向性的设计工作,是结构设计的前提和依据。

完成同一设计任务往往会有许多差异很大的方案。迄今,多数设计工作仍是由设计人员先画几张总体方案图,从中选择一个,便进行具体的结构设计。这种设计方法的弊端,一是盲目性,无法判断方案是否最优;二是经验、局限性,易受设计人员知识经验影响,在原理方案构思之前就形成了某种框框,妨碍了思维,束缚了创造力,所得到的设计方案往往不甚理想,缺乏新意及创造性。

现代设计是有意识地按照设计活动自身的内在规律进行,提倡采用发散式的、以功能设计为主的设计思维,自始至终地寻求各种可行方案,全面系统地确定设计过程的起始条件和最佳结果,并在此基础上强调抽象的设计构思,防止过早地进入实体结果分析,使结果既在系统的工作原理和结构有关的本质上有创新,又能结合实际,达到预期的设计目标。例如,采用系统工程学理论进行的原理方案设计是把设计对象看做一个系统,从系统的功能要求出发,通过技术过程的分析,确定技术系统的效应,然后寻求解决的途径。这种方法主要是把复杂的设计要求,通过功能关系的分析,抽象为简单的模式,以便寻求能满足设计对象主要功能关系的原理方案。

一、设计任务抽象化

设计任务抽象化的最终目的是明确设计对象的功能和约束条件。常用的抽象方法是“黑箱”法。对于所设计的自动机,在求解之前,犹如一个不知其内部结构的“黑箱”。给“黑箱”输入物料(物料流)、能量(能量流)、信息(信息流)以及外界的影响,则经“黑箱”后产生输出量以及“黑箱”对外界的影响。

物料流、能量流、信息流都有量和质的差异,例如数目、体积、消耗量、功率以及允许偏差、质量等级、性能、效率等。在对“黑箱”进行分析时,通过比较输入、输出量的差别和关系,继而反映出设计系统的总功能,然后探求系统的机理和结构,逐步使“黑箱”透亮,直至方案拟定。

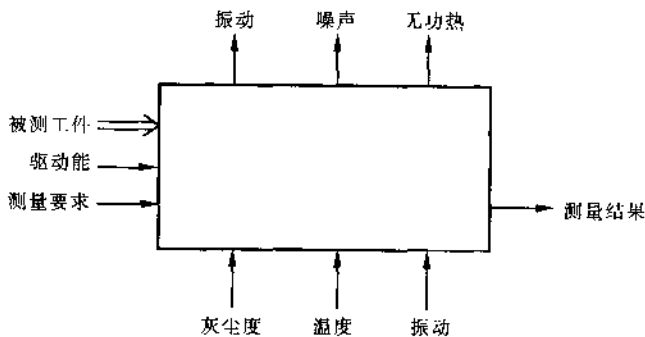


图 3-2 CNC 齿轮测量中心“黑箱”示意图

图 3-2 为 CNC 齿轮测量中心的“黑箱”示意图。左边的输入量有驱动能、被测工件、测量要求(信息),右边的输出量为测量结果(数据信息),上边为该测量中心对外界环境的影响,下边为环境对测量中心的影响因素。测量中心的总功能是测量工件的几何尺寸。

设计任务抽象化——“黑箱”法,突出了设计中的主要矛盾和核心问题,有助于激发设计者摆脱具体的东西,而在更为广阔的设计领域中寻求更多、更新、更好的设计方案。例如,设计一辆自行车,可能立刻想到“由前、后两轮组成、脚踏链条传动”的方案,深入分析后得知最基本的要求是“以人为动力的运输工具”,按此进行“抽象化”后,则可能想到独轮自行车、三轮自行车、手摇自行车等等。

二、功能结构分解

确定了总功能后,就可寻求功能解,即实现功能的技术物理效应及功能载体。但是,一般情况下,设计系统都比较复杂,难以直接求得满足总功能的解决方案,即便可以求得,也可能难以实现,或者造成后续设计的结构方案过于复杂,带来一系列的其它问题。据此,常将总功能分解成复杂程度较低的分功能,并相应找出各分功能的解。总功能分解到何种程度,取决于在哪个层次上能找到相应的技术物理效应及功能载体。对于复杂的技术系统往往要将其总功能分解为若干级分功能,有的甚至要分解到最后不能再分解的基本单位——功能元。同级分功能组合起来应能满足上一级分功能的要求,最后组合成的整体应能满足总功能的要求,这种功能的分解和组合关系称为功能结构。常用的功能结构基本组合方式有串联、并联和回路式三种。依此组合关系绘制的图形称为功能结构图。这样既可显示各功能元、分功能与总功能之间的关系,又可通过各功能元解的有机组合求总方案,同时又为后续的工艺方案设计创造了条件和依据。功能分解在多工位自动机设计、自动线设计中尤其重要。

例如,材料拉伸试验机的功能可分解为图 3-3 所示。其基本功能是把试件夹持住进行拉伸,然后再把试件松开。在工作中试验机应按照要求进行动作控制及测量试件的应力和变形。

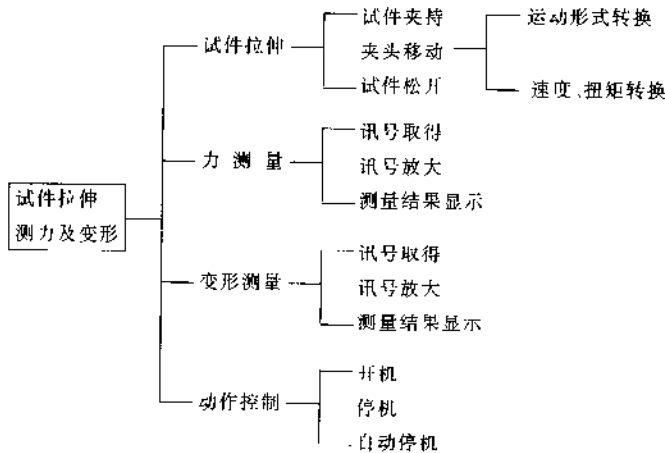
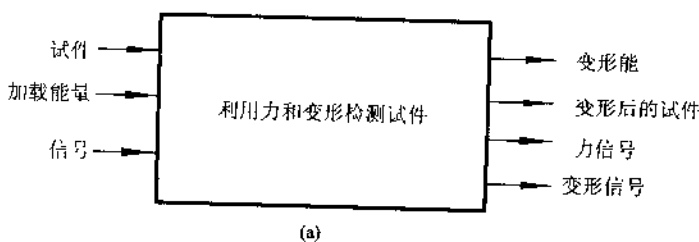


图 3-3 材料拉伸试验机功能分解

图 3-4 所示为该试验机的功能结构。图 3-4(a)为其总功能黑箱;图 3-4(b)为其一级分功能结构,即力和位移、试件加载、测力、测变形;对一级分功能结构再分解形成二级分功能结构,如图 3-4(c)所示。这时考虑了实现一级分功能时还需满足哪些要求,如输入能量大小需调节,各测量值需放大、试件加载要夹紧、调节和测量时还需要和标准值比较等等。



(a)

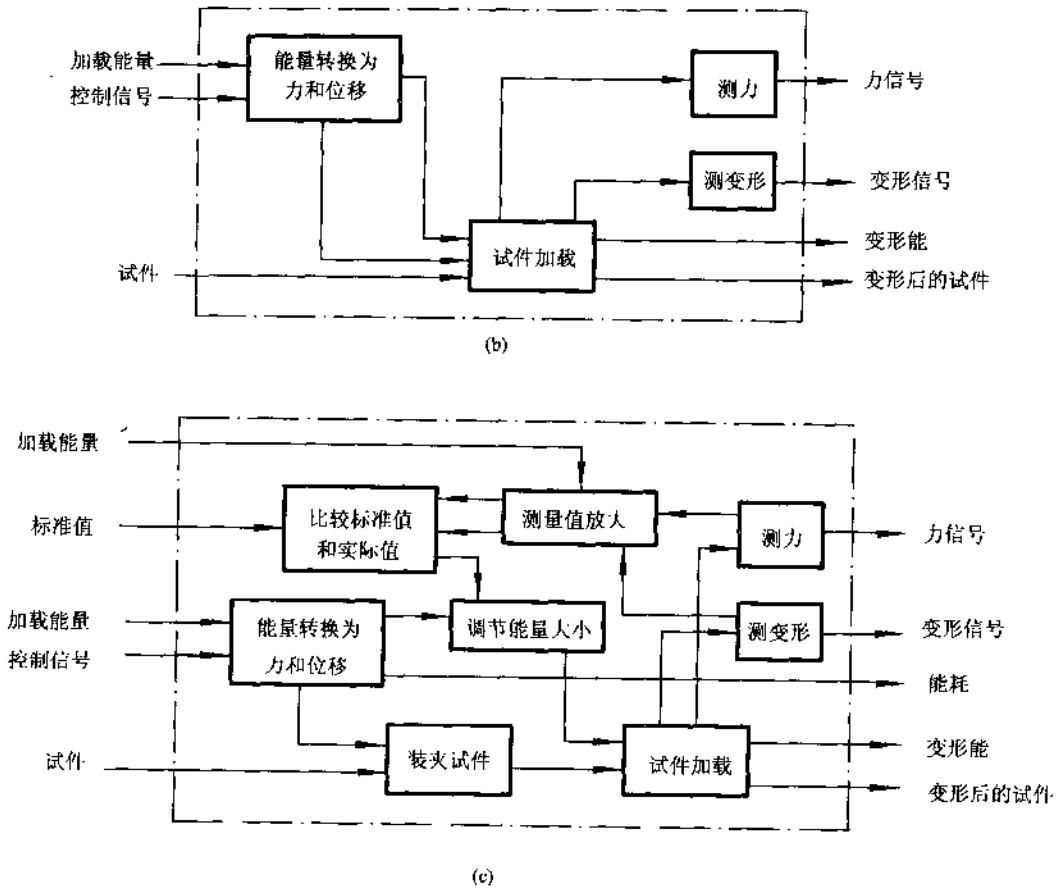


图 3-4 材料拉伸试验机功能结构图
(a)总功能(黑箱) (b)主要分功能 (c)完善的功能结构

在功能结构分解中,可将总功能分解到功能元,再根据功能元的性质、要素以及功能元解的性质等,通过取舍、合并等由下向上一级缩减。过小的分功能在有些情况下也没有必要,甚至还会影响方案设计的技术水平(因为过小的分功能之解可能比较简单,这容易使设计者采用较低水平的技术手段)。而过多的分功能既可能使原理方案复杂化,有时也不利于后续的结构方案设计工作(每个分功能之解的结构载体数目多,彼此还需要连接,必然增加结构设计工作量并使工作繁琐),并有可能造成结构方案的复杂化。

有些自动机本身由许多子系统组成,例如多数自动机都由供料机构、执行机构、传动装置、控制系统、检测装置等等组成。可先按照子系统分解,将各子系统分别单独绘制成子系统功能结构图。

三、确定设计方案

(一)寻求功能解

确定实现各功能元可能运用的原理即功能解。将物理学原理通过一定的结构形式,在

工程技术上加以利用即所谓技术物理效应。实现技术物理效应的具体构件即为功能载体。同一种技术物理效应可以实现各种功能(例如杠杆可以实现力的放大或缩小、换向等功能),同一种功能可以用不同的技术物理效应来实现(例如机械力、电磁力、流体力),同一种技术物理效应也有不同的技术表现方式(例如力、力矩、力偶)。

当所设计的自动机比较简单时,可以根据经验、类比法和一般知识,选择出适当的技术物理效应和确定相应的功能载体。当设计的问题比较复杂时,一要尊重科学,从科学原理中找答案;二要充分借鉴前人的成果及有关文献;三要发挥众人的智慧;四要开阔思路,大胆创新,奇思妙想;五要从实际出发,进行必要的科学技术实验。为了选出最佳的功能解,应针对功能的要求尽可能多提出几种技术物理效应和功能载体,通过比较、评价、决策,获得满意的设计方案。

除了物理效应外,还应注意化学效应、生物效应、自然效应(如太阳能加热、自然冷却等)。

(二)功能载体组合

找到实现各分功能的技术物理效应和功能载体后,将这些功能载体根据功能结构进行合理地排列与组合,以得到实现总功能的各个总体方案。现设有 m 个功能元,每个功能元有 n 个功能解,将功能元以及对应的功能解组成如表 3-2 所示的形态学矩阵。

表 3-2 功能解的形态学矩阵

功能元 \ 功能解	1	2	3	...	n
F_1	L_{11}	L_{12}	L_{13}	...	L_{1n}
F_2	L_{21}	L_{22}	L_{23}	...	L_{2n}
F_3	L_{31}	L_{32}	L_{33}	...	L_{3n}
\vdots
F_m	L_{m1}	L_{m2}	L_{m3}	...	L_{mn}

表中 $F_i (i=1, 2, \dots, m)$ 表示功能元, $L_{ij} (j=1, 2, \dots, n)$ 表示对应的功能解。在形态学矩阵中每一行任取一个解,组合起来即是实现总功能(或分功能)的一种方案,假设各功能元的解法数目相同(均为 n 个),则全部方案数 $N = m \times n$ 个。例如自动机的运动导轨,其主要功能是支承和约束运动。找到全部功能解,组成如表 3-3 所示的形态学矩阵,可能组合的方案数 $N = 4 \times 5 \times 6 = 120$ 。若按 A2 + B2 + C3 组合,则得到步进电机驱动蜗轮传动的滚动导轨。

表 3-3 运动导轨功能解形态学矩阵

功能元 \ 功能解	1	2	3	4	5	6
A 导向	滑动导轨	滚动	液体静压	气体静压		
B 传动	齿轮传动	蜗轮	齿形带	丝杠传动	齿轮齿条	
C 驱动	交流伺服	直流	步进电机	直线电机	液压	气动

运用形态学矩阵,可以得到许多方案,这对设计者有很大的帮助和启发。但并不是所有

方案都具有实际意义,也不是所有的结构元件都能互相匹配和相互适应。所以在组合时,可根据经验、借鉴类似设计和前期构思中形成的初步设想,舍弃一些明显不合理或意义不大的方案。选中几个合理的、可行的、有希望的方案,然后从物理上的相容性、技术经济效益等方面对这些方案进行深入分析、评价和优选。例如可以从功能结构中的能量、物流、信息流能否不受干扰地连续流过、功能元之解在几何学和运动学上是否有矛盾等等,进行直觉判断,从而剔除那些不相容方案。必要时应采用计算机技术、专家系统、人工智能等现代科技手段来选优。

第四节 工艺方案设计

一项总功能可分为若干子功能、分功能、功能元,不同的功能有不同的实现方式、方法。得到原理设计方案后,只是得到所设计问题的功能解,而这些功能解应按照什么方式、方法进行排列与组合?按照什么样的程序及顺序进行实施呢?例如,水果削皮问题,可以先把水果夹持住再用刀切削,也可以边夹持边切削,可以使水果保持不动让刀运动切削,也可以让刀不动使水果运动实现切削。再如食品可以袋装、瓶装、盒装等,糖果的包装可以单扭结、双扭结、折叠式、枕式等。

事实上,一项功能(特别是较大较复杂的功能)往往不可能一步或一次作用就能实现,而是分步按照一定顺序依次逐步实现,对于具有多项功能的设计问题则更是如此,自动机是典型的这类设计问题。功能解排列与组合的方式及方法、实施的程序及顺序,即所谓的实现功能解的技术过程(路线)、工艺过程(路线、流程),简称工艺方案。工艺方案设计是否合理与科学直接影响整机设计水平以及机器的作用效果,是与原理方案设计同等重要的关键设计环节。一般情况下,原理方案、工艺方案设计分开而同步进行,个别情况下,将原理方案设计内容包含并在工艺方案设计中,这时的原理方案可称为工艺原理或工艺方法、工艺性方案。因此,工艺方案设计包括工艺原理(方法)和工艺过程(路线)设计两项内容,而侧重于工艺过程设计。

一、工艺原理(方法)方案设计

(一)工艺方法分类及特点

生产中采用的工艺方法各种各样,按照技术物理效应的物理实质可分为三种类型。

1. 理化作用型

这种工艺方法的特征是,通过机器所施加的物理或化学作用使得所加工的产品性的态或形(状)态发生变化以完成加工,即在加工中有显著的物理、化学反应。例如轻工业生产中的清洗、干燥、电镀、金属热处理、浸漆等。采用理化作用原理的机器,其主要执行机构(加工工具如喷头)与产品在加工过程中一般不接触,而作用介质(如水、油漆)全方位接触产品,加工中的约束限制较少,设备简单,生产率高,易于自动化,所以常常采用自动线。

2. 机械作用型

这是物理作用型中采用最广泛的一种特殊情况,即主要通过作用力来改变产品的形态(形状、尺寸、装配、包装等)。采用这种作用原理的机器也最多、最普遍。例如造纸厂的切草机、切纸机;制糖厂的压榨机;制革厂的去肉机、削匀机;制鞋厂的裁料机、绷帮机;各种自动

机床、自动包装机等等。

机械作用型自动机,根据加工中工具与产品的接触情况,可分为三类:一类是工具与产品呈点接触型,例如车床的车刀与工件,冲床的锥形冲头与工件;第二类是二者呈线接触型,如皮革剖层机的带刀与皮革,剪板机的剪刀与板材;第三类是二者呈面接触,如鞋用压合机的压头与鞋帮鞋底,各种带模具的自动机。

3. 综合作用型

其特征是产品在机器中既受到理化作用同时又受到机械作用。例如皮革熨平机的熨平板对皮革加压加热完成熨皮加工,鞋用模压机通过加压加热使得鞋帮与鞋底结合。

严格来讲,大多数机器应该是采用了以机械作用为主的综合作用型。

另外,根据加工对象的特性和机器的工作状态,也可分为:形态改变型、性态改变型、力作用型、运动动作型。

(二) 工艺原理方案设计

工艺原理(工艺性)方案的特点是采用具有不同技术物理效应的方法进行加工,因而形成了不同的工艺原理方案。例如在塑料包装机中,对塑料袋可采用电阻加热封口,亦可采用高频或超声波加热封口;搪瓷制品表面的喷花、印花、贴花也是不同性质的工艺性方案;圆棒料的校直可以采用锤打、压制、拉伸等(这是同一种物理技术效应——力,但力的作用方式不同)。

不同的工艺原理方案得到的最终结果可能无差异,但作用过程千差万别,因此,在设计或选择时必须从对产品的质量、生产率、成本、劳动条件、环境影响等各个方面进行综合考虑。尽可能采用新技术、新工艺,但必须是切实可行和可靠的;应力求获得最高的生产率,但必须以保证产品的加工质量为前提;应当在运动原理、结构上可以实现,而且力求使机器结构最简单。同时应当拟定出几个方案,通过分析、比较甚至必要的试验之后,优选确定。随着生产的发展、技术的进步、条件的变化,对确定的方案亦可进行合理的变更。

二、工艺过程方案设计

工艺过程方案亦称工艺结构性方案,特点是采用相同的技术物理效应,但实施的方式方法不同。对于自动机设计来讲,工艺过程方案设计主要是解决各个分功能之解的排列与组合的方式、方法,或者说,就是安排各个动作的作用幅度以及顺序等。工艺过程方案设计的基本依据是原理方案设计和工艺性方案设计中确定的功能结构关系。当然,有些功能结构是惟一的、固定的、不可变更的。例如,机床加工零件只能先粗加工再精加工才能保证零件表面粗糙度,产品多层包装只能由内向外一层一层进行。实现这种功能结构的工艺过程方案亦是惟一的,只能严格按照功能结构关系设计方案。而生产中多数功能结构是松散的、可变的,某个功能解既可提前实施亦可推后进行。例如,盘类零件(法兰、轴承盖等)可以先加工两个平面再加工外圆、内圆,亦可反之。

自动机工艺过程方案是后续总体结构方案设计的直接的、有形的、基本的依据。设计是否合理和先进,将直接影响自动机加工产品的质量、生产率、机器的结构、形状、尺寸以及使用条件等。设计总要求是确保产品加工质量,具有较高的生产率,机器结构简单,成本低,使用方便。

(一) 工艺过程方案设计的方法及原则

1. 合理选择原材料及毛坯状态

合理选择原材料及毛坯状态(如尺寸、形状、精度等),可以简化工艺,使其便于实现自动化操作并保证生产稳定。例如产品包装中,采用卷筒纸边包装边裁剪比采用单张纸包装可简化包装动作、提高效率。把毛坯用其它方法先初步进行加工,然后采用自动机加工半成品。

2. 高产品结构工艺性

产品结构工艺性好有利于简化加工工艺方案,必要时还可增设工艺结构(例如工艺凸台、工艺孔)、标记(送料、识别、定位)等来保证工艺过程的实施。

3. 合理选定加工中的定位基准和夹持部位及方式

不合理的定位基准和夹持方式,可能引起工艺、工序的干涉,影响工艺执行的流畅性和产品加工质量,影响输送机构、装卸料机构、定位及夹紧机构的复杂性。应设法使产品在加工过程中装卸次数少、翻转转位少,便于自动定位和输送。夹持部位的选择应以保持产品质量为原则。

4. 工序集中原则

工序集中原则是指工件在一个工位上,经一次定位装夹,采用多刀、多面同时加工,以完成工件多个加工面的一次加工。其优点是:可以减少中间辅助环节如产品的输送、定位、装卸次数;使执行上述动作的机构得以简化和减少;提高生产率、保证加工精度及质量;减少自动机台数、节省生产面积。例如组合机床、数控铣镗床、加工中心等。工序集中的缺点是工艺通用性差,机器结构较复杂,刀具多面集中不便调整。一般情况下,工序集中原则适合于精度要求高、刚性好的中大型工件的加工。对中小型工件不宜采用工序集中加工,因工件小,多刀、多面同时加工时干涉的可能性大大增加,而且执行机构过于集中而变得复杂化。

5. 工序分散原则

工序分散原则是将工件的加工工艺分解为若干个工序,并分别在同一台机器的不同工位上,采用不同的执行机构进行加工,以完成工件的加工要求。由于工序分散了,执行机构完成每一个工序的动作较为简单,也就比较容易实现。但若各工序加工时间不相等,则要做好工序时间平衡问题以便同步加工。

采用工序分散原则时,若把加工工艺时间较长的某工序分散成加工工艺时间较短且相等的小工序,加工中又同时执行这些小工序(即工艺时间重合),那么在不改变其它加工条件的情况下,既可提高工艺生产率又便于平衡工序的节拍。例如液体料灌装机、实芯电阻装芯机等等。所以加工这类产品的多工位转盘式自动机适宜采用工序分散原则,即工艺时间容易等分又能重合。

采用工序分散原则后,机器是按照动(使工件移位)一停(进行加工)一动一停间歇循环工作,运动规律、加工工序及工作循环时间有严格的节奏和规定,这对工件的定位精度、机器工作速度、可靠性等都有比较高的要求。

6. 平衡工序节拍

平衡工序节拍即遵循各工序的工艺时间相等原则,这是制定自动机或自动线工艺方案的重要问题之一。工序节拍平衡后,各工序就有良好的同步性,能保证自动机协调连续地生产并简化结构。进行工序节拍平衡时,可采用以下一些方法措施:

①先将工艺细分为一系列简单工序,再根据工序性质、特点及要求,采取工序集中、分散原则进行适当合并、组合。

②实行工序再分散,增加机器工位数。

③采用不同的执行机构工作速度,先进的刀具。

④当受条件限制无法使工序时间一致时,应尽可能使其成整倍数,以便采用平行组合工位、多腔多模、成组技术等。

⑤采用新技术、新工艺方法。

7. 多件平行加工原则

多件平行(同时)加工原则是指在同一台自动机上或某工位上同时加工几个相同工序的工件。上述的平行组合工位、多腔多模、成组技术等即遵循了该原则。例如制笔厂采用的12个笔尖头同时研磨法,多头电脑绣花缝纫机等。

8. 简化机器结构

采用先进的工艺执行机构、尽可能减少机构数目。

(二)工艺过程中工艺运动与产品(或工具)运动的关系

运动关系一般有四种情况:

①工艺过程中工艺运动与产品运动互相制约,加工时停止送料,送料时停止加工。例如,自动冲床的上下料动作不能与冲压动作同时进行。

②工艺过程中工艺运动与产品运动互不制约,产品在传送过程中被加工,但工具一般伴随产品一起运动,产品传送机构是执行机构(工具)的承载机构。例如糖果包装机。

③工艺过程中工艺运动与产品运动(大小、方向)相同,工艺速度即传送速度,往往执行机构即送料机构,产品在传送中同时被连续地加工。例如皮革去肉机、削匀机。

④工艺运动与产品运动彼此独立但彼此影响,产品连续传送过程中完成加工,大多数自动线属于这类情况,例如清洗自动线、干燥自动线、自动退火炉等。

上述四种情况中,第四种生产率最高,但适应范围有限;第三种情况的生产率受加工质量和工具耐用度的制约;第二种能获得较高的生产率,但需要承载机构,机器结构可能会受到一定影响;第一种情况生产率最低,但适应范围最广,大多数自动机都属于这种情况。

(三)工艺过程执行路线的形式及选择

工艺过程执行路线(简称工艺路线)形式多种多样,常见的有直线型、台阶型、回转型和组合型。

1. 直线型工艺路线

直线型工艺路线即工件的移位沿直线,一般又可分为垂直(立式)和水平(卧式)直线型两种,亦有倾斜直线型。例如粉状、小颗粒料(白砂糖、味精)包装机,其依次执行连续制袋、充填物料、封口包装等动作就是沿立式直线型工艺路线。成型物品(如面包、肥皂)的包装、装配或金属件的顺序加工等多采用水平直线型工艺路线。

2. 台阶型工艺路线

先沿水平直线再沿垂直(上或下)直线即台阶型工艺路线,一般适合对物品的折叠式包装。例如书籍的包装,先将10本书水平推到平铺的纸张中间位置,使书和包装纸一起下降,立折叠板即可把两边的纸折起竖立,再使书和包装纸一起水平移动,平折叠板又把竖立的纸推平,如此反复就可完成10本书的包装。另外,平面“之”字形可看成台阶型的

特例。

3. 回转型工艺路线

回转型工艺路线中,工件沿圆弧(亦有曲线)轨迹运动。可以是水平面上圆弧(立式机型),也可以是垂直面上圆弧(卧式机型);可以是间歇回转,也有连续转动;亦有立体波浪回转型。各种转盘式自动机均采用这种工艺路线。

4. 组合型工艺路线

工件在加工过程中既作直线运动,又作回转运动,直线移动一段距离后,沿圆弧转向。例如香烟塑膜包装机、双转盘化妆品灌装机等均采用了这种工艺路线。

在这四种工艺路线中,采用回转型可使机器结构布局紧凑,外观造型美观,机器传动系统的运动链较短,占地面积小,使用操作方便(如工件可由同一位置上下料、操作者活动范围小),缺点是需要增设转向机构使工件传送转向或调整方向,各工位执行机构布置要求高(以免发生干涉),适宜工件小、工位少、加工动作简单、独立生产的圆盘式自动机。直线型工艺路线可看成回转型工艺路线的展开,工件传送方便容易,对传送机构要求低,各工位的执行机构比较容易布置,但机器占地面积大,传动链较长,操作者活动范围大,适宜工件较大、加工工序多、工位执行机构结构复杂、连续生产的自动生产线。台阶型(或之字形)工艺路线具有直线型工艺路线的优缺点,但必须增设工件升降机构。

工艺路线直接影响到机器结构布局,设计选用时要综合考虑各种因素。

三、工艺原理(流程)图设计及绘制

工艺原理图亦称为工艺流程图,它是工艺方法、工艺过程设计结果的表现形式之一。当自动机的原理方案、工艺方法、工艺过程(路线)确定后,进行自动机的工艺原理图设计与绘制。

工艺原理图是自动机设计中的重要资料之一,是后续总体结构设计的基础和依据。工艺原理图必须形象、简练而清楚,根据工艺原理图,大体上可确定自动机的运动特征、工作循环和总体布局方案等。在工艺原理图上应体现出如下一些内容:

- ①产品的大概特征与组成。
- ②从工件到成品(或半成品)的具体工艺方法、工艺过程。
- ③工件的运动路线、加工工艺路线。
- ④加工的工艺顺序和工位数、工艺操作与辅助操作的顺序和数量。
- ⑤工件在各工位上所要达到的加工状态及要求。
- ⑥执行机构(刀具或工具)与工件的相互位置、对工件的作用方式、工作原理。

下面通过一些实例来说明工艺原理图的绘制方法。

图3-5是链条装配工艺原理图。工艺过程共分成6步(工位),采用直线型工艺路线。首先把一个内片送上工位I,在此工位将两个套筒同步由上向下压入内片内孔;进入工位II,将两个滚子套在套筒上;在工位III,压套上另一个内片;在工位IV,将两节由内片、套筒、滚子组成的链节对正,由下向上送一个外片,由上向下将两个销轴穿过套筒内孔而压入外片内孔;在工位V,将另一个外片压套在销轴上;在工位VI,用4个冲头同步将销轴与两个外片铆接,依次顺序连续自动完成装配任务。由图可知这样一些内容:一节链条是由两个销轴、两个套筒、两个滚子、两个内片、两个外片共10个零件组成的;工艺过程的工位数目;在各工

位装入零件的名称、数量、位置;装配的工艺方法、方式;工具的动作情况及要求;工艺路线、工件的传送方向等。

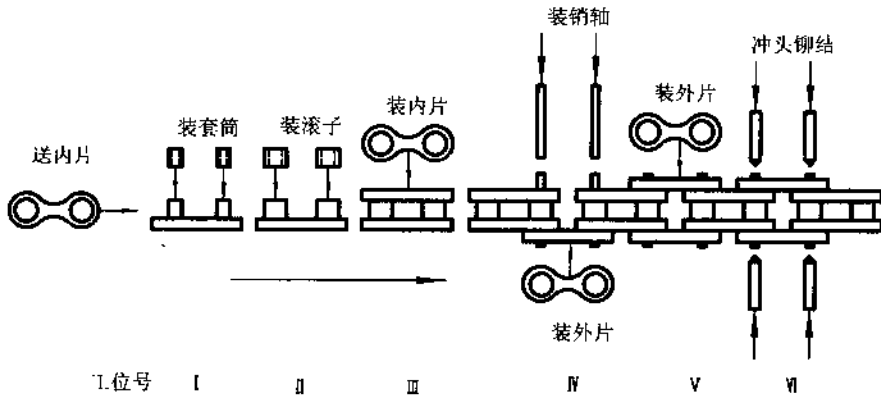


图 3-5 链条装配工艺原理图

图 3-6 是化妆品自动灌装工艺原理图。工艺过程共分成 10 步(工位),采用双回转加直线型工艺路线。送空盒到工位 I,沿圆弧转位到工位 II;转到工位 III 进行灌装;转位到工位 IV、工位 V,再沿直线到工位 VI;沿圆弧转位到工位 VII 贴锡箔;工位 IX 压锡箔;在工位 X 将送来的上盖扣在盒上;工位 XI 卸成品。图中的工位 VI、工位 XII 为无用工位,这是由转位机构造成的。该工艺原理图还大体展现出自动灌装机的总体布局和运动特征等。

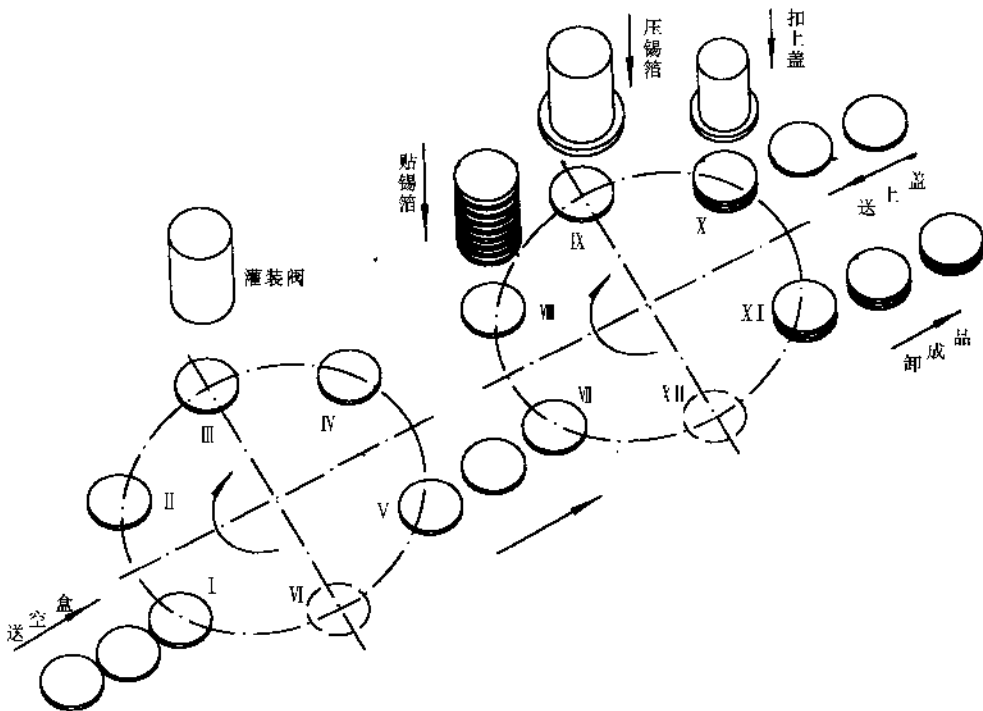


图 3-6 化妆品自动灌装工艺原理图

图 3-7 是压缩饼干包装工艺原理图。工艺过程共分成 6 步(工位),采用直线型工艺路线。在工位 I,橡皮纸卷筒 1 送下定长度的纸,送料机构 4 将饼干(已装料)向右推送的同时,旋转切纸刀 2 切断纸;在工位 II、III、IV、V、VI,折边器 3 等依次进行折边包裹,工位 VII 卸成品。图中还示出了各个执行机构(或工具)的工作原理及结构形式。

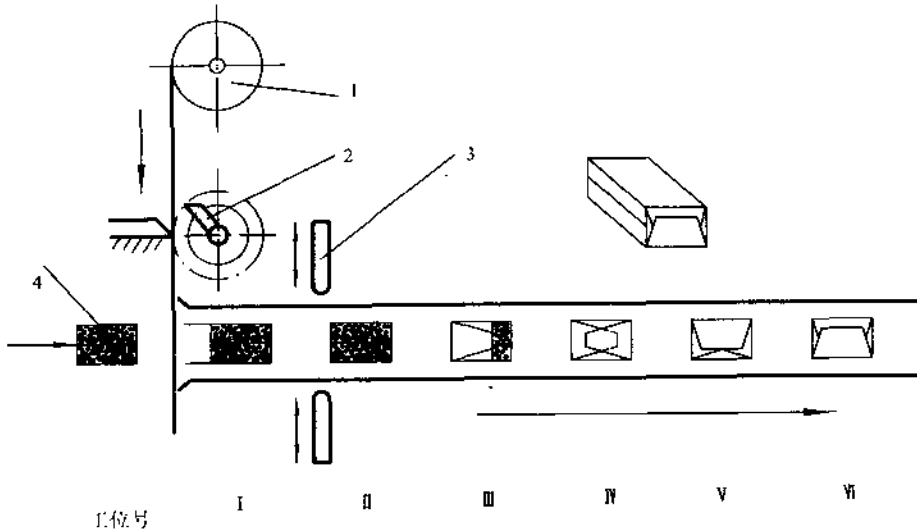


图 3-7 压缩饼干包装工艺原理图

1—橡皮纸卷筒 2—切纸刀 3—折边器 4—送料机构

对于动作较多较集中、在一个工位上又集中有好几个动作的工艺过程,若采用上述的几种工艺原理图,则就很难表示清楚,这时可以按照工艺过程的每一个动作及操作,绘成工艺原理简图,工件的结构形状也可以简化示出。工艺原理简图与自动机的结构布局没有直接联系。

对于自动线,可在组成自动线的各个自动机的工艺原理图基础上,按照工艺流程绘出各单机所完成的工作,排列起来即成为自动线的工艺原理图。例如图 3-8 所示的装箱自动线的工艺原理图,它示出了小盒排列、装箱、封箱、贴封条、堆垛的各单机所应完成的操作。

第五节 总体结构方案设计

总体结构方案设计是在原理方案设计的基础上,完成机器结构图纸设计,以设计图纸(亦有设计说明书等)将最终设计结果表现出来。同原理方案设计相比,原理方案主要是探求实现功能的方法、方式,所以主要是靠创造性思维和系统化方法进行构思;而结构方案设计主要是寻求实施这些方法、方式的形式、形体,所以设计过程更具体及复杂,更多地需要紧密结合实际进行综合分析和校核工作,设计结果的可行性、工艺性以及经济性占有主导地位。

机器结构设计包括设计并绘制总装配图、部件装配图、零件工作图。这几项工作中的核心问题有两个:一是“定形”,即确定各元件的形态,把一维或二维的原理方案转化为三维的、有相应工作面的、可制造的、能使用的形体——零件设计;二是“定量及关系”,即确定构成技

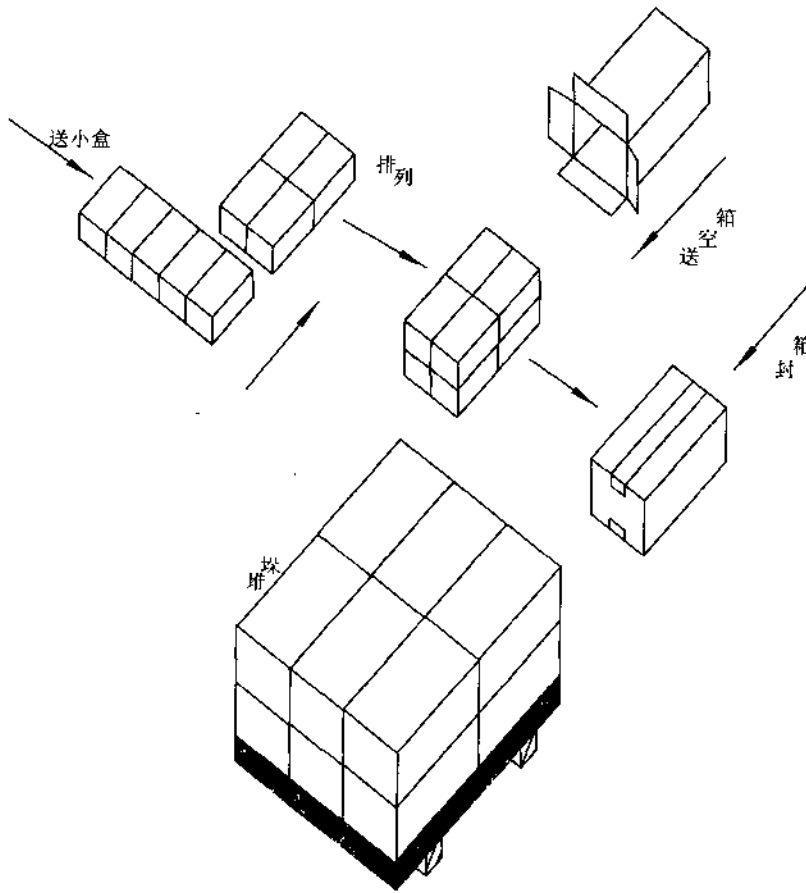


图 3-8 装箱自动线工艺原理图

术系统的元件数目、相互间的配置和关系——组成方案设计。

总体设计是一项比较繁杂的工作,没有十分成熟的设计方法及程式,设计者的经验、见识、知识能力等在设计中起着很重要的作用。

一、总体结构方案设计的基本要求、原则及设计步骤

(一)基本要求及原则

1. 明确化

总体结构方案应明确地体现出原理方案、工艺性方案设计的方方面面,并能做出必要的、合理的补充,例如原理上可实现而结构上实现不了的问题。总体结构方案明确化的前提是功能载体工作原理的明确化,这样才能使结构方案可靠地实现物料流、能量流和信息流的引导和转换。同时要明确各功能载体的使用工况,特别是对假设的工况以及载荷情况应在结构设计中随时检查,尽可能避免出现意外情况。

2. 可行性

设计的自动机能保证实现预期的设计功能,能制造出来并能够正常工作。

3. 简单化

所设计的结构方案应在满足功能以及其它要求的前提下,结构最简单化,组成系统的零件数目尽可能少,传动链最短,几何形状要简单、规则,操作方法及程序简明、简要、简便。

4. 安全可靠

- 功能可靠性:保证在规定的条件下实现总功能。
- 使用安全性:保证操作人员工作安全、身心健康。
- 环境适应性:不得造成超标准的环境污染,并能保证机器适应环境条件。
- 构件的可靠性:在设计条件下安全工作。

自动机的工作安全可靠除考虑常规可靠性外,应特别注意在工作条件下的一些因素,例如辐射、腐蚀、老化、温度、介质等对机器寿命的影响。

5. 标准化

标准化在工农业生产中起着十分重要的作用,在设计中要贯彻始终。例如原材料、半成品及成品规定统一的标准和要求,加大标准件在零件总量中的比重,避免零件类型、尺寸多样性,尽可能使零部件能互换等。

(二)设计步骤及设计内容

1. 初步设计

初步总体设计可称为方案草图设计。为了确定各部件(子系统)的基本结构和型式,进行构型设计、初步计算和运动分析,初步总体设计时应在图上仔细布置各部件和彼此间相对位置尺寸,并对整机进行必要的工作能力计算和性能预测,以确保实现重要的性能指标。若不能满足要求,则应随时调整。完成总体布置草图后,就基本确定了整机的布置形式和主要尺寸,而且也基本取得了各部件的基本形式和特性参数。应特别注意各部件之间的联系和协调,消除薄弱环节。

方案草图虽不是最后设计结果,但为了便于详细设计,所以应该按比例进行绘制,各个零部件的尺寸和形状应尽可能准确。

对所设计的各个方案草图从各个方面进行仔细的检查(检查各部件或执行机构的位置是否恰当,是否有足够的运动空间,是否干涉以及安装、维修、操作是否方便等等)、分析和比较。必要时应对重量、大小、基本加工要求等主要影响参数进行计算或估算,制作成设计模型,对关键技术系统进行试验研究。最后在若干个结构草图中择优确定一个方案作为后续设计基础。

2. 详细总体设计

详细总体设计亦即总图(包括总装配图、子系统装配图、部件装配图)设计,这是对方案草图的细化、完善和最终确定。设计图纸应完整、准确、清楚描述所设计自动机的机械结构(执行机构、传动系统、上下料装置、操纵机构、机体等)以及检测控制系统、电气系统、液压气动等系统的位置、相互配合和连接关系等。所绘制的总图应符合国家有关标准。

对于结构及组成比较复杂的自动机,可按照总装配图、部装图、零件图等层次划分开来,分别进行设计。运用模块化设计技术,将各个部分设计成标准的、通用的模块,模块与模块再根据功能关系拼接、拼积起来即可组成整机。设计中注意运用以下一些原理:

(1)任务集中与分配原理 确定实现功能要求的构件时,应优先考虑采用一个构件担负

多种功能,这样占有空间最小,结构又符合最简单化的要求,而且工作可靠性比较高,成本低。但当结构过于复杂难于加工及装配时,可考虑采用几个构件分担功能,并使每个构件各得其所,物尽其用,提高工作能力。

(2)作用补偿原理 通过巧妙地选择构件及其在总体结构中的配置,使其彼此相互支持,以强化功能的实现。

(3)等强度原理 除一些易损耗构件外,使组成机器的各个构件的强度相等,工作寿命相同,当机器报废时,全部构件均失去功效。

(4)合理力流及力平衡原理 力传递轨迹形成的力线汇聚在一起就是力流。力流不会在连续物体上突然中断,它会到处穿过,也可以封闭起来。力流倾向于沿最短线路传递,在最短线路的附近力流密集,形成高应力区,没有力流穿过的部位实际上并不受力,所消耗的材料也就是“多余”的。因此,应尽可能沿力流最短线路来设计零件的结构形状。并使零件在传递力及力矩时而伴生的无用力在其产生处平衡掉。

在总图明细表中,应详细列出全部标准件(要标注清楚规格型号、材料、数量等)和专用零件(注意用图号清楚标注出零件、部件、机器之间的所属关系)。

在总图设计中要建立完善的审查、审核和批准制度。

二、自动机总体布局

无论是初步设计还是详细设计,都涉及一个重要的设计问题——自动机总体布局。总体布局必须要有全局观点,不仅要考虑自动机内部因素,还要考虑人与机器关系、环境条件等各种外部因素,按照简单、合理、经济的原则妥善地确定自动机中各主要零部件之间的相对位置和运动关系。

自动机各个零部件即使设计和制造的都很好,但布置不合理,则仍然不能很好地工作,也不能获得良好的整机性能。

(一)总体布局的基本原则及要求

①功能合理。以实现功能要求为最基本原则,各分功能既易于实现又便于实现总功能,不论在自动机内部还是外观上都不应采用不利于功能目标的布局方案。

②保证工艺过程的连续和流畅。在布置工作部件的位置时,应保证前后动作的连续和流畅,能量流、物质流和信息流的流动途径合理,各部件之间的相对运动不发生干涉。

③保证设计精度、刚度以及抗振性等要求。

④充分考虑产品系列化和发展要求。设计时不仅要注意解决目前问题,还应考虑今后进行变型设计和系列设计的可能性,产品更新换代的适应性问题。

⑤操作、维修、调整方便。

⑥结构紧凑,层次分明,比例协调,造型美观。

(二)机器总体布局的类型与机型选择

1. 总体布局

机器总体布局的形式可以说各式各样,五花八门。从形状、大小、数量、位置、顺序五个基本方面进行综合,一般的布局形式有:

①按照主要工作机构的空间几何位置,可分为平面和空间式。

②按照主要工作机构的相对位置,可分为前置、中置和后置式。

- ③按照主要工作机构的运动轨迹,可分为直线和回转式。
 - ④按照主要工作机构的布置方向,可分为水平(卧式)、立式和倾斜式。
 - ⑤按照机体的结构形式,可分为整体式和组合式。
- 另外如圆形、方形、层状、全焊接结构、整体铸造结构等。

2. 自动机机型的选择

(1)自动机自动化程度的选择 自动机是一个相对概念,自动化程度取决于人参与的程度。有时追求过高的自动化程度也是没必要的,因为自动化程度越高,可能使机器越复杂化,制造成本高,调整维修也较困难。因此,应根据实际情况来确定。

一般认为,产品年生产纲领在 10 万件以下,采用全自动机是不经济的,此时可选择半自动机为宜;当年产量高于 100 万件时,应力求采用高生产率的自动机;年产量介于 10 万至 100 万之间时,宜采用通用性较强的自动机(便于调节,一机多用);对于那些劳动条件差、有害于人身健康的生产情况,应考虑采用自动机。

(2)自动机工位选择 多工位自动机因加工工序分散,各工位同时在加工,所以有较高生产率。但须有工件步进传送机构;单工位自动机加工时工序集中,当上下料时执行机构一般要停止工作,各工序在时间上较难重叠,所以生产率较低。但结构较简单,工作可靠,加工质量容易保证,调试比较方便。

(3)自动机工作的连续性选择 在多工位自动机中有间歇式和连续式两种机型。间歇式自动机采用的步进机构制约了生产率的提高。连续式自动机生产率取决于传送速度,一般比较高,但其是在运转中完成加工工艺要求的,所以对运动要求较严格。采用连续式自动机是发展的趋势。

三、总体布局要点及示例

①一般先布置执行系统,然后再布置传动系统、操纵系统及支承形式(机架)等,从粗到细,从简到繁。

②先确定两个中心:执行系统工作中心和整机中心。

③布置执行系统时,先根据拟定的工艺要求将执行构件布置在预定的工作位置,然后布置其原动件和中间连接件,同时注意:

a. 减少构件和运动副的数目,缩小构件的几何尺寸,以减小其磨损和变形对机构运动精度之影响。

b. 使原动件尽可能接近执行机构。在布置相互联系的多个机构时,应尽量将各原动件集中在一根或少数几根轴上。

c. 对外露的机构,最好将其原动件隐蔽布置,以提高操作安全性。由于执行构件往往与加工对象直接接触,所以布置执行构件和中间连接件时,应考虑加工对象装夹、传送的方便可靠性。

④布置传动系统时应尽可能简化传动链,合理安排各个传动机构的顺序,注意传动系统的润滑和密封以及污染。

⑤操纵机构布置要注意操作的方便性和安全性,保证操作人员和操纵件之间有合适的位置。

⑥尽可能降低整机质心高度、避免构件的偏置。

- ⑦注意设计精度及总体精度的分配。
- ⑧注意人机工程学及其艺术造型设计。
- ⑨注意布置的集中与分散,集成化与模块化。

例 3-3 铣床的总体布局。

铣床的主要功能是用铣刀切削工件,主要执行机构是铣刀,铣刀与工件之间存在三维位置关系,即 x 、 y 、 z 三个坐标运动。那么,如何来安排铣刀与工件之间这三个坐标运动,就可形成不同的铣床结构布局。在总体结构布局时,应充分考虑工件的大小、重量、工件装夹的方便性以及铣床的适应性。

如图 3-9 所示的四种铣床的布置形式。图 3-9(a)为卧式铣床,铣刀主轴 1 只作回转运动,工件沿 x 、 y 、 z 三个坐标方向的移动分别由工作台 2、滑鞍 3 和升降台 4 完成。这是普通铣床常见的结构型式,一般用于加工较小的工件;图 3-9(b)为立式铣床,铣刀主轴 1 装在铣头 5 上随其上下运动,工件随工作台 2、滑鞍 3 沿 x 和 y 两个坐标移动。所以适宜加工较大、较重的工件;图 3-9(c)为龙门式铣床,四个铣刀主轴 1 及其铣头 5 分别装在两侧立柱 6 上,工件随工作台 2、滑鞍 3 沿 x 和 y 两个坐标移动。所以适宜加工较大、较重的工件;图 3-9(d)为地坑式龙门铣床,四个铣刀主轴 1 及其铣头 5 分别装在两侧立柱 6 上,工件随工作台 2、滑鞍 3 沿 x 和 y 两个坐标移动。所以适宜加工较大、较重的工件。

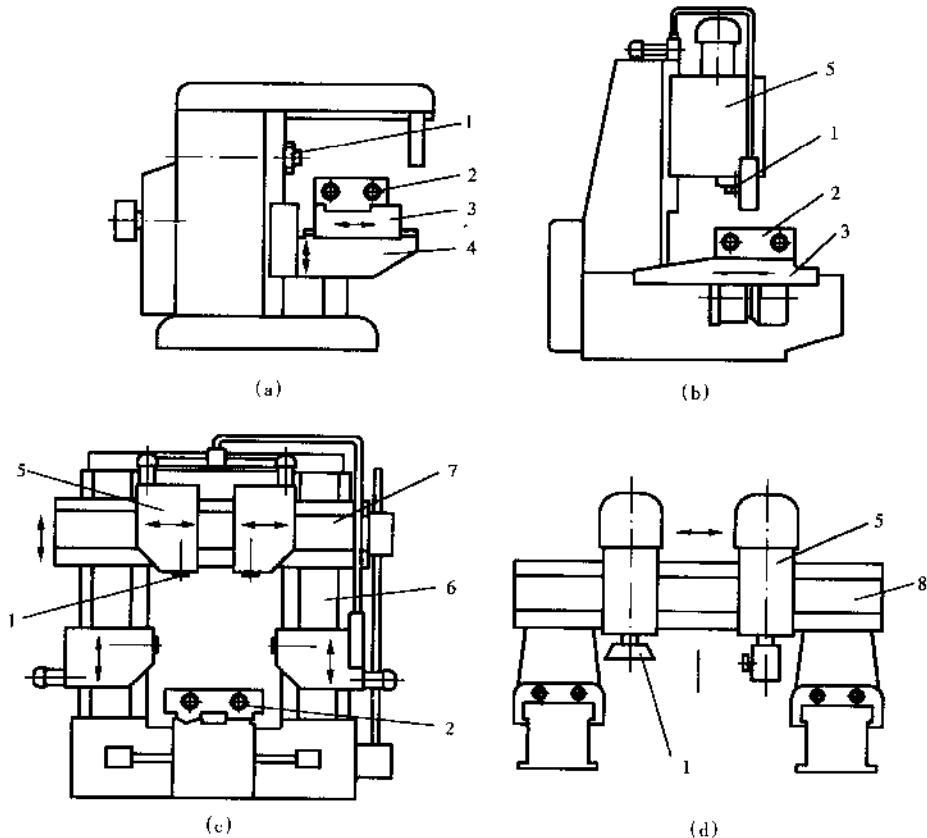


图 3-9 铣床总体布置形式

(a)卧式铣床 (b)立式铣床 (c)龙门铣床 (d)地坑式龙门铣床

1—主轴 2—工作台 3—滑鞍 4—升降台 5—铣头 6—立柱 7—横梁 8—龙门架

6 和横梁 7 上,工件只随工作台 2 作纵向运动,而 x 和 y 两个坐标方向的运动则由铣头和横梁来完成。适宜加工大型的工件;图 3-9(d)为地坑式龙门铣床,工件不动, x 、 y 、 z 三个坐标方向的运动由铣头 5、龙门架 8 和铣刀主轴 1 完成,可加工特大型工件。

例 3-4 增强塑料管绕管机的总体布局。

增强塑料管(亦称玻璃钢管)是将浸有树脂的玻璃纤维,按一定的成型规律缠绕在心轴或其它模具上,经成型、固化、脱模、切割等加工后制作成的。其最佳制作工艺路线应是直线(垂直或水平)。绕管机一般由传动系统、成型模具(心轴)、纤维和树脂供料装置、固化炉、切割装置、翻管机构以及控制系统等组成。按照工艺路线,机器可采用立式或卧式布置。图 3-10 为立式绕管机布置示意图。机器执行机构的工作中心是心轴 1,由牵引辊 2、导辊 15

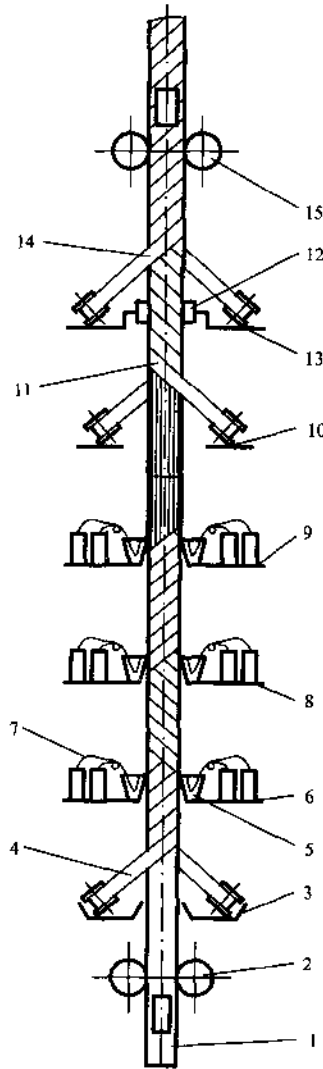


图 3-10 立式绕管机总体布置示意图

1—心轴 2—牵引辊 3、5、8—第一、二、三层工作台 4、11—玻璃纤维布带 6—浸渍槽
7—玻璃纤维纱 9、10、13—第四、五、六层工作台 12—张力器 14—玻璃纸带 15—导辊

驱动作垂直移动,六层旋转工作台围绕心轴布置。当心轴依次通过一、二、三、四、五、六层工作台3、5、8、9、10、13时,工作台3将浸渍树脂的玻璃纤维布带4缠绕在心轴上;工作台5、8将浸渍槽6中的玻璃纤维纱7缠绕在心轴上;工作台9包纵向纱;工作台10、13缠绕外层玻璃纤维布带11和玻璃纸带14。张力器12保持玻璃纸带的缠绕张力。缠满一根心轴后,将玻璃钢管切断,经固化炉固化,再将心轴抽出脱模即可。

立式布局有如下一些特点:

- ①缠绕自下而上,心轴不会因自重而变形,从而不会在玻璃钢管内产生附加应力。
- ②树脂不容易滴偏,因而不会产生成品管子含树脂量不均匀的现象。
- ③用于纵向和横向纱浸树脂的树脂槽容易布置,可实现湿法缠绕。
- ④占地面积小。

这种布局的缺点是:使机器工作高度过高,给加料、操作等带来不便,并且还需另行设置固化以及脱模等辅助设备,自动化程度比较低。

图3-11为卧式绕管机布局示意图。心轴3水平布置,固定不动。在心轴周围,有若干纵向纤维带盘1固定在盘架上,纵向纤维经分配器均匀分布在心轴的表面。若干个环向纤维带盘4径向分布在环向纤维带盘架上,带盘架绕心轴转动时把玻璃纤维带缠绕在心轴上。缠绕好的管子7由牵引机6牵引前进,经固化炉5后进入切割区,将管子切成所要求的长度。

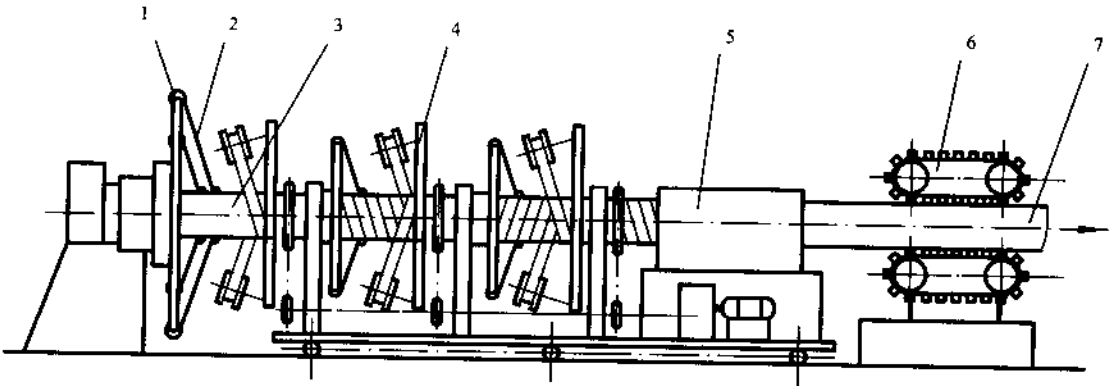


图 3-11 卧式绕管机总体布置示意图

1—纵向纤维带盘 2—脱模带盘 3—心轴 4—环向纤维带盘 5—固化炉 6—牵引机 7—管子

由于树脂槽布置以及纤维浸渍方式较难,不易实现湿法缠绕,所以只好采用预浸树脂的无纬带或玻璃纤维布带进行半干法缠绕。同时牵引脱模容易使管子变形。但可实现缠绕、脱模、切管等工序的连续进行,结构简单,操作方便。

四、自动机主要技术参数的确定

总体设计中,应检查与计算设计任务书提出的设计指标是否达到,同时确定与计算其它一些技术参数。

1. 工作能力及生产能力

工作能力是指自动机所能达到的最大作用力,例如压力机的总压力。一般对以力为主

的自动机都要确定其工作能力。生产能力即自动机的生产率、生产纲领,设计完成后,应根据所加工产品的规格、自动机的生产节拍、转速等进行计算确定。

2. 结构参数、体积、重量

结构参数主要包括自动机总体外轮廓结构尺寸(总高、总宽、总长)、有效工作高度、主要执行机构及构件的位置等。体积和重量参数是自动机包装、运输、安装等工作的依据。

3. 规格参数

规格参数是指自动机的加工特性尺寸,如所能加工或安装工件的最大尺寸、中心高度、主要运动件工作行程等。

4. 运动参数

运动参数包括自动机主轴转速及调速范围、执行机构的运动速度、生产节拍等等。运动参数往往决定了自动机的生产率。自动机的运动参数一般受加工工艺制约,例如圆盘式自动灌装机的转速要根据液体的灌装速度来确定。

5. 工作条件参数

例如,工作温度、压力等。

6. 工作性能参数

例如加工精度、精度保持性、振动、噪声、工作平稳性等等。可先进行初步的分析、估计、估算。当试制出样机(或模型)后,再通过试验测试确定,或采用计算机模拟技术通过仿真、虚拟确定。

7. 动力参数

动力参数包括自动机的功率、效率、能耗等等,这是选择电动机、液压或其它驱动装置的依据。可通过理论分析计算和经验类比法来确定。表 3-4 是一些轻工自动机的生产率和功率对照表,可供设计时参考。

表 3-4 轻工自动机生产率和功率对照表

名 称	生产率/(件/min)	电动机功率/(kW)
简易糖果包装机	140	0.60
350 型糖果包装机	350	0.75
YB400 型糖果包装机	400	1.10
500 型软糖果包装机	500	2.20
180 型糖果包装机	180	0.75
1200 型高速包糖机	1200	1.50
粒状巧克力包装机	70~130	0.40
巧克力排包装机	50~100	0.75
方便面包装机	60~180	1.00
压缩饼干包装机	100~120	0.60
棒冰包装机	120~180	1.10
120 型香皂包装机	120	0.75
250 型洗衣粉包装机	120	1.50
连续式牙膏装盒机	80~100	1.50

续表

名 称	生产率/(件/min)	电动机功率/(kW)
4-5型香烟包装机	100~150	1.10
滤纸烟条包装机		0.70
条烟装箱机	2~4	2.20
火柴装盒机	100	1.60
缝纫机针包装机	13	1.10
双面刀片装盒机	36(10片/包)	0.70
GT-4B2封罐机	42	1.50
电阻压帽机	30	0.75
120型卧式枕形包装机	25~250	0.75
30型塑料袋包装机(30g)	50~100	0.25
塑料带捆扎机	24	0.60
铝塑吸塑成型包装机	54	1.50

五、设计技术文件编写

1. 设计计算说明书

设计计算说明书是对设计工作的总结及设计结果的文字表述。一般在设计方案、图纸绘制等工作完成后进行。设计计算说明书应包含的内容有:设计依据、相关文献综述、原理、工艺方案分析及论证,结构方案分析及论证,自动机运动和动力参数的计算,主要工作机构、部件及装置的设计计算,主要零件受力分析及其强度和刚度计算,液、气、电、润滑与密封、控制系统等设计说明,机器技术性能、各部件及各系统图的功能,设计评价、对设计过程中其它问题的说明等等。

编写设计计算说明书必须实事求是,文中的论据必须可靠,数据、公式引用有源,计算要准确,分析论证要充分,结果可信可用,文字通顺简练,插图清晰,必须把设计中所涉及的问题说明清楚。

2. 使用说明书

使用说明书包含的内容有:自动机的应用范围,自动机主要部件结构说明,机器吊装、运输、安装方法和要求及注意事项,机器的调整和试车、具体的操作方法和要求及注意事项,可能发生的故障及排除方法,机器的使用、保养、维修要求及安全注意事项,易损、易耗件明细表及零件简图册,验收标准和检验记录等。

第六节 自动线设计

一、自动线的定义、特点及应用

自动线(或称为自动生产线)是按照产品加工工艺过程,用工件贮存、传送装置把专用自动机以及辅助机械设备连接起来而形成的、具有独立控制装置的生产系统,在自动生产线

上,工件(原料、毛坯或半成品)上线后便以一定的节拍,按照设定的加工顺序,自动地经过各个加工工位,完成预定的加工,最后成为符合设计要求的成品而下线。在自动线整个生产过程中,工人不参与直接的工艺操作,只是全面观察、分析生产系统的运转情况,定期加料、对产品质量进行抽样检查,及时地排除设备故障、调整维修、更换刀具或易损零件,保证自动线得以连续进行工作。

显然,自动线的自动化程度取决于人参与生产的程度,若工件只是由贮送装置送到各个加工工位,在工位上主要是由工人操作机器或工具来完成规定的加工,这样的自动线一般称为生产流水线,其自动化程度比较低,主要是传送工件,例如服装生产线、制鞋生产线、玩具装配生产线、汽车装配生产线等。生产中一般把自动线、流水线统称为生产线。CIMS(Computer Integrated Manufacture System)、FMS(Flexible Manufacture System)、FA(Factory Automation)是高度自动化的生产系统,是自动线的最高形式。

采用自动线组织生产,有利于应用先进的科学技术和现代企业管理技术,可以简化生产布局,减少生产工人数量以及中间仓库和半成品贮备量,缩短生产周期,提高产品质量,增加产量,降低生产成本,改善劳动条件,促进企业生产实现现代化。但是,在同等条件下,自动线成本高,占地面积比较大,生产中的组织管理要求高,生产工人的活动范围较大。

自动线适宜于如下一些产品,生产过程的生产:

①定型、批量大、有一定生命周期的产品。

②产品的结构便于传送、自动上下料、定位和夹紧、自动加工、装配和检测。

③产品结构比较复杂、加工工序多、工艺路线太长而使得所设计的自动机的子系统太多、结构太复杂、机体太庞大、难以操纵甚至无法工作以保证加工数量及质量。例如缝纫机机头壳体、减速器箱体、发动机箱体等。

④以包装、装配工艺为主的生产过程。例如电池、牙膏类产品的生产;液体、固体物料的称重、填充、包装;汽车、电视机组装等。

⑤因加工方法、手段、环境等因素影响而不宜用自动机进行生产时,可设计成自动线,例如喷漆、清洗、焊接、烘干、热处理等。

通过对比分析可知,自动线相当于一台展开布置的或放大的多工位自动机。自动线每个工位上的专用自动机(或其它设备)相当于多工位自动机上对应的执行机构(或装置),工位与工位之间通过工件贮存、传送装置联系起来。因此,自动线的设计方法、原则及要求、设计步骤等基本与一台多工位自动机的设计过程相仿。

二、自动线的组成及型式

自动线一般由四大类设备(装置、系统)组成:

①主要工艺设备,即专用的自动机。例如自动机床、自动冲压机、自动装配机、包装机、灌装机等等。

②辅助工艺装置,例如转位、翻转装置,夹紧装置,分选装置,排屑、排渣装置等。

③物料贮存、传送装置,包括传送(如输送带、链板、输送辊)、贮存(料斗、料仓)和上下料装置(各种供料器、机械手)。

④检测控制装置,包括检测(产品质量、故障寻查,环境监视检测器)、信号处理(数据处理、报警、反馈仪器)和控制系统。

自动线的型式随产品的性态和形态、工艺过程的性质、连线设备的性能及布局、生产节拍、生产条件(如厂房大小)、控制方式、人员技术水平、生产习惯等不同而有所不同,最基本的自动线型式有四种。

1. 直线型

传送装置成一条直线,各种加工设备及装置布置于传送线两旁,工件由生产线的一端上线,由另一端下线。

直线型是比较常用的一种自动线,根据自动机、传送装置、贮存装置布置的关系,直线型又可分成同步顺序组合、非同步顺序组合、分段非同步顺序组合和顺序—平行组合自动线,如图 3-12、图 3-13 所示。

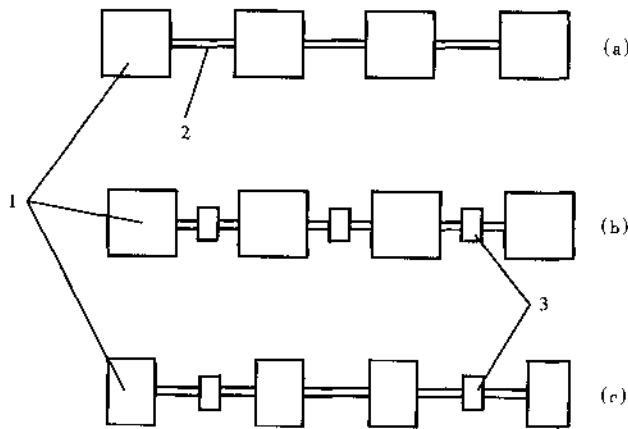


图 3-12 顺序组合自动线

1—自动机 2—传送装置 3—贮料器

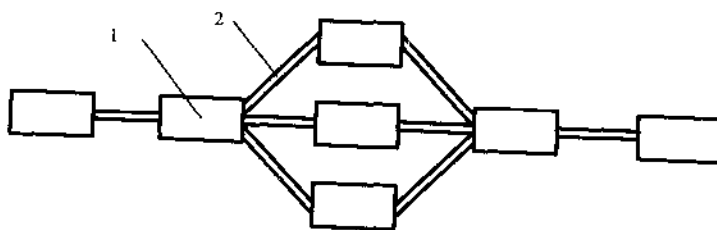


图 3-13 顺序—平行组合自动线

1—自动机 2—传送装置

图 3-12(a)所示为同步顺序组合自动线,各自动机用工件传送装置连接起来,以一定的生产节拍进行生产,无贮存装置(贮料器)。它的缺点是当某工位的操作、某台自动机或者其它装置发生故障时,必须整线停机,生产过程中的灵活性小。图 3-12(b)所示的非同步顺序组合自动线,在自动机与自动机之间增设了贮料器。那么当某一工序出现事故时,其前所有工序照常工作,半成品送到贮料器中暂存,而其后所有工序可从贮料器中取出所需要的半成品,继续进行加工,因而这种自动线的生产率较之同步顺序组合自动线要高,生产过程

也比较灵活。但是其建设成本增加了,贮料器也可能出现故障。在有些情况下,可只在容易发生故障或出现事故的工位前后增设贮料器,如图 3-12(c)所示的分段非同步顺序组合自动线。当某工位的加工时间较长,造成该工位的生产节拍数倍于其它工位的生产节拍时,为了平衡自动线的生产节拍,可在该工位布置数台自动机同时加工,这就构成如图 3-13 所示的顺序—平行组合自动线。

2. 曲线型

工件沿曲折线(如蛇形、之字形、直线与弧线组合等)传送,其它与直线式相同。

3. 封闭(或半封闭)环(或矩框)型

工件沿环形或矩形线传送,如图 3-14 所示。图 3-14(a)为矩框型,图 3-14(b)为环型。工件夹紧在随行夹具 5 上,由输送装置 1 沿矩形线输送,在直角处由转向装置 2 转向。转向装置 4 用于转换工件的加工面。

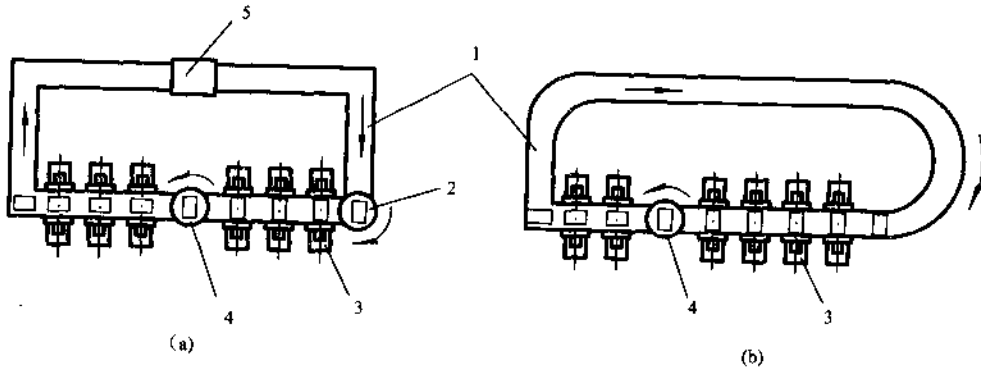


图 3-14 矩框、环型自动线

1—输送装置 2、4—转向装置 3—自动机 5—随行夹具

4. 树枝型(或称为分支式)

工件传送路线如同树枝,有主干,有分支。

以上四种基本形式大多数为平面布置,亦有空间立体布置。

三、自动线的总体设计

1. 自动线形式的选择

选择自动线形式要综合考虑所加工产品的特点、生产纲领、生产条件(如厂房面积等)因素。直线型的结构相对比较简单,工件传送方便,自动线两旁的加工设备比较容易布置,但传动链较长,工位比较多时显得狭长,适宜外形结构比较复杂、尺寸较大一类工件的生产;曲线型和封闭环(框)型可以合理利用厂房面积,结构布局比较紧凑,传动链相对集中,上、下料在同一位置,但需要设置导向、转向机构使工件在传送中导向、转向,适宜外形结构比较规矩、尺寸相对较小、对加工部位无严格要求等一类工件的生产;树枝型可从不同位置上料,实现工件的分流、汇合,适合产品的包装、组装、分检等,但其结构、传动链等等相对都要复杂一些。

2. 生产节拍、输送速度的确定

对间歇型自动线要确定其生产节拍,对连续型自动线要确定其输送速度。生产节拍和

输送速度要根据设计生产纲领、自动线形式、自动线上最长工艺时间以及工件传送的平稳性要求等计算确定。

3. 自动线机架结构

自动线一般比较长,所以其机架常采用型材组焊、铆接、螺栓连接等方式组拼成框架式结构。可设计成若干等长度框架段,然后根据需要用螺栓将各段连接起来。有效工作(操作)高度一般在800mm左右。

4. 自动线控制系统

自动线是由控制系统将组成自动线的所有自动机械和辅助设备连结成一个有机的整体。控制系统是指挥中心,操纵着自动线各个组成部分的工艺动作顺序、持续时间、预警、故障诊断和自动维修等。自动线工作的可靠性,在很大程度上取决于控制系统的完善程度以及可靠性。自动线对控制系统有如下一些要求:

- ①满足自动线工作循环要求并尽可能简单。
- ②控制系统的构件要耐用可靠,安装正确,调整、维修方便。
- ③线路布置合理,安全,不能影响自动线整体效果和自动线的工作。
- ④应在关键部位、对关键工艺参数(如压力、时间、行程等)设置检测装置,以便当发生偶然事故时,及时发讯、报警、局部或全部停车。

自动线的控制方式可采用时序控制或行程控制,集中控制或分散控制。控制电路的逻辑关系取决于自动线的工作循环图。

四、自动线中工件传送装置的设计

传送装置是自动线结构中的运动件及工件的承载体。它把工件按照一定的节拍或速度从一个工位送到下一个工位,从结构上把自动机及其它设备联结成一个整体。传送装置的种类比较多,可根据工件(产品)的特征及特性、传送速度及要求、工艺设备的类型及布局、自动线的总体结构以及工艺过程的特点等,进行选择及设计。

(一)直线传送装置

直线传送装置主要用于工件在自动线直线段上的传送。

1. 滚(辊)轴式

将若干个结构相同的滚轴,按照一定的间距、彼此平行支承起来,用链条或皮带使其同速、同步、同向转动,置于滚轴上的工件受到摩擦力作用便向前移动。设计中要解决好如下几个问题:

(1)滚轴间距 滚轴间距应根据所传送工件的尺寸大小来确定,至少保证工件支承在两个滚轴上,并使工件的重心位于两个滚轴之间,以保证工件在滚轴上平稳移动。

(2)滚轴的驱动 为了保证所有滚轴表面的线速度大小相等、方向相同,滚轴的驱动应做到同速、同步、同向转动。可采用单边单链条(或V带、圆带、同步带)传动。当滚轴数目较多、间距过小时,可采用单边分段传动(设置双联链轮、带轮),或双边分段传动;亦可采用过渡轴传动,即在滚轴所处平面的下方(或上方)、与滚轴轴线空间相垂直布置一过渡传动轴,用交叉皮带将过渡传动轴与所有滚轴连接起来,实现滚轴的转动。

(3)滚轴的支承 一般情况下,自动线的传送速度都比较低,所以可采用滑动轴承支承以减小结构尺寸,但在运转中要注意润滑。

(4)滚轴的材料及结构 滚轴应质轻、有一定刚度,表面平整、耐磨。一般用金属材质,必要时可在表面包覆软体材料(如橡胶、塑料)。当传送诸如玻璃、陶瓷片、纸板箱等面积较大类产品时,可在一根金属轴辊上间隔套装若干橡胶、塑料圆环,以减少产品与滚轴的接触面积,或在滚轴上间隔加工出凹槽。

所有滚轴工作段的直径应保持一致和一定的圆柱度,滚轴安装后的轴线应处于同一平面。

滚轴式传送装置主要优点是承载能力高,适应各种工作环境(如高温、潮湿),应用范围广。缺点是传送中工件有一定的波动,不太平稳,易受到碰、擦伤,结构也稍复杂。适用于较大、较重、有一个比较平整的外表面类工件的传送,例如各种箱体类、板类零件。诸如工件的清洗、烘干自动线也适宜采用滚轴式传送,因滚轴之间的空隙便于工作介质的流动,从而保证工件与工作介质充分接触。滚轴式传送装置的传送速度一般不宜太高。

2. 滚轴链式

将所有滚轴连接起来形成一条封闭滚轴链,通过链条或皮带传动使其在支承轨道上循环滑动(或滚动),置于滚轴上的工件随其一起向前移动。这种传送装置的主要优点是工件与滚轴之间无相对运动,所以工件基本不会受到碰、擦伤,传送过程也比较平稳,无滚轴支承装置。缺点是自重较大,相应要求较大的驱动力矩,同时也要设置导向、纠偏装置。

3. 链板式

将滚轴链式结构中的滚轴换成一定宽度的平板即成为链板式。链板式的主要优点是在运行到直线段时,板与板拼接成平面,承托在平面上的工件就可比较平稳地传送。链板宽度可根据工件尺寸确定,工件可支承在一块链板上,也可支承在几块链板上,但链板不宜过宽,以缩小弯曲段的运行空间。在链板上还可设置一些定位装置(如定位销、挡块、隔板),以防止工件在链板上的窜动。链板式适宜于各种电器、仪表类(如电视机、计算机)的传送。

4. 悬挂链条式

对于无一定形体的工件或产品(如服装、鞋帽)以及形状复杂件(如汽车外覆件、电器外壳),可设计一些挂具(如衣服架、帽钩、挂钩、夹子),用链条将挂具一一连接起来架设在空中,用链传动实现工件的传送。

5. 带式传送装置

同皮带传动一样,由一个主动轮(辊)、一个从动轮和一条宽带组成。一般要在主、从动轮之间设置若干自由转动的支承轮和带张紧轮,或者设置带支承板。可采用一条帆布宽带、多条带、尼龙圆带、齿形带。当采用帆布宽带时,可将带轮做成凹槽状,带张紧在带轮上后,两边会自然向上弯曲,这样可防止工件从带上掉落。或者将支承轮分成三个较短轮轴,三个轮轴布置成“U”型,所有支承轮则形成一凹槽。带式传送装置结构较简单,驱动力矩小,主要缺点是带松弛、弯曲面引起工件在传送中的波动,对工作环境有一定要求(如不宜高温、水清洗),寿命短。适宜于粉体、颗粒、软体材料以及尺寸较小零件的传送。在带上还可以设置诸如隔板、定位柱等装置。

6. 传送螺旋

传送螺旋是通过形成螺旋的斜面效应推动工件向前移动。适宜于瓶、罐类圆柱状产品的传送。特点是可保持产品以一定间距传送,但受螺旋轴结构限制而不能远距离传送。往往利用其等间距传送和其它传送装置组合,形成联合传送生产线。

7. 滚轮式

用两个对滚轮夹持住工件或靠摩擦力进行传送,主要用于传送轴类工件,一般将滚轮轮廓面做成凹圆弧槽。

8. 推杆滑道式

由一条固定滑道和推动装置(推板、拨杆、拨轮)组成。推动装置一般做往复运动,被传送的工件按照规定的节拍、单向、从上工位移到下工位,所以也称为步伐式传送装置。一般适宜于外形简单、圆滑类工件(如各种瓶、罐)的传送。滑道既可设计成直线也可成各种曲线,必要时可在滑道的某些部位加设拨杆、拨轮,或者将滑道成一定倾角布置。可利用工件的结构特征,将滑道横断面设计成各种几何形状(如三角形、V形),使工件与滑道组成凹凸配合来传送。这种滑道不但具有传送功能,而且能定向、防止工件掉落等。

如图 3-15 所示,在输送杆 1 的销轴 4 上套着若干个棘爪 5,棘爪下端被输送杆上的挡销 6 顶住并用弹簧 7 拉住。当输送杆 1 向前运动时,棘爪的前端面就推动工件 3 在滑道 2 上移动一个步距;当输送杆返回时,棘爪被后面一个工件压下而绕销轴 4 顺时针转动,同时拉伸弹簧,该棘爪就从后一个工件下面滑过;当棘爪不与工件接触时,棘爪又复抬起。当输送杆较长时,可做成若干节,然后用连接板联结成整体。棘爪之间间距根据生产节拍、工件长度等来确定,可设计成等间距或不等间距。

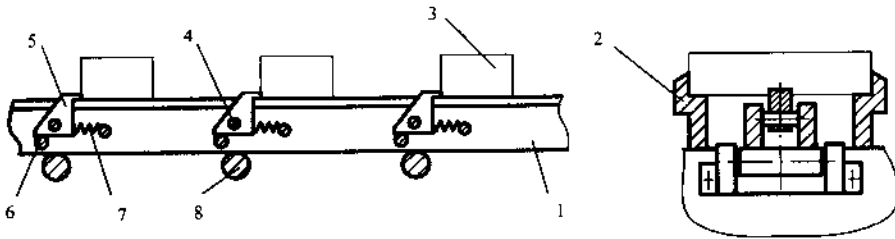


图 3-15 推杆棘爪传送装置

1—输送杆 2—滑道 3—工件 4—销轴 5—棘爪 6—挡销 7—弹簧 8—滚子

图 3-16 所示是一种连杆机构—推杆式传送装置。由曲柄 5、连杆 4 和摇杆 3 组成曲柄摇杆机构,和连杆 4 铰接的推杆上装有若干等间距的拨爪通过曲柄摇杆机构使得推杆 1 下降而后退(拨爪脱离工件)、升起而前进(拨爪接触工件),从而推动工件在滑道 2 上间歇向前移动。

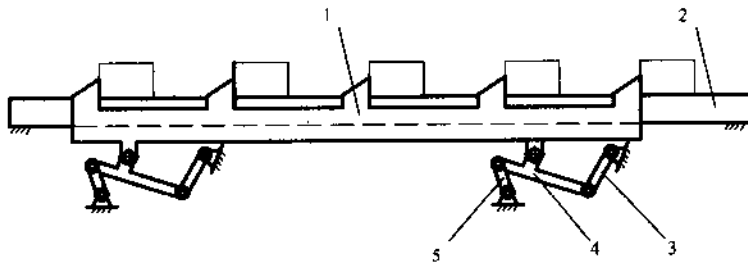


图 3-16 连杆机构—推杆传送装置

1—推杆 2—滑道 3—摇杆 4—连杆 5—曲柄

图 3-17 是一种气动拨杆传送装置。工作时,气缸 1 使带有拨爪 2 的摆杆摆动卡住工件,然后气缸 4 驱动摆杆使得工件在滑槽 3 中移动。

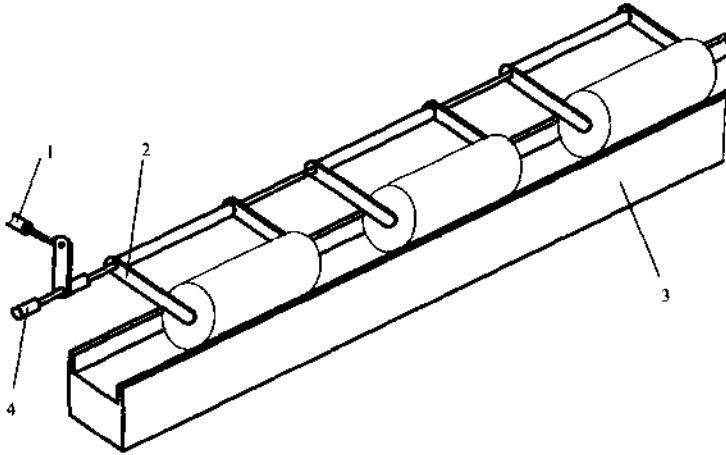


图 3-17 摆动推杆传送装置
1、4—气缸 2—拨爪 3—滑槽

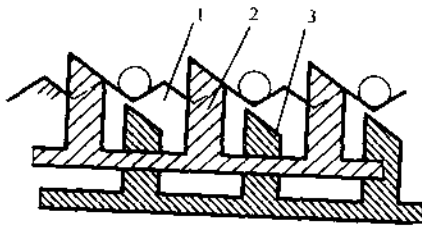


图 3-18 搓板传送装置
1—波形滑道 2,3—搓板

9. 搓板推动式

如图 3-18 所示,搓板 2 和 3 交替上下往复运动,通过其顶部斜面推动工件,使其在波形滑道 1 上做跳跃式的送进运动,每次跳跃越过一个波峰,适用于长轴类工件的传送。

上述传送装置有的做单向、连续(亦可间歇)传送运动,有的做往复、间歇传送运动。在传送装置的传送工作面上,设置若干工件夹具,即形成所谓的随行夹具传送装置。必要时可采用各种传送装置的组合。

传送装置一般采用无级变速器集中驱动,也可分段分散驱动。

(二) 转弯、转向传送装置

当自动线布置成环形或矩形形时,工件在弯曲(或拐角)处要进行转弯、转向传送。若为环形自动线,工件在弯曲段需要转弯,转弯同时转向;对于矩形(直角)自动线,一般情况下,工件在拐角处要停留,然后转向后再传送,或者无需转向(原来的侧面成传送的前面)传送。

1. 锥辊传送装置

在弯曲段,将若干个锥辊布置成 90° 扇形。由内向外,锥辊直径由小变大,从而产生由低到高的表面线速度,依靠表面线速度的变化,使得工件进行转弯。设计时,要根据工件特征特性,确定最低和最高线速度以及二者之差值。这种传送装置的缺点是结构比较复杂,各个锥辊同步驱动较困难,但传送比较可靠。

2. 摩擦轮(或拨轮)式

在弯曲段设置一固定圆弧状平台(与直线段工作面等高),在平台上沿内弯和外弯,垂直安装同转速不同直径(或同直径不同转速)的若干个摩擦轮,通过具有不同线速度的摩擦轮对工件两侧面的摩擦作用,使其在平台上滑动转弯。一般适宜于质量轻、外轮廓平整类工件的、无严格定向要求的传送,例如各种邮包、纸箱等。

3. 90°环带

将四分之一圆环宽带张紧在呈 90°扇形布置的驱动带轮(辊)上,放置在环带上的工件即可由带承托,沿圆弧转弯传送。一般设置一个主动轮、一个从动轮和若干自由转动的支承辊。这种传送装置的结构以及驱动相比锥辊式要简单。

4. 随行夹具式

在弯曲段设置独立、往复运动的随行夹具,当工件由上直线段进入夹具中后,夹具做圆弧运动,运载工件到下直线段。

5. 升降转盘

这是矩框形自动线上常用的转向传送装置。一般上直线段工作面较高,下直线段工作面较低,可升降的转盘布置在拐角处。转盘先升起和上直线段工作面持平接住工件,然后转动 90°使工件转向;转盘下降,布置在转盘中空或外周的传送装置托住工件并送到下直线段。

6. 升降托盘

当工件无需转向传送时,采用这种升降托盘。托盘先升起和上直线段工作面持平接住工件,然后下降,由布置在托盘中空或外周的传送装置托住工件并送到下直线段。

还可以采用机械手实现工件的转弯及转向。当工件需要翻转后再输送时,可在弯曲段设置翻转机构。

在环形或矩框形自动线中,转弯、转向传送装置的形式最好与直线传送装置形式相同,也可不同。弯曲段与直线段最好合起来集中驱动,以保证同步传送,也可单独驱动。

五、自动线实例

例 3-5 立式框型返回式自动线。

如图 3-19 所示。该自动线由上下两层组成,下层为加工段,上层为返回输送段。工件 3 由下层左端上线,由下输送装置 2 依次传至各个自动机 4 进行加工,到下层右端时,由提升机 6 将工件送上上层,由上输送装置 5 再将工件返回送给降落机 1,降落机将工件送出生产线。

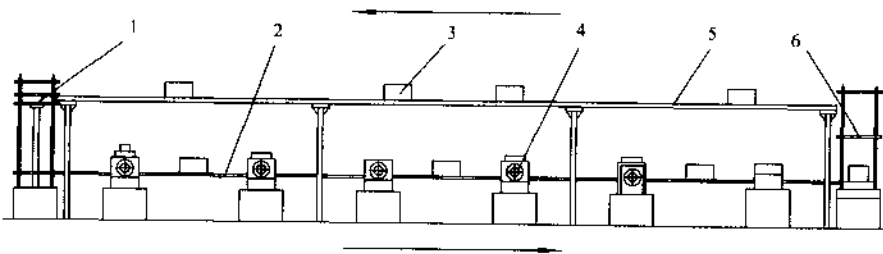


图 3-19 立式框型返回式自动线

1—降落机 2—下输送装置 3—工件 4—自动机 5—上输送装置 6—提升机

例 3-6 苹果清洗生产线。

对苹果进行深加工前,一般要对其进行清洗、脱皮等预处理,这可组成一条生产线来完成。如图 3-20 所示,生产线从前向后依次分成前清洗、脱皮、后清洗和表面水烘干四段。苹果的输送采用辊式输送装置,输送辊 2 上套尼龙绳 3,尼龙绳既保证前、后两辊间的传动,又承托苹果。通过辊以及尼龙绳的拨动、上方水流的冲力以及苹果彼此间的碰撞等作用,苹果就翻滚着向前移动,喷淋水洗干净后落入盛果筐 4。盛果筐在盛液槽 5 内做上下往复直线运动,实现苹果在脱皮液中的浸泡和捞起。当盛果筐升起时,由拨果辊 6 将脱皮后的苹果依次推送到后清洗段,中和并冲洗掉脱皮化学液,再送入烘干段除去苹果表面的水滴。

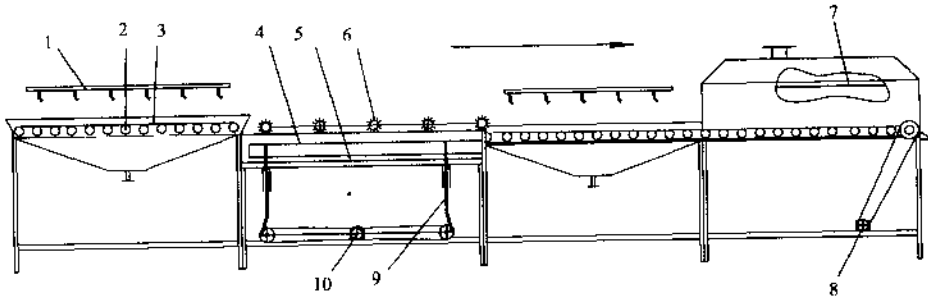


图 3-20 苹果清洗生产线

- 1—水管架 2—输送辊 3—尼龙绳 4—盛果筐 5—盛液槽 6—拨果辊
7—加热板 8—电机及减速器 9—撑杆 10—轮

例 3-7 包装自动线。

如图 3-21 所示,它由称量机 1、制袋机 2、填料机 3、封口机 4、重量检查器 5、自动选别机 6、整形机 7、金属物探测机 8、传送带 9 等组成。用于各种粉粒料(如化肥、颗粒状化学品、粮食类)的自动制袋及包装。

该自动线工作时,成卷的塑料带由制袋机 2 制成袋后送给填料机 3,物料经称量机 1 定量后由填料机 3 装入袋中,然后送到封口机 4 进行热压封口便成实包。实包被顺倒在传送带 9 上,经重量检测器 5 进行二次测重,不合格包被自动选别机 6 送到支道上处理。合格包经整形机 7 压辊整形后,再经过金属物探测机 8 进行检测。通过这几项检测合格的包,经计数器计数后,由传送带送出,或者直接装车或者由码垛机堆码放置。

本章主要介绍与讨论了自动机总体设计以及自动线设计中的一般原理和原则、方式和方法、步骤和程式以及一些结构类型,有关自动机总体设计实例见后续各章节。

作为一门专业课程,这里讨论的内容是随着人类社会的发展而发展,随着科学技术的进步而革新。因此,学习后应清楚:所讨论问题是如何提出来的,是怎样分析的,又是采用什么方式方法解决的,不要拘泥于具体事例,就事论事。重点应掌握提出问题、分析问题以及解决问题的方式、方法。

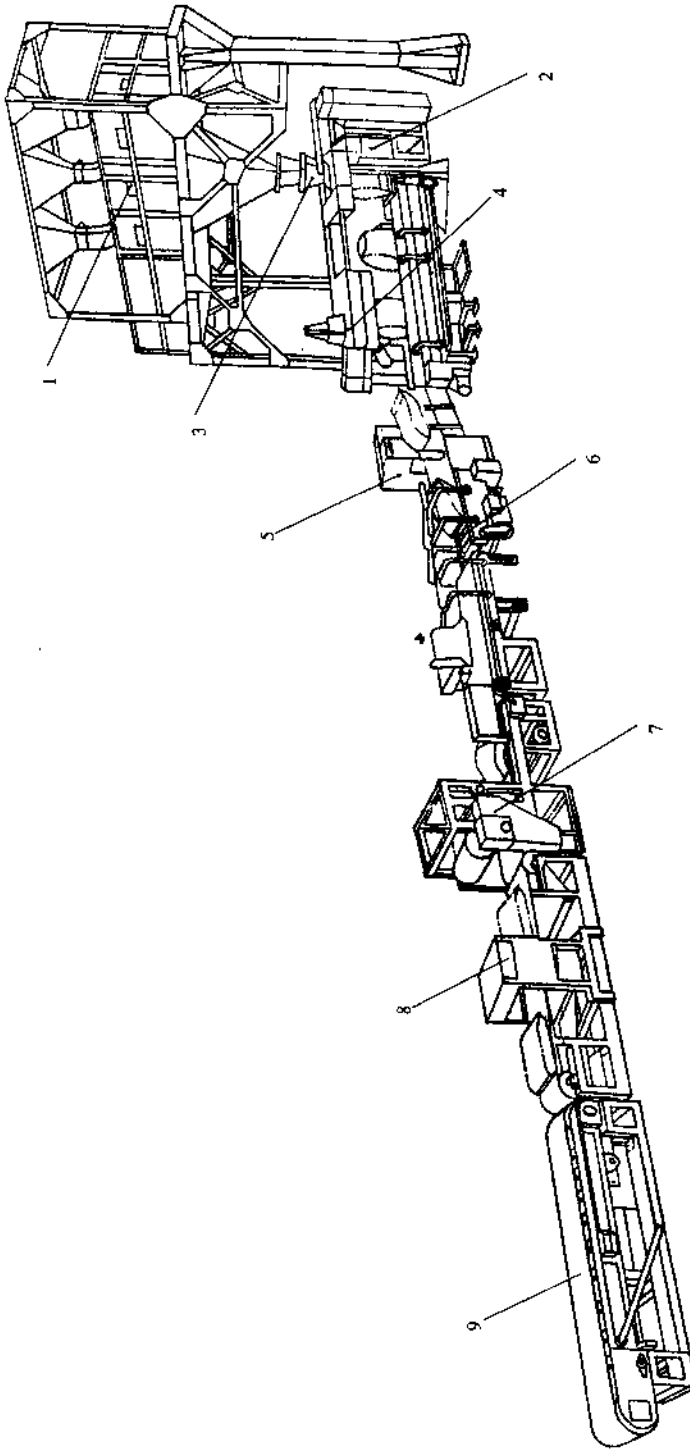


图 3-21 包装自动线
1—称量机 2—填充机 3—封口机 4—封口机 5—重量检测器 6—自动选别机
7—整形机 8—金属物探测器 9—传送带

第四章 自动机械的工作性能指标

目前,大多数自动机械是各行业专用机械,不可能也没有必要做到所有的自动机械采用同一标准,因此,自动机械的工作性能指标未形成统一的标准。本章只是定性地对自动机械的工作性能进行概略分析,以便为提高自动机械的工作性能打下一定的理论基础。

第一节 精 度

一、概 述

自动机械的精度指的是自动机械在未受外载荷的条件下的原始精度。精度通常用它的反面——与理想状态之间偏差(简称误差)来表达,误差越小,则精度越高。

自动机械的精度有如下一些考核指标,不同类型的自动机械对这几类精度有不同的要求。

1. 几何精度

几何精度指的是自动机械在非运动(主轴不转、各执行机构不运动)或运动速度较低时(相对而言)的精度。它决定加工、成形、包装精度,是设计组成机器的各主要零、部件间以及这些零、部件的运动轨迹之间的相对位置允差的主要依据。

2. 运动精度

运动精度指的是自动机械的主要零、部件在以工作状态的速度运动时的精度。这方面的误差称为运动误差。例如,采用动压滑动轴承支承的一根轴,当其不转或以很低的速度旋转时,轴与轴瓦之间没有油膜,轴只因自重而紧贴于轴瓦下表面;当轴的转速较高时轴会因惯性力而产生变形,同时,轴与轴瓦之间由于动压效应,轴在油膜的压力下浮起,这时轴回转中心的位置不断地变化而造成运动误差,这就是所谓“轴心漂移”现象。

3. 传动精度

传动精度指的是某内联传动链始末端之间的相对运动精度。这方面的误差就称为该传动链的传动误差。如自动机械分配轴每转一转,各执行件应移动规定的距离或转一定的角度。但实际上由于分配轴与执行件之间的传动误差,使执行件的位移与要求的位移之间有了误差,就会降低加工产品的质量。因此,凡是有内联传动链的自动机械都须相应规定各内联传动链的传动精度。

4. 定位精度

定位精度是指自动机械主要部件在运动终点所达到的实际位置的精度。实际位置与要求位置之间的误差就称为定位误差。许多包装和加工用自动机械都有分度运动,每转一个工位都需精确定位,否则将影响产品质量。自动定位时,惯性对定位精度有相当大的影响。定位瞬间,被定位的构件将由运动转为静止。这时,在定位机构上将作用一个相当大的惯性力或惯性力矩,它们将引起定位机构的变形,从而会影响定位精度。

二、保证自动机械精度的措施

任何一部机器的精度可分为静态精度和动态精度,静态精度是设计精度和制造精度的累积,动态精度是机器运动中的精度,表现为因惯性力引起构件变形而产生误差,但根本起因是机器的静态误差。所以,自动机械主要零、部件本身的精度是自动机械精度的基础。有的自动机械属于精密机械,对精度要求很高,如钟表零件加工自动机械,若要完全靠主要零、部件的制造精度来保证,则将对这些零、部件提出一些十分苛刻、甚至不可能达到的要求。因此,下面介绍从设计和工艺两方面保证精度的措施,即找出影响机械精度的关键部位,在设计中尽可能保证规定的精度,另外,可增加补偿或调整零件,以弥补设计精度的局限,从而提高自动机械的精度。

1. 合理选择自动机械的设计方案

自动机械的设计方案对产品加工、包装质量有直接的影响。因此,在设计自动机械时,要进行精度分配和误差综合。即先按设计任务书制定的机械总精度,规定各部分的精度要求,在选择方案和确定尺寸、公差和技术条件时,要保证达到所设计部分的精度要求。否则要重新考虑整体设计。

2. 适当简化构造

构造越简单,环节越少,则越容易保证精度。因此,自动机械必须适当限制其使用范围,以便在保证主要使用性能的前提下尽量简化机构。如每一种包糖机一般是包一种糖型,这样可使结构简单,传动链较短,精度容易保证,若在设计时考虑包多种糖型,则调整机构增多,结构复杂,传动链变长,精度不易保证。因此适当缩小自动机械的使用范围和功能,对精度要求高的自动机械来说是必要的。

3. 采用对加工和装配不敏感的结构

例如:自动调心的球面轴承可以容许两轴孔有一定程度的歪斜;推力轴承后面加球面垫圈可以容许止推端面与中心线有一定程度的不垂直,如图 4-1(a)所示。

如果丝杠两端支承,则螺母应以圆柱与滑板配合而不要用螺钉固定在滑板上,如图 4-1(b)所示,以便保证螺母的螺纹中心线与丝杠轴线在竖直面内重合。

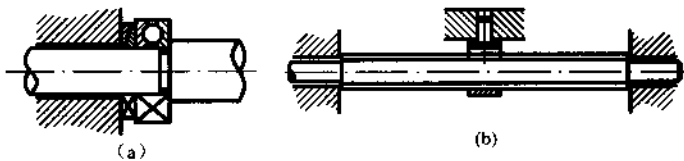


图 4-1 对加工和装配不敏感的结构

4. 均化误差

如采用较长的螺母(约为直径的三倍),可以均化丝杠的导程误差,即可均化丝杠每转对螺母移动量的误差,大体上等于与螺母相配合的这一段丝杠每一牙实际导程误差的平均值。其中正向误差和负向误差还可以互相抵消一部分。

5. 利用油膜补偿制造误差

对于转速高、要求精度高的轴,可采用静压或动压轴承,由于有油膜附着在轴颈上,轴颈

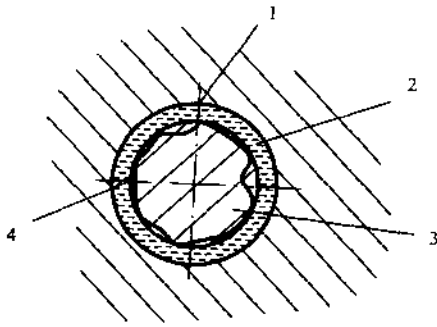


图 4-2 油膜对旋转精度的影响
1—轴瓦孔 2—油膜
3—主轴颈 4—理论轴颈

凹下去的地方被油膜填补上,可以减少由于轴的不圆度造成的误差,如图 4-2 所示。

6. 传动比原理

机械传动中,在各轴之间用各种不同传动装置互相联系着,如齿轮、蜗轮蜗杆等。由于这些传动改变了轴转速,同时也使它的转角误差放大或缩小,而放大或缩小的比例决定于两轴的传动比。若最末级传动比较大,则只有最末级传动误差对传动系统误差有较大影响,其余各级传动误差的影响都可忽略不计。对于自动机械,最末级传动常用传动比很大的蜗杆传动或谐波传动、蜗型凸轮分度传动等,其传动比很大,其余各级传动的误差影响就很小了。

第二节 静 刚 度

一、概 述

自动机械的各种机构,如槽轮机构,凸轮机构及往复运动机构都是使自动机构产生振动的振源,因此自动机械除要保证具有一定的精度外,还应该在受力的条件下,也能保证自动机械的工作性能。换句话说,必须保证在额定载荷作用下,变形不超过一定的限度。因此,对整台自动机械及其主要零、部件必须提出一定的刚度要求。刚度包括两方面的意义:抵抗恒定载荷的能力和抵抗交变载荷的能力。前者称为静刚度,后者则称为动刚度。习惯上所说的刚度,往往指静刚度。静刚度用下式表示 $K(N/\mu m)$:

$$K = \frac{P}{\delta} \quad (4-1)$$

式中 P ——静载荷(N);

δ ——在载荷方向的变形(μm)。

刚度的倒数称为柔度,用下式表示 $C(\mu m/N)$:

$$C = \frac{\delta}{P} \quad (4-2)$$

自动机械中的回转机构,由于工艺的要求往往设计成质量较大的转盘。转盘轴由于扭转或弯曲而产生较大的变形,这将会影响各执行机构间的相对位置,从而影响产品的质量。这是自动机械的薄弱环节,在一定程度上反映了自动机械的刚度。对于金属加工自动机械,可用垂直于工件加工表面方向的分力与该方向上的总变形量之比来描述整机的刚度。

二、整机的刚度和各构件的刚度

(一) 构件刚度

构件的变形一般有自身变形、局部变形和接触变形。

1. 构件的自身刚度

构件所受的载荷有拉伸、压缩、弯曲和扭转四种。其中弯曲和扭转变形较大,对精度的

影响较大。因此,构件的自身刚度,主要是弯曲刚度和扭转刚度。弯曲刚度 $C_M(N \cdot m^2/deg)$ 用下式定义:

$$C_M = \frac{ML}{\theta} \quad (4-3)$$

式中 M ——作用的扭矩($N \cdot m$);
 L ——扭矩作用处到固定端的距离(m);
 θ ——扭转角(deg)。

例如立式自动机械、液体灌装机、拧盖机等,一般用主轴的扭转刚度 K_M 作为自动机械整体刚度的指标。

对于构件的尺寸在一个方向比另外两个方向大很多倍的构件,如主轴、分配轴、主柱等,以及如图 4-3 所示的床身,可简化为梁来处理。

对于在两个方向的尺寸相差不大的构件,如工作台,可简化为板处理。

如果构件三个方向尺寸相差不大,则可简化为箱体处理。如果壁较薄,特别是当构件内部筋板不足、布置不够合理时,受力后会发生薄壁变形,即截面形状将发生畸变。

自身刚度主要取决于构件的构造、形状、尺寸、筋和筋板的布置等。自身刚度可借助计算机利用有限元方法进行计算。

2. 构件的局部刚度

局部变形发生在载荷集中作用的地方,局部刚度主要取决于受载部位的构造和尺寸。如图 4-4(a)为导轨由于载荷集中产生的变形,图 4-4(b)为主轴箱在主轴附近部位产生的局部变形,图 4-4(c)为立柱与摇臂接触处产生局部变形(图中未示)。

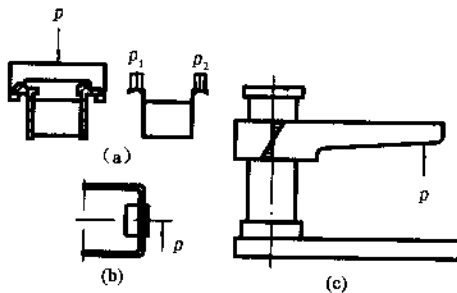


图 4-4 局部变形

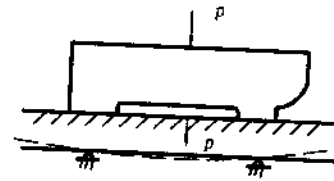


图 4-3 构件的自身变形

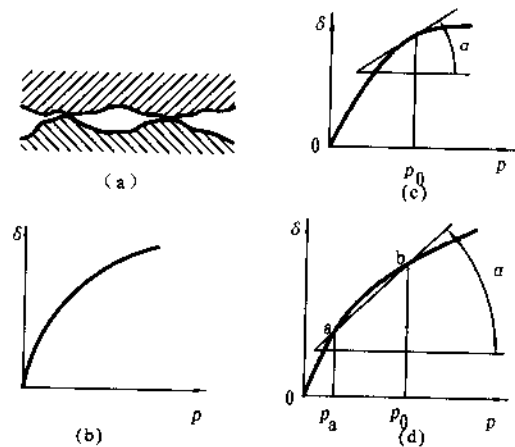


图 4-5 接触刚度

3. 构件的接触刚度

两个平面接触时,由于两个面都具有宏观不平度,因而接触面积只是名义接触面积的一

部分。即使是接触的那一部分,由于微观不平,真正接触的只是一些高点。实际接触面积只是名义接触面积很小的一部分,如图 4-5(a)所示,从而产生接触变形。

接触刚度与构件的自身刚度不同之处在于:

(1)接触刚度 K_j (MPa/ μm)是压强 p 与变形 δ 之比,即

$$K_j = \frac{p}{\delta} \quad (4-4)$$

(2)接触刚度 K_j 不是一个固定值, K_j 与接触面之间的压强有关:当压强很小时,两个面之间只有少数高点接触,接触刚度较低;压强较大时,这些高点产生了变形,接触面扩大了,接触刚度也提高了。所以 p 与 δ 呈非线性关系,如图 4-5(b)所示。考虑到非线性,接触刚度应准确地定义为

$$K_j = \frac{\Delta p}{\Delta \delta} \quad (4-5)$$

虽然 K_j (MPa/ μm)是个变量,但在实际应用时,还是以有一个确定值较为方便。 K_j 值在 $p - \delta$ 曲线上的确定方式,因固定接触(接触面间无相对运动)还是活动接触(如导轨)而有所不同。从 $p - \delta$ 曲线可以看出,为了提高固定接触面之间的接触刚度,必须预先施加一个载荷(如拧紧固定螺钉),使接触面之间在受外载荷之前已有一个预施压强 p_0 ,如图 4-5(c)。这个预载应远大于外载荷,这时由于外载荷而引起的接触面之间的压强变化是不大的。于是就在对应于 p_0 的点处做 $p - \delta$ 曲线的切线,以该切线与水平轴夹角 α 的余切作为接触刚度,即

$$K_j = \text{ctg} \alpha \quad (4-6)$$

活动接触面的情况如图 4-5(d)所示,它的预载等于滑动件的重量。计算接触刚度时,可以预载点 a (此时接触面压强为 p_a)至最大载荷点 b (载荷为预加最大阻力,此时接触面压强为 p_b)的连线为准,以该直线与水平轴的夹角 α 的余切作为接触刚度。可以看出,活动面的接触刚度比固定接触面的要低。对于名义接触面积不超过 $100 \sim 150\text{cm}^2$ 、配合较好的表面,表面宏观不平度可以忽略。这时钢和铸铁的接触变形 δ (μm)可按经验公式计算:

$$\delta = c\sqrt{p} \quad (4-7)$$

式中 p ——接触面间的平均压强 (MPa);

c ——系数,根据接触面的粗糙度而定。

对于粗刮表面,每 $(25 \times 25)\text{mm}^2$ 在 6 点及以下时, $c = 4.7$, 10 点左右时, $c = 2.5$; 对于光刨表面, $c = 1.9$; 精刮 (16 点以上)、精车 (粗糙度 Ra $0.80\mu\text{m}$) 和磨削 (Ra $0.80 \sim 0.20\mu\text{m}$) 而, $c = 0.47 \sim 0.62$; 研磨表面 (Ra $0.050 \sim 0.025\mu\text{m}$), $c = 0.22$ 。

构件自身刚度和局部刚度对接触压强的分布是有影响的,如图 4-6 所示。在集中载荷的作用下,如果构件的自身刚度和局部刚度较高,则接触压强的分布是基本均匀的,如图 4-6(a)所示,接触刚度也较高;若构件自身刚度或局部刚度不足,则在集中载荷的作用下,构件将产生

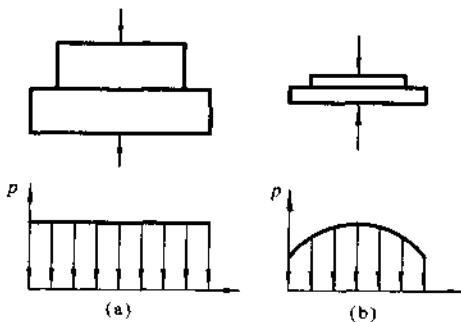


图 4-6 构件自身刚度和局部刚度对接触压强分布的影响

变形,使得接触压强分布不均,如图 4-6(b)所示,从而使接触变形分布也不均,降低了接触刚度。由此可知,接触刚度不仅取决于接触面积的加工情况,也取决于构件的构造。

(二)整机刚度

自动机械是由许多构件组成的。在载荷的作用下,每个构件都有一定的变形(包括自身变形,局部变形和接触变形)。可把每个变形部分看做是一个弹簧。根据构件与构件之间的连接关系,简化后的弹簧可以是串联也可以是并联。

若由 n 个构件串联连接,各构件的变形分别为 $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$,相应的刚度为 $K_1, K_2, K_3, \dots, K_n$;柔度为 $C_1, C_2, C_3, \dots, C_n$,则总刚度 K 按下式计算:

$$K = \frac{P_\Sigma}{X} = \frac{P_\Sigma}{X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_n} \quad (4-8)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{X_1}{P_x} + \frac{X_2}{P_x} + \frac{X_3}{P_x} + \dots + \frac{X_n}{P_x} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \dots + \frac{1}{K_n} \quad (4-9)$$

总柔度 C 按下式计算:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + \dots + C_n \quad (4-10)$$

若由 n 个构件并联时,总刚度按下式计算:

$$K = \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{x_i} = \frac{P_1 + P_2 + \dots + P_n}{X_1} = \frac{P_1}{X_1} + \frac{P_2}{X_2} + \frac{P_3}{X_3} + \dots + \frac{P_n}{X_n} \quad (4-11)$$

$$= K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_n$$

这表明,若各个弹性环节是并联的,则总刚度等于各环节刚度之和。若各环节的刚度相差较大,则总刚度主要取决于刚度高的那个环节,设计时必须保证起主要作用的环节具有足够的刚度。若各环节是串联的,各环节的变形依次叠加,对总刚度影响大的主要是刚度低的环节,因此刚度低的环节在设计时应予以保证,以提高总刚度。

第三节 振动与噪声

一、抗振性与爬行

1. 受迫振动

机件受迫振动主要发生在某些高速运动件,例如电动机转子、传动轴、齿轮、主轴、离合器、皮带轮、各种间歇机构等,这些零、部件若质量不均(不平衡),高速转动时产生的惯性力,就成为振源。机件高速往复运动时,因换向引起的冲击也是振源。

受迫振动的振源也可能来自机外,例如机器旁安置的空压机、冲床、刨床等产生的振动或附近公路、铁路上的车辆产生的振动将通过地基迫使自动机械发生振动。若振源频率与自动机某主要部件的固有频率重合,则将发生共振,振幅增大,使加工精度下降,甚至使工作无法进行。

自动机械的抗振性包括两个方面:抵抗受迫振动的能力和抵抗自激振动的能力。对于金属加工自动机械而言,提高抵抗自激振动的能力是很重要的。对于一般的包装机及其它自动机械,主要是提高其抵抗受迫振动的能力。

2. 低速运动平稳性

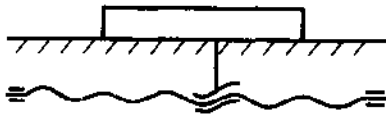


图 4-7 工作台的传动

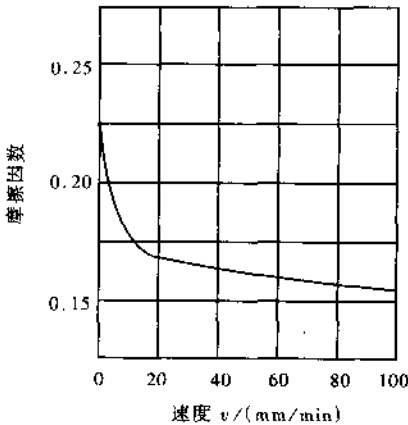


图 4-8 摩擦因数与运动速度的关系
摩擦面材料: 铸铁—铸铁; 润滑油: 45 号机械油

自动机械的某些部件往往需要以很低的速度移动或转动。在低速运动中, 虽然主动件是等速运动的, 被动件却往往会出现明显的速度不均。如图 4-7 所示, 如果丝杠是匀速旋转的, 工作台却有可能是“一快一慢”或“一跳一停”地运动, 这种现象称为“爬行”。当运动件的质量、摩擦面间的摩擦性质以及传动件的刚度一定, 而运动速度较高时, 不会出现爬行现象; 当速度降低到一定程度时, 就会出现爬行现象。这说明爬行现象与速度有关。不出现爬行现象的最低速度, 称为运动平稳性的临界速度。摩擦因数与运动速度的关系见图 4-8。

爬行现象的力学模型如图 4-9 所示。

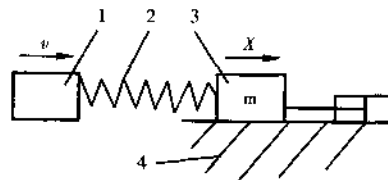


图 4-9 直线运动传动系统的力学模型
1—主动件 2—弹簧 3—从动件 4—机架

产生爬行的原因在于:

①动、静摩擦因数的差异, 动、静摩擦状态的转换以及动摩擦因数随速度变化而变化的特性。

②运动件的质量较大。

③传动件刚度不足。

④运动速度太低。

不发生爬行的临界速度 v_c (m/s) 按下式计算:

$$v_c = \frac{N \Delta f}{\sqrt{4\pi \xi K m}} \quad (4-12)$$

式中 N ——导轨上的正向作用力 (N);

Δf ——动、静摩擦因数之差;

ξ ——阻尼比;

K ——传动件的刚度 (N/m);

m ——移动件的质量 (kg)。

当机件速度小于 v_c 时, 即产生爬行。

当运动件做旋转运动时, 临界速度 ω_c (rad/s) 按下式计算:

$$\omega_c = \frac{\Delta M}{\sqrt{4\pi \xi K_m J}} \quad (4-13)$$

式中 ΔM ——静、动摩擦力矩之差 (N·m);

K_m ——扭转刚度 ($N \cdot m / \text{rad}$);

J ——转动件的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

例 4-1 某设备工作台的质量为 200kg , 驱动机构为丝杠, 轴一端固定, 直径 $d = 80\text{mm}$, 工作长度 $L = 3000\text{mm}$ 。若导轨材料为铸铁—铸铁, 润滑油为 45 号机械油, 求不产生爬行的临界速度。

解: 丝杠的拉压刚度 K_s (N/m) 为

$$K_s = \frac{E \cdot \pi d^2}{4L} \quad (N/mm) = \frac{1000E \cdot \pi d^2}{4L} \quad (4-14)$$

式中 E ——材料弹性模量。对于钢, $E = 2 \times 10^5 (N/mm^2)$ 。

$$\text{代入各值得 } K_s = \frac{2 \times 10^5 \times \pi \times 80^2}{4 \times 3000} = 33.5 \times 10^4 (N/mm) = 33.5 \times 10^7 (N/m)$$

假设丝杠的拉压变形占整个传动系统变形的 50%, 则整个传动系统的刚度为

$$K = 16.7 \times 10^7 (N/m)$$

查手册, $\Delta f = 0.10$, $\xi = 0.08$, $N = 9.8\text{N}$, 代入式(4-12)得

$$v_c = \frac{9.8 \times 0.10}{\sqrt{\frac{4\pi \times 0.08 \times 16.7 \times 10^7}{2 \times 10^3}}} = 0.00338 (m/s) = 203 (mm/min)$$

即当工作台速度低于 203mm/min 时, 有可能产生爬行。

二、提高抗振性及减小爬行的措施

1. 提高静刚度

提高静刚度既可提高抵抗受迫振动的能力又能提高抵抗爬行的能力。再者, 对于抵抗受迫振动来说, 提高静刚度可以提高构件或系统的固有频率, 从而避免发生共振; 在低频激振力作用下, 提高静刚度还可以降低振动幅值。

2. 增加阻尼

增加阻尼对提高动刚度和提高自激振动稳定性有很大的作用。因此在自动机械的一些主要构件设计中应适当采取一些增加阻尼的措施。

3. 减轻重量

在不降低静刚度的前提下, 减轻重量可以提高构件的固有频率, 因此也是提高抗振性的措施之一。例如适当减薄壁厚, 增加筋和隔板; 采用钢材焊接代替铸造等。

4. 减少激振力

激振力主要来自高速旋转的不平衡件和高速往复运动件。此外液压系统、气动系统也是激振源。对于高速旋转件应进行平衡。

为了消除爬行, 可以减少静、动摩擦因数之差 Δf 。如可以用滚动摩擦代替滑动摩擦, 采用卸荷导轨和静压导轨、聚四氟乙烯等减摩材料和导轨油等。

三、噪 声

噪声对人体有害, 不利于安全生产。它使人心情烦躁, 引起神经系统和心血管系统疾病, 听力下降, 甚至造成耳聋。降低噪声以保护环境是自动机械设计、制造工作者的重要任务。噪声是直觉的, 是自动机械综合性能的体现, 可综合地反映自动机械设计和制造水平,

所以是评价自动机械技术水平的综合指标之一。

(一) 噪声的表征与计算

1. 声功率级和声压级

正常人耳刚刚能听到的声音,称为听阈,其声音的频率在 1kHz 左右时,功率约为 10^{-12} W,声压约为 2×10^{-5} Pa。使人耳产生痛觉的声音,称为痛阈,其声功率为 1W,声压约为 20Pa。显然,用声功率或声压的绝对值来表示声音的强弱,就很不方便,而且与人耳的感觉不相符。若以听阈为基准,取某声音与听阈的对数比来表示声音的大小,所得结果称为分贝 (dB)。

声功率级 L_w (dB)

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0} \quad (4-15)$$

式中 W_0 ——基准声功率, $W_0 = 10^{-12}$ W。

由于功率与压强的平方成正比,故声压级 L_p (dB)

$$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad (4-16)$$

式中 p_0 ——基准声压, $p_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa。

由于声功率级难以测量,故一般情况下都以声压级来衡量声音的大小。根据上式,听阈的声压级为 0dB,痛阈的声压级为 120dB。这就把从听阈到痛阈相差一百万倍的声压变化范围,变成 0 到 120dB 的声压变化范围,dB 反映的是比值,它的量纲为 1。

2. 声压级的加减

若有两个点声源(声源的尺寸与声源至测量处的距离相比小得多时,可按点声源处理),一个声压级为 L_{p1} ,另一个为 L_{p2} 。当两个声源在同时同地发声时,总声压级 $L_{p\Sigma}$ 计算如下:

$$\begin{aligned} L_{p1} &= 10 \lg \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 && \text{则} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 = 10^{\frac{L_{p1}}{10}} \\ L_{p2} &= 10 \lg \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 && \text{则} \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 = 10^{\frac{L_{p2}}{10}} \end{aligned}$$

所以

$$L_{p\Sigma} = 10 \lg \left(\frac{p_\Sigma}{p_0} \right)^2$$

又由于合成声功率 $W_\Sigma = W_1 + W_2$,而 W 又正比于 p^2 ,故合成声压为:

$$\begin{aligned} p_\Sigma^2 &= p_1^2 + p_2^2 \text{ 或 } p_\Sigma = \sqrt{p_1^2 + p_2^2} \\ p_{p\Sigma} &= 10 \lg \left(\frac{p_\Sigma}{p_0} \right)^2 = 10 \lg \left(\frac{p_1^2 + p_2^2}{p_0^2} \right) = 10 \lg \left[\frac{p_1^2}{p_0^2} \left(1 + \frac{p_2^2}{p_1^2} \right) \right] \\ &= 10 \lg \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 + 10 \lg \left[1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right] \\ &= L_{p1} + 10 \lg \left(1 + 10^{\frac{L_{p2} - L_{p1}}{10}} \right) \end{aligned} \quad (4-17)$$

当 $L_{p1} = L_{p2}$ (dB) 时

$$L_{p\Sigma} = L_{p1} + 10 \lg 2 = L_{p1} + 3$$

这表明,两个大小相同的点声源,在同一个地方同时发声,则总声压级等于一个声源的声压级加 3dB。

当 $L_{p1} - L_{p2} = 10$ dB 时

$$L_{p\Sigma} = L_{p1} + 0.42$$

即两个声源的声压级相差 10dB 时,总声压级取决于较响的那个声音的声级,较轻的那个声音几乎无影响。

以分贝差 $L_{p1} - L_{p2}$ 为横坐标 ($L_{p1} \geq L_{p2}$),增值 $\Delta L_p = L_{p\Sigma} - L_{p1}$ 为纵坐标,可绘制如图 4-10 所示的线图。

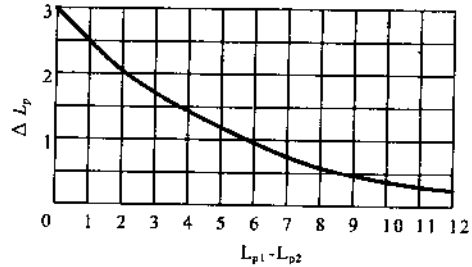


图 4-10 计算分贝加减的线图

从图中可以看出,两个声源的声压级差值越大,则相加后的增值 ΔL_p 越小。当差值达到或超过 10dB,则可以认为声压级小的那个声源对总声压级已经不起作用了。

例 4-2 有两个点声源,一个为 88dB,另一个为 85dB,求两声源同时同地发声时的总声压级。

解:已知 $L_{p1} = 88\text{dB}$, $L_{p2} = 85\text{dB}$,则 $L_{p1} - L_{p2} = 88 - 85 = 3(\text{dB})$

由图中查得 $\Delta L_p = 1.76\text{dB}$,故总声压级 $L_{p\Sigma} = L_{p1} + \Delta L_p = 88 + 1.76 \approx 89.8(\text{dB})$ 。

例 4-3 某自动机械传动系统总的噪声为 88dB,若其中间歇机构的噪声为 86dB,求其它传动系统的噪声。

解:已知 $L_{p\Sigma} = 88\text{dB}$, $L_{p1} = 86\text{dB}$,则 $\Delta L_p = L_{p\Sigma} - L_{p1} = 88 - 86 = 2(\text{dB})$

$$L_{p2} = L_{p1} + 10\lg\left(10^{\frac{L_{p2} - L_{p1}}{10}} - 1\right)$$

由图查得 $L_{p1} - L_{p2} = 88 - 86 = 2.3(\text{dB})$,故其它传动系统噪声为:

$$L_{p2} = L_{p1} - 2.3 = 86 - 2.3 = 83.7(\text{dB})$$

对于多个噪声源 A、B、C 等同时发声,可按上述方法求得噪声 A 和 B 之和 L_{AB} ,再将 L_{AB} 与第三个噪声 C 的 L_C 求和,依次类推。

3. 声发散

在自由声场中,静止的点声源发出的声音是球形对称发散的,球面的面积与半径的平方成正比。当声源发射的功率一定时,球面上单位面积所接受的声功率与球面半径的平方成反比。由于功率又与压强的平方成正比,故声压与距离成反比。如令离声源距离 r_x 处的声压为 q_x ,声压级为 $L_{px}(\text{dB})$,则

$$L_{px} = 20\lg \frac{p_x}{p_0}$$

令离声源距离 r 处的声压为 p ,声压级为 L_p ,则

$$p = p_x \frac{r_x}{r}$$

$$L_p = 20\lg \frac{p}{p_0} = 20\lg \left(\frac{p_x}{p_0} \cdot \frac{r_x}{r} \right) = 20\lg \frac{p_x}{p_0} - 20\lg \frac{r}{r_x}$$

$$L_p = L_{px} - 20\lg \frac{r}{r_x} \quad (4-18)$$

当 $r = 2r_x$ 时, $L_p = L_{px} - 6$

即离声源的距离每增加一倍,声压级即下降 6dB。当声源为线声源时,声音是按圆柱形

对称发射的。圆柱面上单位面积接收的声功率与圆柱的半径成反比。故离线声源的距离增加一倍,声压级下降 3dB。因此,测定噪声时必须规定离声源的距离。测试位置离声源不能太近。因如离太近,就不能认为是点声源了。但是,也不能太远(例如不能超过 10m),因为空气会吸收声波的一部分能量。测试距离已由噪声测试标准规定。

4. 响度级及 A 声级

人耳对声音的感觉不仅与声压有关,而且还与声音的频率有关。同样的声压级,频率较高的声音听起来比频率较低的响。如大型压缩机的噪声与小轿车的噪声若同为 90dB,则前者听起来比后者要响得多。因前者是高频噪声,后者是低频噪声。因此,引出一个与频率有关的“响度级”,单位为“方”(phon)。选取 1kHz 的纯音作为基准,如果噪声听起来与某一 1kHz 的纯音一样响,则该噪声的响度级就等于这个纯音的声压级(dB)。例如某一噪声听起来与声压级为 80dB、频率为 1kHz 的声音一样响,则这个噪声的响度级即为 80 方。在声音测量中,设置“计权网络”A, B, C, 其中 C 网络模拟人耳对 100 方纯音的响应,在整个可听频率范围内,使各种频率的声音几乎同样程度地通过测量仪器。因此,可以用 C 网络代表总声压级。B 网络模拟人耳对 70 方纯音的响应,通过仪器时声音的低频部分有一定的衰减。A 网络模拟人耳对 40 方的响应,使接收的声音通过测量仪器时,500Hz 以下的低频部分有较大的衰减。用测量仪器的 A 网络测得的噪声值较为接近人耳对声音的感觉,因而用 A 网络测得的声压级来代表噪声的大小,称为 A 声级。单位为分贝(A)或 dB(A)。

规定机械噪声标准时,应按照国家有关噪声控制标准执行。

在设计自动机械时应尽可能降低总噪声。

(二)降低自动机械噪声的途径

机械噪声主要是因机器的工作机件振动、碰撞、摩擦等而产生的。自动机械噪声主要来自下列四个方面:

机械噪声:如齿轮、滚动轴承、各种间歇机构、摇振机构以及其它传动件等;

液压噪声:如液压泵、溢流阀等的噪声;

空气动力噪声:如电动机风扇、转子等高速旋转件对空气的搅动而引起的噪声;

电磁噪声。

各个噪声源又是相互影响的:这个元件的振动往往又会成为另外一些元件的激振源。它们之间的互相影响会使噪声加大,特别是在发生共振的时候。

机械噪声是机械设备最主要的噪声源,降低机械噪声的最根本途径是提高机器的精度。

1. 降低齿轮噪声

齿轮噪声是齿轮啮合时的冲击振动。产生冲击振动的原因,除齿轮的制造误差外,齿轮的线速度,轴系的弯曲和扭转变形,轴承、箱体的弹性变形等都有影响。单纯地提高齿轮的加工精度,往往不能完全解决噪声问题。因此,应从减少啮合齿轮的对数,减少冲击,适当降低线速度,提高固有频率和增加阻尼,即从设计和工艺两方面着手。

传动系统应尽量简化。使传动链内的齿轮尽可能少一些。高速传动时,不参与工作的减速齿轮应尽量使它们脱离啮合,以免有些齿轮高速空转,增加噪声。

适当地降低齿轮的线速度。据实验,齿轮的线速度降低一半,噪声可降低 6dB,因此在进行传动设计时就应注意适当地降低齿轮的线速度,尽量少出现或不出现线速度超过 20m/

s 的高速齿轮,尽量不要出现过高的升速比。

适当地选择齿轮的精度。在确定动力齿轮的精度等级时首先应根据线速度选择。齿轮精度中,以工作平稳性精度和接触精度对噪声影响较大,所以动力齿轮的这两项精度应比运动精度高一级,至少也应不低于运动精度。减小侧隙对降低噪声有利,动力齿轮一般应规定保证侧隙(D_c)。限制齿轮直径不要太大,控制重合系数,提高齿轮的刚度和增加阻尼均能减少齿轮的噪声。另外,保证轴的刚度,箱体孔的精度和保证锥齿轮副锥顶共点均能减少齿轮噪声。

2. 减少其它振源产生的机械噪声

(1)轴承 单列向心球轴承的噪声低于同级精度的圆锥滚子轴承。滚动轴承中滚子和内外环之间存在间隙会加大噪声,应消除间隙并加少量预载。

(2)槽轮机构 自动机械的槽轮机构的噪声主要是由主动件滚子与轮槽的间隙造成的,由此间隙产生冲击和振动发生较大噪声。故在设计槽轮机构时一定要恰当选择间隙,同时在可能条件下尽量增加槽轮的槽数或用其它机构替代。

(3)皮带 皮带是弹性环节,对振动能起吸收作用,但若皮带质量不均,可能成为振源。因此,平皮带尽量选用无接头的。必须有接头时,不能用皮带扣,要选用不会使接头硬化的胶合剂胶接。另外,多根 V 带长度要一致。

3. 防止构件共振和噪声屏蔽

构件共振,会产生严重噪声。易发生共振的多为一些罩、盖等薄壁构件,这方面事前很难预料。常用的办法是试制出样机后进行试验,找出共振构件,改变其刚度或质量以改变其固有频率。

封闭的齿轮箱对噪声可起屏蔽作用,设计时,应尽量不使高速齿轮暴露在外。齿轮罩如用钢板焊接,则厚度尽可能大于 3mm,并加焊一些筋以提高刚度。必要时可内衬泡沫塑料来吸声。

第四节 磨损与腐蚀

自动机械除在出厂时必须保证规定的精度外,还必须在一定的工作期限内保持这个精度,这就是所说的“精度保持性”。影响精度保持性的主要因素是磨损。通常,自动机械的工作期限就是它的大修期。对于以磨损失效(磨损后失去精度)为主要失效方式的零、部件,如轴承、导轨等,它们的耐磨性也应该是一个大修期,这样可以在大修时,同时进行修理或更换。若自动机械的耐磨性不够,则往往在传动件还没有疲劳破坏的情况下就失去精度,不得不大修,这是很不经济的。因此耐磨性也是自动机械的一个很重要的性能指标。

一、磨损形式及过程

(一)磨损形式

1. 硬粒磨损和拉伤

在半干摩擦状态,由于相对运动表面微观不平,少数高点上压强大大超过平均压强,油膜被压破面发生金属直接接触。这些尖峰在相对运动时互相剪切而被切掉,这就是磨损。计算时应限制 p 和 pv (压强、压强与速度的乘积),使其不超过允许值。

如果切屑或硬粒挤入相对滑动面之间,将滑动面拉出沟槽,就称为拉伤。

2. 咬焊

由于接触表面宏观和微观不平,接触应力过大,相对运动时造成局部干摩擦,破坏了金属表面的氧化膜。若接触表面硬度不高,接触点处便产生塑性变形。由于分子力的作用,使接触点处发生粘结现象,称为咬焊。接触面的继续相对运动又要将咬焊点分开,这就造成接触面的撕裂性破坏。为了避免这种现象,设计时除应控制其最大压强外,还必须正确规定滑动面的不平度、表面粗糙度或接触点数量以及滑动表面的硬度。

3. 滚动摩擦副的失效

滚动摩擦副如滚动导轨、滚动轴承、滚动丝杠等,失效的主要原因是表面疲劳和压溃。前者是因表层受局部应力而产生弹性变形,当滚动体离开时则弹性恢复。这个过程多次反复发生使表层产生疲劳破坏——点蚀。后者则因局部应力过大使表面层产生塑性变形,压出坑来,坑的边缘突起,使应力集中,加速了点蚀过程。

对于表面疲劳,应根据使用期限验算其疲劳应力。

(二) 磨损过程

在整个磨损过程中,单位时间的磨损量并不是一个恒量。以工作时间 t 为横坐标,磨损量 B 为纵坐标,则磨损曲线如图 4-11 所示。

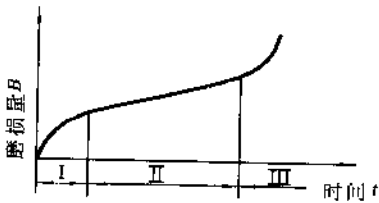


图 4-11 磨损量与时间的关系图

从图中可以看出,磨损可分为三个阶段。第 I 阶段称为跑合阶段。因为新制造的零件表面难免有一些切削加工留下的尖峰。开始时只是这些尖峰接触,磨损很快。当这些尖峰磨掉后,实际接触而扩大了,磨损也就减慢了,这就进入第 II 阶段。在这个阶段内,磨损

量与时间近乎成正比,称为正常磨损阶段。磨损的第 III 阶段称为剧烈磨损阶段。这时由于工作条件已不正常,磨损将大大加快。

第 I 阶段希望时间尽量短些。在制造厂中装配后空转,进行跑合,跑合后清洗,并重新调整。以重新调整后达到的精度作为出厂精度。

第 II 阶段是机器的工作期限。这个期限希望尽量延长。提高机器耐磨性实际上就是为了降低这个阶段的磨损速度以延长这个阶段的时间。

第 III 阶段是不能用的。当磨损的第 II 阶段结束进入第 III 阶段或第 II 阶段将近结束就必须修理,否则不能保证正常工作条件。而且过度磨损后甚至会无法修复而报废。

二、提高耐磨性的措施

影响磨损的因素很多,提高耐磨性应从设计、工艺、材料、热处理、使用等各方面综合考虑。

(一) 设计无磨损结构

磨损的原因是配合面在一定的压强作用下直接接触并作相对运动。因此不磨损的条件是配合面在作相对运动时不直接接触或接触时无相对运动。

配合面作相对运动时不直接接触的办法之一是保证完全的液体润滑,使润滑剂把摩擦面完全分开,并对润滑油进行精细的过滤。采用一些特殊的结构也能保证运动时配合面不

接触或接触时无相对运动。如用于卧式多轴自动机主轴转鼓的定位装置(如图 4-12),定位销 1 的直面 A 是定位面,与转鼓 2 的定位槽的面 B 相配合。转位时,转位机构使转鼓转过一点;然后定位销进入。定位销的斜面使转鼓往回转一点,使面 A 与面 B 靠紧而定位。斜面不是定位面,不用它来保证定位精度,允许有磨损,而定位面 A 和 B 间则基本上无相对运动,因而磨损很小。

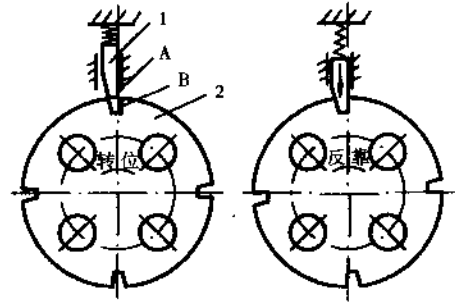


图 4-12 卧式多轴自动机主轴转鼓的定位

(二)减小磨损

①降低压强。用提高接触面的平直度和降低表面粗糙度以保证足够的接触区,加大接触面积及降低由接触面担负的负荷等办法达到。

②正确选择摩擦副的材料和热处理。

③加强防护,避免灰尘、切屑等进入摩擦面间。

④尽可能采用循环润滑并加强过滤。循环润滑不仅能保证摩擦面上有足够的润滑油,而且能起冷却和冲洗作用。

⑤用滚动摩擦副代替滑动摩擦副。滚动摩擦副不但摩擦因数比滑动摩擦副要低得多,磨损也要少得多。对于润滑的要求也比滑动摩擦副要低,可用润滑脂。

(三)均化磨损

1. 限制最大压强和最小压强之比

在设计时应尽量使摩擦面上压强均匀。例如导轨的形状和尺寸要力求对集中载荷对称;尽量减少扭转和颠覆力矩。计算时不仅要保证平均压强 p 和 p_v 值不超过许用值,而且要保证它们的最大值也不超过许用值。此外还需验算最大最小压强之比。压强的分布能呈矩形最好,如图 4-13(a)所示,这说明压强是完全均匀分布的。如果不均匀,应使它呈梯形分布,如图 4-13(b)所示。三角形分布是极限情况,如图 4-13(c)所示。图 4-13(d)那样的压强分布就不好了,因这时接触有一段不起作用。

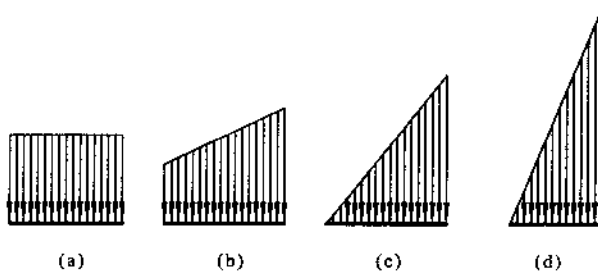


图 4-13 压强的分布

2. 提高摩擦副中局部硬度

使用条件对自动机械的耐磨性影响很大。合理使用、精心保养能大大提高精度的保持性。磨损后间隙变大了,设计时应考虑在构造上能补偿这个间隙。补偿方法可以是自动的

连续补偿,也可以是定期的人工补偿。自动连续补偿可以靠自重,如三角形或V形导轨,也可以靠弹簧。

三、腐蚀的分类及减轻腐蚀的措施

(一) 腐蚀的分类

按腐蚀原因可分为四类:

(1) 裂缝腐蚀 在零件表面有极小的间隙或裂缝产生的腐蚀现象。可采取使零件表面光滑,焊缝根部无裂缝等方法来避免。

(2) 接触腐蚀 若相互接触的两种金属之间有电势差,再辅以介质的作用而形成局部电解,便可引起腐蚀。可合理选用材料或将两种金属隔离来避免腐蚀。

(3) 应力裂纹腐蚀 在拉应力作用下,机械部件的应力集中部位产生腐蚀。可采用减少或消除表面拉应力的方法去除。

(4) 振动裂纹腐蚀 即在应力集中的表面或切口处,再加上振动的原因而产生的腐蚀现象。避免方法是消除振动和应力集中源。

按腐蚀的部位,可将腐蚀分为两类:

(1) 局部腐蚀 即在某些局部发生的腐蚀,往往造成较深的缺口且产生很大的应力集中现象,可经常探伤以尽早发现缺口。

(2) 均匀腐蚀 即在潮湿情况下,金属表面与空气或介质中的氧气作用而产生的。要选用适当的防腐材料和涂料,避免因环境过分潮湿而降低机件使用寿命。

(二) 减轻腐蚀的措施

① 使机械零件相邻两壁之间有足够空间。

② 有接触腐蚀现象的结构(如图4-14所示),设计时应考虑设置易损件,以便及时更换。

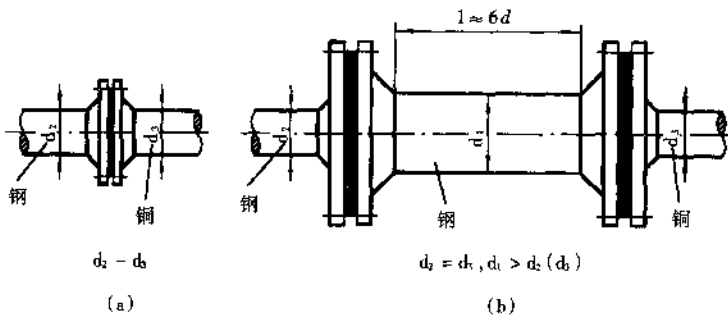


图4-14 设计中设置接触腐蚀易损件

③ 可采用粘接连接使轮毂与轴间应力减小,从而消除间隙以减轻或避免腐蚀。

④ 在回转件之间可使用润滑油(或油脂)和可靠的密封,使回转件不与腐蚀性介质接触。

⑤ 在具有连接件螺钉等处,可改为钉头在下或加塑料保护盖方法,提高螺钉的抗腐蚀能力。

第五节 可 靠 性

一、概 述

(一)可靠度

可靠度的定义:系统、机器或部件等在规定的条件下,在规定的时间内,能正常工作的概率。

上述定义包含以下五个要素:

(1)对象 包括系统、机器、部件等等。可以是非常复杂的系统,也可以是简单的一个零件。如果对象是一个系统,则不仅包括硬件,而且也包括软件 and 人的判断及操作等因素在内。

(2)规定的条件 包括对象所处的环境条件、维护条件、使用条件,亦即对象预期的运行条件,如承受的载荷、环境温度、润滑状况等。

(3)规定的时间 指对象的工作期限,可以用时间来表示,有时也可以用距离、次数、循环次数表示。例如通常滚动轴承工作时间用小时、齿轮的寿命用应用循环次数来表示。

(4)正常工作 保证系统或机械能按生产要求进行工作。

(5)概率 概率是一个特定形式的事件(指正常工作)出现的可能性,可用分数或百分数来表示。

(二)失效率

失效率用 λ 表示:

$$\lambda = \frac{\text{失效零件数}}{\text{所有零件的总使用时间(h)}} \quad (4-19)$$

如果零件试验 1000 个,所有零件的总使用时间达 5×10^6 h,其中有 10 个零件失效,则失效率为:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{10}{5 \times 10^6} = 2 \times 10^{-6} (\text{失效率/h}) \\ &= 0.2\% / 10^3 \text{h} = 2/10^6 \text{h} \end{aligned}$$

失效率的单位常以每千小时的百分比或每百万小时的失效数来表示。

(三)有效寿命

失效分三种类型:

(1)早期失效 通常是由于设计、制造或检验差错而引起的。新产品的研究和试制阶段出现失效通常都是早期失效。一般早期失效可通过强化试验加以消除。

(2)磨耗失效 发生在设备使用寿命的后期,因为设备使用时间长,出现老化磨耗。例如有的传动装置中的滑动轴承,不管维护如何良好,最终会因磨损而失效。磨耗失效之前,更换或维修耗损件,就可防止磨耗失效的出现。

(3)随机失效 是由于偶然的原因所引起的,这种失效是不能消除和避免的,但可以通过分析确定设备在使用期间在规定时间内产生随机失效的概率。

通过寿命曲线可以看出失效率与失效类型的关系。

根据工作时间和失效率,可绘制如图 4-15 所示寿命曲线,失效率随时间而减小,这属于早期失效期。早期失效期終了之后,失效率就大体稳定下来,设备进入随机失效期。在此

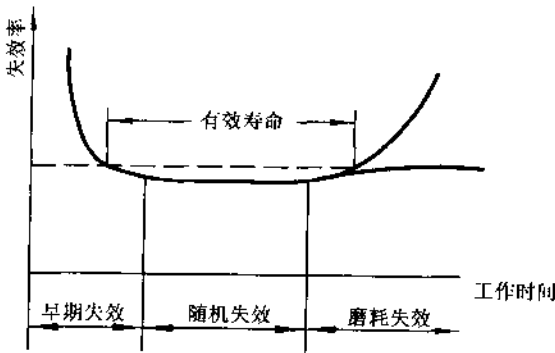


图 4-15 寿命曲线

期间内,设备的失效率最低而且稳定,可以说是设备最佳状态时期,把这个时期的长度称为有效寿命。最后,设备进入磨损失效期,失效率再度上升。上述寿命曲线又名“浴盆曲线”。

(四)可维修度

所谓可维修度是“可维修的系统、机器或部件等,在规定的条件下,进行维修时,在规定的时间内完成维修的概率”。

(五)有效度

将可靠度与可维修度结合起来的一个尺度就是有效度。定义是“可能维修

的系统、机器或部件等,在某一特定的瞬时,能维持其机能的概率”。时间有效度可用下式表示:

$$\text{有效时间} = \frac{\text{可使用时间}}{\text{可使用时间} + \text{故障(停机)时间}} \quad (4-20)$$

二、可靠性预测

可靠性预测是一种预报方法,它是根据已掌握的有关可靠性数据来预报零件、部件、系统的可靠度,为设计、制造和使用提供有益的数据。

(一)机械零件可靠性预测

预测时,首先明确零件的主要失效形式,进而了解在一定条件下出现这种失效形式的随机规律,方能计算零件的可靠度。

目前了解零件失效的随机规律有两种方法,一是通过试验,二是通过现场调查来获得有关统计数据。

根据数据可绘出频率分布曲线转化为概率分布曲线 $f(t)$ 即概率密度函数,表示故障率密度随时间 t 变化的规律。曲线下的面积表示失效的概率 $F(t)$,其表达式为:

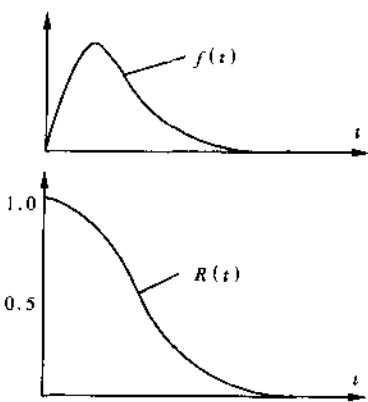


图 4-16 $f(t)$ 和 $R(t)$ 曲线

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt \quad (4-21)$$

故可靠度 $R(t)$ 为;

$$R(t) = 1 - F(t) \quad (4-22)$$

如果已知 $f(t)$, 不难求出 $R(t)$, 图 4-16 为 $f(t)$ 、 $R(t)$ 曲线的例子。

由概率论可知,对于正态分布概率密度函数为:

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(t-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (4-23)$$

式中 σ ——标准偏差;

μ ——平均值。

对于威布尔分布概率密度函数为:

$$f(t) = \frac{\beta(t-\gamma)^{\beta-1}}{\alpha} e^{-\frac{(t-\gamma)\beta}{\alpha}} \quad (4-24)$$

式中 β ——形状参数;
 α ——尺度参数;
 γ ——位置参数。

通过大量的调查或试验,可以获得概率密度函数的有关数据,对这些数据加以分析处理,可得出 $\sigma, \mu, \beta, \alpha, \gamma$ 等参数,也就是得到概率密度函数 $f(t)$,从而可以确定可靠度 $R(t)$ 。但也可以不通过 $f(t)$ 来求 $R(t)$,而是求得有关参数后,利用现有图表资料,较方便地求出零件可靠度的预测值,或者由规定的可靠度预测出零件的寿命。

(二)系统可靠性的预测

系统可靠度的计算是建立在零件可靠度的计算和了解系统中各零件之间工作关系的基础之上的。

1. 串联系统

若系统为了能正常工作,不允许系统中任一子系统失效,即如果任一子系统失效,则该系统就不能正常工作,这种系统可看成各个子系统作为链环而连接起来的一种串联系统,如图 4-17 所示。

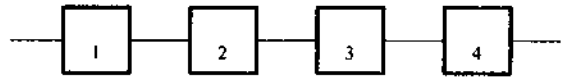


图 4-17 串联系统

例如齿轮减速器,它们之中任一零件失效,整个减速器就不能正常工作。而且认为它们之间是相互独立的,即一个单元的失效,不影响另一个单元的失效。

这种简单串联系统的可靠度 R 是组成此系统的各个子系统的可靠度的乘积,即:

$$R_c = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdots R_n = \prod_{i=1}^n R_i \quad (4-25)$$

图 4-18 表示了系统中零件的可靠度相同时,系统的可靠度与零件数量之间的关系。

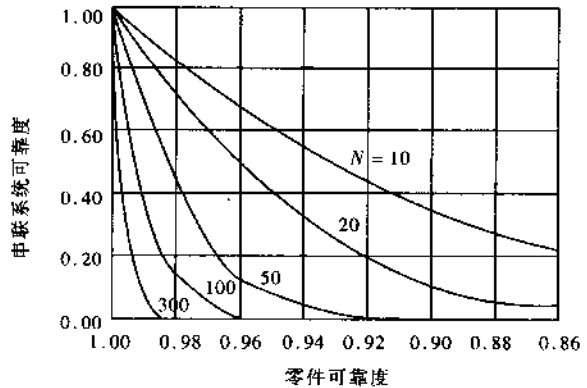


图 4-18 系统的可靠度与零件数量的关系

由上述曲线和表 4-1 的一些数值可知,随着零件可靠度的减小和零件数量的增加,系统的可靠度将迅速降低,所以为了提高系统的可靠性,就需要系统尽量简单。

表 4-1 零件串联系统的可靠度

零件可靠度	N 个零件串联系统的可靠度				
	N = 10	N = 20	N = 50	N = 100	N = 300
0.99	0.904	0.818	0.605	0.366	0.049
0.95	0.599	0.358	0.077	0.006	0.000

2. 并联系统

为了提高系统的可靠度,有时采用冗余法(又称储备法)。常用的冗余法有两类,一类为并行工作冗余法,一类为后备冗余法。前者为使用两个以上相同零件或设备来完成同一任务的方法,使得当一个失效后,其余的仍然能完成预定任务。后备冗余法是备有两个以上零件或设备作为冗余元件,仅在初始使用的系统发生故障后才使用。设计中采用何种冗余法视具体情况而定。后备冗余法需要失效检查和工作转换系统,当其极为可靠时,从理论上讲后备冗余法的可靠度高,否则以采用并行工作冗余法为宜。不同的冗余法其可靠度的算法也不同。

(1) 并行工作冗余法

① 两单元并联系统(只需一单元正常工作):图 4-19 所示为两单元并联组成的简单并联系统,假定两个单元都工作,但只需要一个单元正常工作,整个系统就能正常工作。例如在一液压系统中串联有两个单向阀来防止液体可能的倒流,如图 4-20 所示。就防止液体

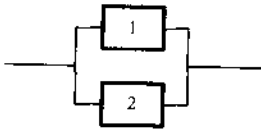


图 4-19 并联系统

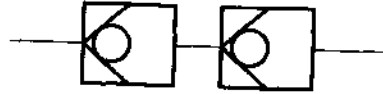


图 4-20 串联液压系统

倒流这一功能而言,只要一个单向阀正常工作,则这一功能即可实现。因此从结构上串联的两个单向阀的系统其逻辑图即为两单元并联系统。就是说只有两单元失效,系统才会失效,两单元同时失效的概率为 $(1 - R_1)(1 - R_2)$ 。故系统的可靠度为:

$$R_r = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2) = R_1 + R_2 - R_1 R_2 \quad (4-26)$$

例如,当 $R_1 = 0.9, R_2 = 0.85$ 时,系统的可靠度为:

$$R_r = 0.9 + 0.85 - 0.9 \times 0.85 = 0.985$$

由于采用了冗余法,大大提高了系统的可靠度。

② n 单元并联系统:由两单元并联系统可推广为 n 单元并联系统,失效概率为 $(1 - R_1)(1 - R_2) \cdots (1 - R_n)$,故系统的可靠度为:

$$R_r = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2) \cdots (1 - R_n) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i) \quad (4-27)$$

则各单元的可靠度同为 R 时,系统可靠度为:

$$R_r = 1 - (1 - R)^n \quad (4-28)$$

(2) 后备冗余法

如图 4-21 所示的后备冗余系统,工作时,某单元失效,则由另一单元替换。由 n 单元构成的后备冗余系统,在给定时间 t 内,直到 n 个单元中 $(n - 1)$ 个单元发生失效为止,都处于可靠状态。如设各单元的失效率均为 λ ,则系统的可靠度可按泊松分布的部分和求得:

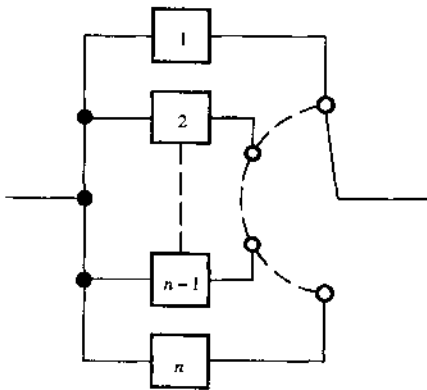


图 4-21 后备冗余系统

$$R_r = e^{-\lambda t} \left[1 + \lambda t + \frac{(\lambda t)^2}{2!} + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \dots + \frac{(\lambda t)^{n-1}}{(n-1)!} \right] \quad (4-29)$$

此式是考虑检查装置与转换装置完全可靠而得出的。

3. 串并系统

串并系统就是一种串联系统和并联系统的组合。例如一个泵和两个单向阀串联的液压系统,如图 4-22 所示,此系统的功能逻辑图如图 4-23 所示。

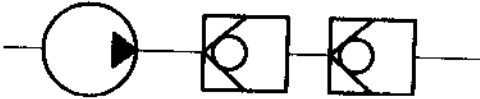


图 4-22 泵和单向阀串联系统

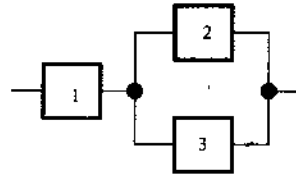


图 4-23 串并系统逻辑图

串并系统可以逐步简化为等效串联系统。在图 4-23 中,先求 2、3 并联单元子系统 S_{23} 的可靠度 $R_{23} = 1 - (1 - R_2)(1 - R_3)$,即可转化为等效串联系统如图 4-24 所示。

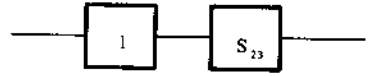


图 4-24 等效串联系统

此系统的可靠度为:

$$R_r = R_1 [1 - (1 - R_2)(1 - R_3)]$$

对图 4-25 所示的串并系统其等效串联系统如图 4-26 所示。

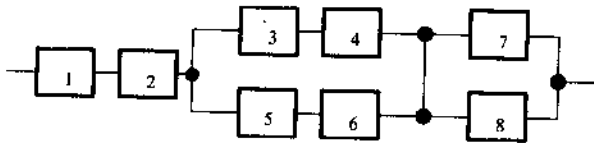


图 4-25 复杂的串并系统



图 4-26 等效串联系统

$$R_{34} = R_3 \cdot R_4$$

$$R_{56} = R_5 \cdot R_6$$

$$R_{3456} = [1 - (1 - R_{34})(1 - R_{56})]$$

$$R_{78} = [1 - (1 - R_7)(1 - R_8)]$$

故系统可靠度为:

$$\begin{aligned} R_r &= R_1 \cdot R_2 \cdot R_{3456} \cdot R_{78} \\ &= R_1 \cdot R_2 [1 - (1 - R_3 R_4)(1 - R_5 R_6)] [1 - (1 - R_7)(1 - R_8)] \end{aligned}$$

第六节 疲劳强度和断裂概念

一、概 述

自动机械的强度,就是指自动机械零件抵抗各种机械性破坏的能力。强度准则又

是设计自动机械的最基本的准则。以前在强度设计中只限于静强度的计算,而实际上,常用的自动机械构件很多是在变应力下工作的,疲劳破坏是它的主要失效方式之一。根据设计经验及所选用的材料特性,通常认为在机械构件整个工作寿命期间应力变化次数小于 10^3 的通用零件,均按静应力强度进行设计。本节主要讨论变应力强度的有关问题,即材料在循环变应力作用下其工作应力的最大值虽然小于材料的强度极限,但在零部件的高局部应力区,材料中较弱的晶粒在变应力作用下形成微裂纹,裂纹逐渐扩展导致最终的疲劳破坏。近些年来随着断裂力学的研究与发展,把传统的疲劳强度计算与断裂力学的裂纹扩展速度公式相结合,使断裂力学在自动机械构件的疲劳强度设计中得到了应用。

二、疲劳破坏和提高疲劳强度的措施

1. 疲劳破坏

疲劳破坏的过程基本上可分为三个阶段:

(1)疲劳裂纹的形成 金属材料产生裂纹一般都是首先在应力最高、强度最弱的基体上形成的。有的裂纹是在机械制造过程中形成的,如切削纹、焊口等,有的是由于机械零件的几何形状(如键槽、内圆角等)引起的应力集中所形成的疲劳裂纹源。另外,在没有宏观裂纹的光滑表面上也存在着夹杂物和基体界面开裂、纯金属和单相合金中滑移带开裂,在高温下材料也可能有晶界开裂问题。

(2)疲劳裂纹的扩展 疲劳裂纹形成后,裂纹沿着与拉应力轴约成 45° 角的最大切应力方向扩展,这是裂纹扩展的第一阶段。裂纹生长到一定的深度后,逐渐改变方向,最后沿着与拉应力轴垂直的方向生长,进入裂纹扩展的第二阶段。此阶段裂纹扩展的速度和深度都比第一阶段大得多。

(3)瞬时断裂 疲劳裂纹扩展使零件断面减小,应力增大,当应力达到材料的强度极限时,或裂纹长度之半达到材料的临界裂纹尺寸时,便发生最终的瞬时断裂。

2. 提高疲劳强度的措施

由于疲劳失效与折断对操作者具有很大的危险性,因此应从结构设计来提高构件的疲劳强度。

(1)降低应力集中 减小应力集中是提高构件疲劳强度的重要途径,为此可以改变应力集中处零件的形状(如加大圆角半径),在应力集中源附近采用卸荷结构等方法。

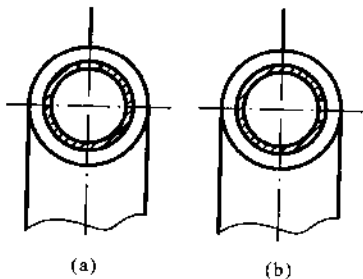


图 4-27 把应力集中源设置在应力较小的部位

可通过加大板的厚度使板的名义应力减小,或者将孔的周围局部加厚,进一步减小应力系数的办法来达到减小名义应力。

(2)改变应力集中源的位置 如图 4-27(a)所示的曲轴连杆轴颈,其上有一油孔正位于该轴所受弯曲应力最大处,会产生很大应力,此处极易破坏。可将油孔改至轴颈侧面,如图 4-27(b)所示,此处正处于受弯曲应力的中性轴部位,使其应力下降,提高了轴的疲劳强度。

(3)避免应力集中源相距过近 可将空心轴相距

很近的外表面过渡圆角和内表面凹圆槽处安排在距离较远的两个断面上,这样可以提高空心轴的疲劳强度,如图4-28所示。

(4)采用滚压、喷丸、碳化和氮化等表面处理等方法强化表面层,以提高疲劳强度。

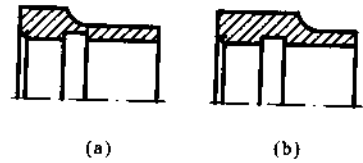


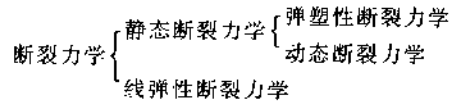
图 4-28 避免应力集中源距离过近

三、断 裂

按常规的疲劳强度理论进行设计并满足要求的机械零件和设备(如轴、梁、管道、容器等)有某些裂纹缺陷在外载荷(静载荷或变载荷)的作用下逐渐扩大,直至最后断裂,发生灾难性后果。因此人们不得不面对构件中不可避免的存在裂纹的事实,去研究裂纹所造成的应力场的变化,裂纹的扩展规律以及材料抗断裂的能力,从而发展了一门新的学科——断裂力学。

断裂力学的一个基本假设就是承认机械零件中存在着裂纹或缺陷,实质上断裂力学就是研究常有裂纹物体的固体力学。

1. 断裂力学的分类



线弹性断裂力学是建立在线弹性力学基础上的,它只适用于高强度脆性材料。而对工程中大量使用的中、低强度钢等具有较为塑性的材料并不适用。因而为了研究塑性材料的断裂问题,断裂力学产生了另一个分支——弹塑性断裂力学。用于弹塑性断裂力学的主要方法是裂纹尖端张开位移(COD——Crank Opening Displacement)法和J积分法。

与静态断裂力学相对应的动态断裂力学主要研究含裂纹结构在动态载荷作用下的断裂破坏以及静态载荷作用下裂纹的快速扩展速度。目前,自动机械中动态断裂力学研究较多的问题可以归结为两大类:①裂纹稳定而外力随时间迅速变化的动态断裂问题,如振动、冲击、波动,主要研究裂纹动态启裂;②外力恒定而裂纹快速传播的动态问题,其中主要研究裂纹的传播、止裂、分叉等问题。与静态断裂力学相比,在物理现象、数值处理及实验观测等方面都复杂得多,动态断裂力学还不成熟,许多问题有待解决。

2. 断裂的分类

断裂的性质随材料强度的大小而不同,一般认为:

(1)脆性断裂 高强度钢($\sigma_s \geq \frac{E}{150} \sim \frac{E}{160} \approx 13000 \sim 14000 \text{MPa}$,其中 E 为材料弹性模量,钢材 $E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$)断裂时塑性变形很小。

(2)半脆性断裂 中强度钢($\frac{E}{160} \geq \sigma_s \geq \frac{E}{300}$,即 $\sigma_s \approx 7000 \sim 13000 \text{MPa}$)断裂时有小规模塑性变形。

(3)塑性断裂 低强度钢($\sigma_s \leq \frac{E}{300} \sim \frac{E}{420} \approx 5000 \sim 7000 \text{MPa}$)断裂时发生大范围的塑性变形。

3. 裂纹体断裂的主要原因

- ①载荷的大小及其使物体形成的应力。
- ②裂纹的大小及裂纹的长短或深浅。

经过理论分析和试验证明,裂纹体断裂的条件与这两者所结合的一个参数即应力强度因子 K 有关。 K 值与裂纹类型、裂纹长(深)度、外载引起的应力有关。当某种材料发生脆断时的应力强度因子数值即为材料应力强度因子的极限值,称为材料的断裂韧性,用 K_c 表示。而 K_c 是由预先制造了人工裂纹的试件得出来的,是材料固有的特性参数,表示裂纹物体抵抗断裂的能力。保证裂纹体不断裂的条件是 $K < K_c$ 。

材料的 K_c 值一般由试验测定,裂纹的应力强度因子 K 值也可参照有关公式由理论计算得出。已知外载荷引起的应力,则该裂纹体能允许的最大半裂纹长度称为临界半裂纹长度。一般情况下,若实际存在的半裂纹长度小于临界半裂纹长度,则表示该裂纹体还可用,但可使用多长时间,就需要计算其裂纹扩展速度。

裂纹扩展速度是指裂纹在变应力作用下,应力每循环一次,其半裂纹长度的扩展量。其计算公式与方法很多,一般都是由试验数据经理论分析整理而得。通过裂纹扩展速度的计算,就可以估机械构件的裂纹扩展寿命。有关机械构件断裂问题的具体设计概念、计算公式与方法可参见有关专业书籍。

第五章 自动机械传动系统的设计

第一节 传动系统及其分类

一、传动系统的作用

传动系统是把原动机产生的机械能传递到执行机构上去的中间装置。一方面,传动系统要把原动机输出的功率和扭矩传递到执行机构,使之能克服生产阻力而做功;另一方面,传动系统要实现减速(有时是增速)、变速以及运动形式的改变,使执行机构能完成预定的运动。因此,传递动力和实现预期的运动是传动系统的两个基本任务,也是机械传动系统设计所需解决的主要问题。

自动机械传动系统的传动形式是多种多样的。传动形式选择的基本依据是自动机械的工作要求。自动机械根据所完成任务的不同,有各种各样的要求,如运动轨迹、工作精度、速度特性、载荷特性、行程长短等等。每一工作要求对传动形式的选择都有一定的影响,而这些影响有时不完全一致,因此,应找出决定自动机械质量指标的那些主要要求,结合其它的某些要求综合考虑,确定传动方案。传动形式选择的基本原则主要有以下几点:

- ①小功率传动应在满足工作性能的前提下选用结构简单的传动装置,尽可能降低制造成本。
- ②大功率传动应优先考虑传动的效率,节约能源,降低运转和维修费用。
- ③当机构要求变速时,若能与电动机调速比相适应,可采用定传动比传动装置;当要求变速范围大,用电动机调速不能满足要求时,应采用变速比传动。
- ④当载荷变化频繁,且可能出现过载时,应考虑增加过载保护装置。
- ⑤传动装置的选用必须与制造技术水平相适应,应尽可能选用专业厂生产的通用传动部件或元件。

二、传动系统的分类

(一)按传动比或输出速度是否有变化分

1. 固定传动比的传动系统

对于要求执行机构在某一确定的转速或速度下工作的机械,其传动系统应具有固定的传动比,组成传动系统的各个传动环节也应具有固定的传动比,这一类传动系统即为固定传动比的传动系统,或称定比传动系统。如图 1-1 所示的自动冲压机的传动系统,电动机 1 通过带传动 2-3、齿轮传动 4-5 和 7-8,带动曲柄 9 回转;再通过连杆 10 使冲头 11 实现对毛坯 13 的冲压。由于组成该传动系统的带传动和齿轮传动都具有固定的传动比,因此曲柄的转速是确定的。当毛坯不能正常送进时,控制系统将使离合器 6 脱开,这时传动系统的传动链中断,电动机仍处于运转状态,而执行机构停止动作。

定比传动系统中常采用的传动机构有齿轮、皮带、链传动及各种标准的减速器等,有时也可以采用联轴器直接传动。

2. 可调传动比的传动系统

对于要求执行机构在预定的转速或速度范围内工作的自动机械,其传动系统应具有可调的传动比。可调传动比传动分为有级变速传动和无级变速传动。

(1)有级变速传动 有级变速传动只能在一定转速范围内输出有限的若干种转速或速度。当变速级数较少或变速不频繁时,可采用交换带轮或交换齿轮传动;当变速级数较多或变速频繁时,常采用多级变速齿轮传动。图 5-1 所示的传动简图中,既包括了交换齿轮传动,也包括了多级变速齿轮传动。

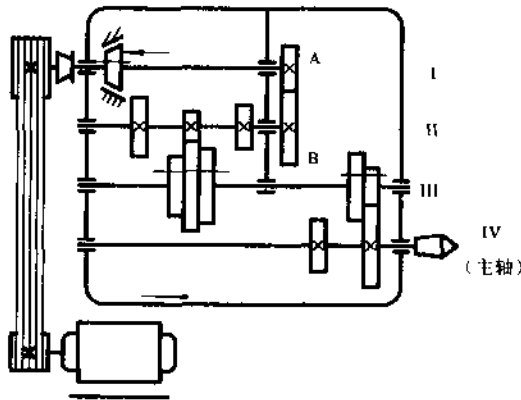


图 5-1 单独自动车床主传动系统图

有级变速传动常采用直齿圆柱齿轮变速装置,通过杠杆、拨叉移动交换齿轮或利用离合器来进行换挡,其变速范围大、尺寸小、寿命长、工作可靠、操作方便,但不能在运转中变速(用离合器换挡的除外),也难以实现自动控制。对于简单的小功率传动,可以采用带、链的塔轮装置变速。

在电力传动中,用笼型变级电动机可获得几种输出转速。

在液压传动中,可以采用有级变速的液压马达来扩大液压传动的调速范围。

(2)无级变速传动 当执行机构的转速或速度在一定范围内需要连续变化时,可采用无级变速传动。机械传动、电力传动和液压传动都能实现无级变速或无级调速。

机械无级变速传动多制成独立部件——机械无级变速器,它们结构简单,恒功率特性好,变速范围一般为 6~10,个别种类的无级变速器变速范围可达到 10 以上,如行星锥环式无级变速器的变速范围是 38.5,而滚锥-平盘无级变速器的变速范围更是高达 85。机械无级变速器维修方便,但寿命短,耐冲击力较差,通常用于响应速度要求不太高的较小功率传动。有时将机械无级变速器和笼型电动机组合成一体,称为变速电机。

电力无级调速的功率范围大,容易实现自控和遥控,而且响应速度快。在有直流电源可供利用时,采用电力无级调速十分方便。电力无级调速的恒功率特性差。

液压无级调速装置的尺寸小、重量轻,当功率和转速相同时,液压马达或液压元件的重量仅为电动机的 1/10 左右;输出转矩相同时,液压马达的转动惯量也比电动机小得多。液

压无级调速的响应速度比电力无级调速快,但受管道长短的影响较大。

气压无级调速装置多用于小功率传动和某些恶劣环境下的调速。

(二)按原动机驱动执行机构的数目分

1. 独立驱动的传动系统

在独立驱动的传动系统中,每一个原动机单独驱动一个执行机构。这种传动类型常用于以下情况:

(1)只有一个执行机构 例如图 1-1 所示的自动冲压机只有一个经机械传动的执行机构,即曲柄滑块机构。

(2)有运动不相关的多个执行机构 独立驱动的传动系统适用于结构尺寸和传递动力较大,以及各个独立的执行机构使用都比较频繁的自动机械。其优点是传动链可简化,有利于减少传动件数目和减轻机械的重量,传动装置的布局、安装、调整、维修等均较方便。例如皮革去肉机有三组运动:刀辊的切削运动、传送-送料机构的运动和磨刀装置的移动,这三组运动互不相关,都是独立的,因此它们的执行机构分别由各自的电动机单独驱动。

(3)数字控制的自动机械 各种数控自动机械和数控机床,一般都有多个执行机构。在实现复杂的运动组合或加工复杂的型面时,各个执行机构的运动必须保证严格的动作顺序和相互协调的运动关系。由于采用数字指令进行自动控制,故每个执行机构都是由各自的原动机单独驱动。

2. 集中驱动的传动系统

在集中驱动的传动系统中,由一个原动机驱动多个执行机构。这种传动类型常用于以下情况:

(1)执行机构之间有一定的传动比要求 图 5-2 所示为 SC8630 型高精度丝杠车床的传动系统图。加工高精度螺纹时,要求主轴与刀具的相对运动保持十分精确的传动比关系,即主轴每转一转,刀架的移动距离为工件的螺旋导程 P_z 。这是由进给传动链保证的。该传动链的传动关系式为

$$1 \times \frac{z_A}{z_B} \cdot \frac{z_C}{z_D} P = P_z$$

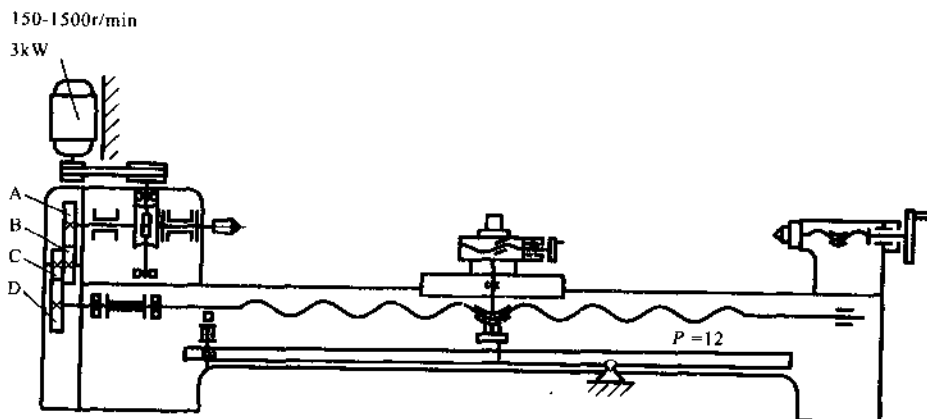


图 5-2 SC8630 高精度丝杠车床传动系统图

式中 P ——丝杠的螺距;

z_A, z_B, z_C, z_D ——分别为交换挂轮 A、B、C、D 的齿数。

当工件的导程 P_z 改变时,需调整交换挂轮的齿数。

(2)执行机构之间有动作的顺序要求 在自动机械上,各个执行机构的动作之间都有严格的时间和空间联系。通常是用安装在分配轴上的一系列凸轮来操作和控制各个执行构件的运动,分配轴每转一转完成一个工作循环,各个执行机构从动件的动作顺序均由各自的凸轮曲线保证。因此,自动机械的执行机构虽然较多,但常采用一个原动机集中驱动。

图 5-3 所示为电阻压帽自动机的传动系统图。该机属单工位自动机械,其工作过程如下:电动机 1 经带式无级变速机构 2 及蜗杆蜗轮传动 11-10 驱动分配轴 3,使凸轮机构 4、5、6 和 9 一起运动。其中凸轮机构 5 将电阻坯件 8 送到压帽工位,凸轮机构 6 将电阻坯件夹

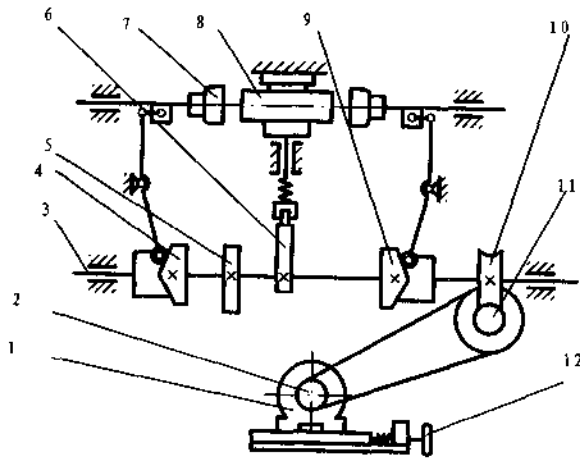


图 5-3 电阻自动压帽机传动系统图

- 1—电动机 2—带式无级变速机构 3—分配轴 4—压帽机构凸轮(左)
5—电阻送料机构凸轮 6—夹紧机构凸轮 7—电阻帽 8—电阻坯件
9—压帽机构凸轮(右) 10—蜗轮 11—蜗杆 12—手轮

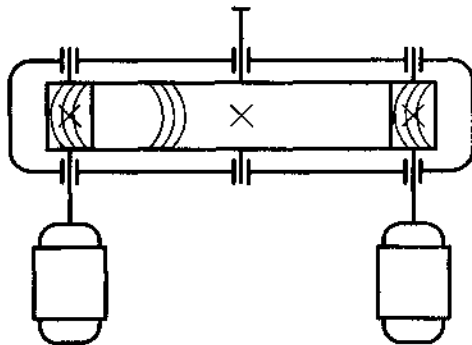


图 5-4 双输入轴圆弧齿轮减速器示意图

紧,凸轮机构 4 和 9 分别将两端电阻帽 7 压在电阻坯件上。然后各凸轮机构先后进入返回行程,将压好电阻帽的电阻卸下,并送进新的电阻坯件,再进入下一个工作循环。调节手轮 12 可使分配轴的转速在一定范围内连续改变,以获得最佳的生产质量。

(3)各执行机构的运动相互独立 当执行机构的转速没有严格的传动比联系时,也可采用一个原动机驱动。这类传动系统可以减少原动机数日,节省能源,对于中小型自动机械,可以简化传动系统。

3. 联合驱动的传动系统

由两个或多个原动机经各自的传动链联合驱动一个执行机构的传动系统,主要用于低速、重载、大功率、执行机构少而惯性大的机械。如图 5-4 所示的双输入轴圆弧齿轮减速器为用于功率大于 1000kW 的矿井提升机的主减速器,系由两个电动机联合驱动。

联合驱动的优点是可以使机械的工作负载由多台原动机分担,每台原动机的负载减小,因而使传动件的尺寸减小,整机的重量减轻。

第二节 自动机械的原始运动参数和运动原理图

自动机械的传动系统是由一个或若干个传动链组成的,通过各个传动链将原动机的运动转变为执行机构所需要的运动。在拟定了传动方案并着手进行传动链的设计时,就应确定出执行构件(传动链末端)和原动机(传动链起始端)的运动参数,这些运动参数是设计自动机械的原始运动参数。

一、执行构件的运动参数

不同的运动形式有不同的运动参数。在执行构件的运动形式中,最常见的有回转运动和直线运动两种。各种复杂的运动常常可以分解成上述两种简单的运动形式。

1. 回转运动

回转运动又可分为连续回转运动和间歇回转运动。

(1)连续回转运动 许多自动机械的主轴都做连续回转运动。为了减少动载荷,都要求做匀速回转运动。至于转速的大小,则根据生产率和工作要求而定。

(2)间歇回转运动 这种运动常用作分度运动或转位运动。间歇作用型的转盘式多工位自动机械,其运动时间和停歇时间是由循环图决定的。

2. 直线运动

自动机械的各种直线运动机构,其运动参数有行程的长度、行程速比系数及单位时间往返次数等。在确定行程速比系数时,既应考虑节省空回行程的时间以提高生产率,又应使回程时的动载荷不致过大。

二、原动机的运动参数

原动机的运动形式比较简单。例如,当原动机是电动机或旋转式液压、气动马达时,原动机输出回转运动;当原动机是往复式油缸或气缸时,原动机输出往复直线运动。现代机械中,多使用作回转运动的原动机。又因电动机具有结构简单、价格便宜、效率高、控制使用方便等优点,所以应用最广。下面简单介绍电动机转速的选择问题。

当执行构件的运动参数确定以后,就应进行原动机的选择,确定原动机的运动参数。通常使用的异步电动机分为 2 极、4 极、6 极、8 极和 10 极五种,其同步转速分别为 3000 r/min、1500r/min、1000 r/min、750 r/min 和 600 r/min。转速越高,电动机的极数越少,当输出同样功率时,尺寸和重量就越小,价格也越低。电动机在整个机器的总造价中占有一定的比重,所以从这个角度考虑,一般应尽量选用转速较高的电动机。当执行构件的转速或速度较高时,选用高转速电动机还能够缩短传动链,并提高其机械效率。但如果执行构件的转速或速度很低,则选用高转速电动机时,虽然电动机的投资费用减少了,但由于传动系统总的传动

比增大,传动链长了,传动系统的成本会提高很多,因而并不经济,同时,机械效率也会降低。这时,应从电动机和传动系统的总费用、传动系统的复杂程度及其机械效率等各个方面综合地进行考虑,恰当地确定电动机的转速。

在执行构件和原动机的运动参数确定以后,就可以计算出传动链的总传动比。自动机械的原始运动参数和传动链的总传动比是选择机构、进行机构组合设计所必须具备的数据。

三、运动原理图

在分析了执行构件的运动以后,就要考虑采用什么样的传动链来保证所需的运动。通常,传动链中包括各种传动机构,如带传动、定比齿轮副、齿轮齿条、蜗杆蜗轮、滑移齿轮变速机构、交换齿轮或挂轮架以及电力的、液压的、机械的无级变速机构等。从分配轴到各执行构件的传动链,大部分是连杆机构、凸轮机构及各种组合机构。在传动系统运动方案设计中,既包括传动机构的选择,也包括应用怎样的传动链来保证所需的运动。作为第一步,首先要考虑采用什么样的传动路线,然后再考虑具体机构的选用,以便有步骤地解决传动设计问题。

在考虑传动路线时,可以先撇开具体机构,把上述各种传动机构按传动比是固定的还是可调的分为两类。固定传动比的传动机构简称定比机构,如定比齿轮副、蜗杆蜗轮等;可调传动比的传动机构简称变比机构,如挂轮架、变速箱、无级变速机构等。用一些简明的符号把传动路线和运动原理表示出来,就是运动原理图。图 5-5 所示为普通车床的运动原理图。

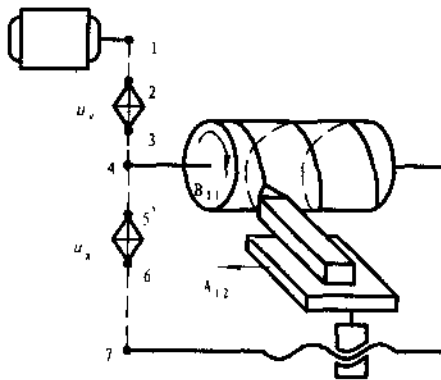


图 5-5 普通车床运动原理图

图中虚线代表定比传动,菱形块代表变比机构。车刀切削工件时与工件的相对运动为螺旋运动,是由工件的旋转和刀具的进给两个简单运动复合而成的。这两个简单运动之间是通过 4-5 和 6-7 间的定比传动(如定比齿轮)、变比机构 u_x (如挂轮架)以及丝杠螺母副联系起来。变比机构 u_x 用来调整走刀速度。这条传动链联系复合运动的两个部分,是复合运动内部的联系,称为内联传动链。整个复合运动还应与电动机相联系,这是通过 1-2、3-4 之间的定比传动和变比机构 u_v 实现的。这条传递链将执行机构与电动机相联系,是运动与外部(原动机)的联系,称为外联传动链。

动链。

图 5-6 为单轴自动车床的运动原理图, u_1 和 u_2 是变比机构,可以变换传动比,使轴实现所要求的转速,或使分配轴实现所要求的工作行程和空行程。通常分配轴每转一周完成一个工件的加工。 u_1 和 u_2 均处在外联传动链;从分配轴到各执行构件,都可以看做内联传动链。各执行构件的运动,都由分配轴控制,各执行构件之间的运动,都是复合运动。

从以上分析可以看出:

①运动原理图是表示自动机械执行机构的运动和运动联系的概括形式。它是分析现有

自动机械和设计新的自动机械的工具。运动原理图拟定的是否合理,将对所设计的自动机械有很大的影响。

②每一个运动,不论是简单运动还是复合运动,必须有一条外联传动链。

③只有复合运动才有内联传动链。如果一个复合运动分解为两个部分,则有一条内联传动链;如果分解为三个部分,则有两条内联传动链,依此类推。

④内联传动链决定对工件的加工质量,所以不能用传动比不准确的传动副和摩擦传动副(例如链、带传动和摩擦无级变速器等)、液压传动等。外联传动链则没有这种要求。传动比的误差对所加工的工件质量不会有什么影响,因此可以用传动比不准确的传动副;变比机构也可以用分级变速的变速箱或传动比不太准确的无级变速机构。

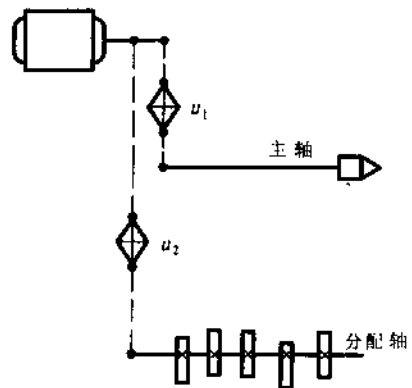


图 5-6 单轴自动车床运动原理图

四、外联传动链与内联传动链设计的侧重点

1. 外联传动链

如前所述,外联传动链用来联系原动机和自动机械的主轴或分配轴,它的功能是:

- ①把一定的动力从原动机传递给执行机构;
- ②保证执行机构一定的转速或速度和一定的调速范围;
- ③能够方便地进行运动的启动、停止、换向和制动。

因此,设计外联传动链是主要考虑保证要求的转速或速度以及传递的功率。

2. 内联传动链

内联传动链联系复合运动的两个部分,它的功能是:

- ①进行运动和动力的传递,并实现运动形式的改变;
- ②保证运动与运动之间严格的速比,完成运动之间的协调配合。

因此,内联传动链设计中考虑的重点与外联传动链是不同的,设计内联传动链时主要考虑保证传动精度。

第三节 传动系统的设计要点

一、定比传动机构

定比传动机构是传动系统的基本组成部分,其作用是将原动机输出的转速降低(或提高),并将其转矩提高(或降低),以适应执行机构的需要。

自动机械对其定比传动机构的要求是:传递足够的功率和转矩,并具有较高的传动效率;体积小、重量轻;噪声在允许的范围内;结构简单,制造、装配和维修的工艺性好;润滑和密封良好,防止出现“三漏”(漏油、漏气、漏水)现象。

在定比传动的各种形式中,齿轮传动的效率较高,但与其制造、安装精度和润滑情况有

关;行星齿轮传动的效率与其机构形式有关,即使传动比相同,效率差别也很大;现代高强度平型带——强力锦纶带传动的效率已能接近甚至超过齿轮传动的效率;V带的效率稍低,但因其简单、方便和可靠,在中、小功率传动中应用很广。

单级传动不能满足传动比要求时,可采用多级传动,但效率相应降低。然而某些传动类型,其单级并不一定比另一类型的多级传动的效率高,例如单级蜗杆蜗轮传动的效率就常常低于传动比相同的多级齿轮传动。

在采用多级传动的系统中,在将总降速比分配给各个定比传动副时,应符合降速传动比“前小后大”的原则,即前级(接近原动机处)传动比要小于后级(接近执行机构处)传动比。这是因为传动件的尺寸决定于它们所传递的转矩,当传递功率一定时,传动件的转速越高,其传递的转矩越小,传动件的结构尺寸也越小。在传动比分配上采用“前小后大”的原则,有利于减小中间传动轴及轴上各传动件的结构尺寸。

对于大传动比的传动,可采用行星齿轮传动,其外廓尺寸小、重量轻、效率高、能传递大功率。但这类传动制造精度要求较高,零件较多,装配也较复杂。谐波传动、摆线针轮传动和渐开线少齿差传动所能传递的功率较小。

选择定比传动形式时还应考虑布置上的要求。当传动要求尺寸紧凑时,优先采用齿轮传动;当主、从动轴平行时,可以选用带、链或圆柱齿轮传动;主、从动轴间距离很大,或主动轴需同时驱动多根距离较大的平行轴时,则可选用带传动或链传动;要求主、从动轴在同一轴线上,可采用二级、多级齿轮传动或行星齿轮传动;主、从动轴相交时,可采用圆锥齿轮或圆锥摩擦轮传动;两轴交错时,可采用蜗杆蜗轮传动或螺旋齿轮传动。

二、机械无级变速器的设计要点

(一)机械无级变速器的用途

无级变速装置主要用于下列场合:

(1)工艺参数多变的机器 通用机床因工件和刀具的材料、尺寸及切削性能的不同,需要具有连续的变速功能,以便按不同的工艺参数选择合理的工艺速度。又如搅拌机、反应槽等,应按物料的黏度和反应速度的不同而改变搅拌轴的转速,以获得最高的搅拌效率。

(2)要求转速连续变化的机器 如浆纱机、薄膜片制造机、连续水洗机以及各种卷绕机械(绕纸、线、布等),要求以恒定的线速度保证恒张力,以提高产品质量。

(3)探求机器最佳的工作速度 在新产品试制过程中,经常会遇到最佳工艺速度无法从理论上确定的情况。这时在生产设备中设置一无级变速传动装置,便可以用试验的方法确定最佳工作速度。此外,各种试验设备往往都配有无级变速器。

(4)协调几台机器或一台机器的传动系统中几个运转单元之间的运转速度 例如塑料挤出机、压延机等机组的前后压辊的驱动装置之间的速度,就是用无级变速器来进行协调,以适应温度与厚度的变化。

(5)缓速启动和便于越过共振区 对于具有大惯性和带负载启动的机器,采用无级变速传动后,可以在很低的转速下启动,在带负载的情况下逐渐连续地提高转速,以避免过大惯性负载,而且可采用功率较小的原动机。对于可能发生较大振动甚至共振的机器,可以在运转过程中通过无级变速器的调速使其离开共振区,以避免过大的动载荷。

在有振动和冲击、带负载启动以及负载条件恶劣的情况下,还可用液力耦合器、液力变

矩器等液力传动类型的无级变速装置。它们的主、从动轴之间没有刚性的联系,可以吸收振动和冲击,其中液力耦合器还具有自适应性,即输出转速自动与负载转矩成反比变化。

由此可见,采用无级变速传动,有利于简化变速传动方案,提高生产率和产品质量,合理利用动力和节约能源,便于实现遥控和自动控制,同时也减轻了操作人员的劳动强度。

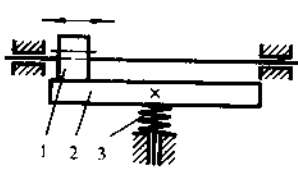
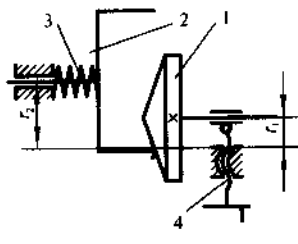
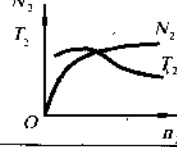
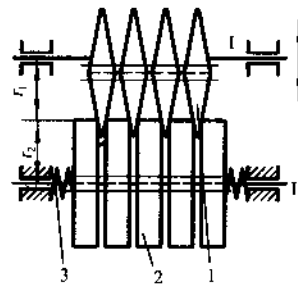
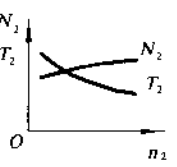
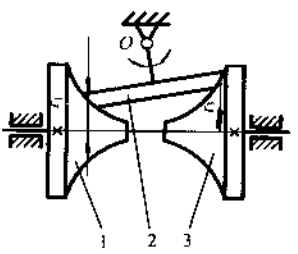
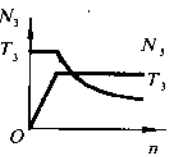
表 5-1 中简要地介绍了一些常用的机械无级变速器的主要形式和工作性能。

(二)机械无级变速器的基本性能

1. 滑动率

大多数的机械无级变速器属于摩擦传动。由于摩擦传动中弹性滑动和几何滑动的存在,从动轮的实际转速 n_2 将低于其理论转速 n_{02} ,这种由滑动所引起的速度相对降低率称为滑动率,又称滑差率、转差率或丢转率,用 ϵ 表示:

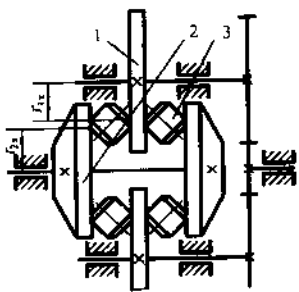
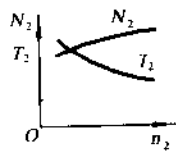
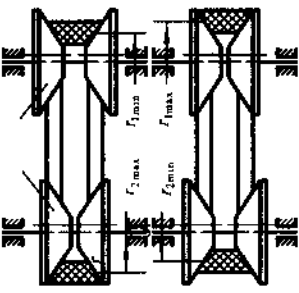
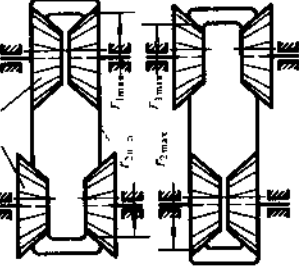
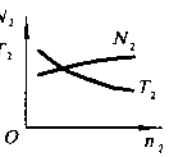
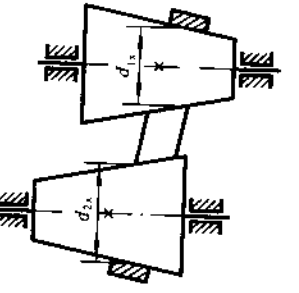
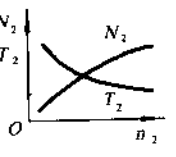
表 5-1 常用机械无级变速器的工作原理及主要性能

形式	传动简图	工作原理	主要性能	优缺点及适用场合
滚子-平盘式		滚子 1 与平盘 2 靠弹簧 3 压紧,依靠摩擦力传动,移动滚子 1 即可实现无级变速	变速范围 $R_b \leq 4$, 传递功率 $N \leq 4\text{kW}$, 圆周速度 $v \leq 10\text{m/s}$, 效率 $\eta = 0.8 - 0.85$	结构简单,制造方便,但几何滑动大,磨损大。应用于传递功率不大处,如仪表机构及某些自动机械中
锥轮-端面盘式		锥轮 1 与端面盘 2 在弹簧 3 作用下互相压紧,靠摩擦力传动,螺杆 4 可调节锥轮 1 的位置,使 r_1 改变以实现变速,其传动比 $i_{12} = \frac{r_2}{r_1}$	$R_b \leq 10$ $N \leq 7.5\text{kW}$ $v \leq 15\text{m/s}$ $\eta = 0.5 - 0.92$ 	结构简单,传动平稳,几何滑动较大。在仪表车床、外圆磨床及食品机械上有应用
多盘式		主动锥盘 1、从动 T 形盘 2 分别用花键与轴 I、II 连接,在弹簧 3 作用下互相压紧。调整轴 I、II 间的中心距时,可改变主动锥盘 1 的接触半径 r_1 ,以实现变速,其传动比 $i_{12} = \frac{r_2}{r_1}$	$R_b \leq 3 - 6$ (单级) $R_b \leq 10 - 12$ (双级) $N = 0.2 - 150\text{kW}$ $\eta = 0.85$ 	传动功率大,磨损小,寿命长,但制造困难,变速范围小,常与齿轮或摆线针轮传动联用,用于造纸机械、搅拌机机械等
弧锥-环盘式		主动弧锥盘 1 回转时,可通过环盘 2 带动从动弧锥盘 3 回转。当环盘 2 绕 O 点转动时,就改变了两弧锥盘的传动半径,以实现无级变速,其传动比 $i_{13} = \frac{r_3}{r_1}$	$R_b \leq 6 - 10$ $N \leq 40\text{kW}$ $\eta = 0.9 - 0.92$ 	传动平稳,相对滑动小,效率高,但制造较困难,用于机床、拉丝机等

续表

形式	传动简图	工作原理	主要性能	优缺点及适用场合
钢球—外锥轮式		<p>用3~6个钢球3紧压在主动盘1和从动盘2上,钢球3可在轴4上自由转动,当改变轴4的倾角时,即改变了传动半径 r_1、r_2,实现了无级变速,传动比</p> $i_{12} = \frac{r_1}{r_2}$	<p>$R_b \leq 9$ $N \leq 0.2 \sim 11 \text{ kW}$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$</p>	<p>结构较简单,传动平稳,相对滑动小,体积小。有加压机构时为恒功率传动,但钢球加工精度要求高。应用较多,用于机床、电影机械等</p>
钢球—内锥轮式		<p>主动内锥轮1通过钢球2传递运动至从动内锥轮3,改变钢球2的回转轴4时,即可实现无级变速。导向轮4紧压在钢球2上,当改变导向轮4的轴线倾斜角时,即可改变钢球2的回转轴4位置。其传动比</p> $i_{13} = \frac{r_3}{r_1}$	<p>$R_b \leq 10 \sim 12$ $N \leq 0.2 \sim 5 \text{ kW}$ $v \leq 15 \text{ m/s}$ $\eta = 0.85 \sim 0.9$</p>	<p>传动平稳,相对滑动小,但结构复杂,制造困难,用于机床、钟表机械、转速表等</p>
菱锥—锥轮式		<p>用5~6个菱锥4紧压在主、从动盘1、2之间,菱锥回转轴3装在支架5上。当水平移动支架5时,即改变了传动半径 r_1、r_2,以实现无级变速,其传动比</p> $i_{12} = \frac{r_1 \cdot R_2}{R_1 \cdot r_2}$	<p>$R_b \leq 12 \sim 17$ $N \leq 88 \text{ kW}$ $v \leq 15 \text{ m/s}$ $\eta = 0.8 \sim 0.93$</p>	<p>结构较简单,变速范围大,调速轻便,传动平稳,基本上为恒功率传动,但菱锥与支架要求加工精度高。用于化工机械、工程机械、机床的主传动等</p>
行星锥环式		<p>行星菱锥3与主、从动盘1、2及外环5相接触并压紧,故主动锥1转动时,行星菱锥3即沿外环5滚动,并带动保持架4及从动盘2回转。当移动外环5时,可改变摩擦半径 r_{3x},从而实现无级变速,其传动比</p> $i_{12} = \frac{r_{3x} + r_3 \cdot R_5 / R_1}{r_{3x} - r_3 \cdot R_5 / R_2}$	<p>$R_b \leq 38.5$ $N \leq 3 \text{ kW}$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$</p>	<p>体积小,调速范围广,传动平稳,基本属于恒扭矩传动。用于机床、变速电机等</p>

续表

形式	传动简图	工作原理	主要性能	优缺点及适用场合
滚锥—平盘式		<p>滚轮 3 紧压在主、从动平盘 1、2 之间, 靠摩擦力传动。当滚轮 3 上下移动时, 改变了接触半径 r_{1x}、r_{2x}, 从而实现了无级变速, 其传动比</p> $i_{12} = \frac{r_{2x}}{r_{1x}}$	<p>$R_b \leq 85$ $N \leq 26.5 \sim 104 \text{ kW}$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$</p> 	<p>结构紧凑, 体积小, 可传递较大功率, 寿命长, 维修方便。用于机床主传动、化工机械、印染机械等</p>
宽 V 带式		<p>主动轮 1、从动轮 2 均由两个可分离的锥轮组成, 以 V 带传动。当主动轮 1 分开、从动轮 2 靠拢时, 传动比为</p> $i_{12} = \frac{r_{2\max}}{r_{1\min}}$ <p>为减速传动。当主动轮 1 靠拢、从动轮 2 分开时, 传动比为</p> $i_{12} = \frac{r_{2\min}}{r_{1\max}}$ <p>为增速传动</p>	<p>$R_b \leq 3 \sim 6$ $N \leq 55 \text{ kW}$ $v \leq 25 \text{ m/s}$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$</p> <p>其机械特性视加压弹簧位置而异, 弹簧在主动轴上时, 为近似恒功率传动; 在从动轮上时, 为近似恒扭矩传动</p>	<p>结构简单, 加工精度要求较低, 但尺寸大, V 带寿命短。用于机床、印刷机械、轻工自动机械等</p>
齿链式		<p>在主动锥轮 1、从动锥轮 2 的锥面上均开了辐射状齿槽, 可允许齿链滑片在运转中自由嵌入以实现传动。当锥轮分开或靠拢时, 即可实现无级变速</p>	<p>$R_b \leq 3 \sim 6$ $N = 1 \sim 20 \text{ kW}$ $v \leq 5 \sim 9 \text{ m/s}$ $\eta = 0.84 \sim 0.96$</p> 	<p>为啮合传动, 故工作可靠, 不会打滑, 但其具有链传动瞬时传动比不恒定的缺点。用于化工机械、机床、纺织机械等</p>
长锥—钢环式		<p>钢环 3 紧套于主动锥轮 1 与从动锥轮 2 上, 靠摩擦力传动。当钢环 3 移动位置时, 即改变了传动半径, 从而实现了无级变速, 其传动比</p> $i_{12} = \frac{d_{2x}}{d_{1x}}$	<p>$R_b \leq 4$ $N \leq 0.1 \sim 3.7 \text{ kW}$ $\eta = 0.85$</p> 	<p>结构简单, 可以自动调节压紧力, 但调速范围较小。用于机床、纺织机械等</p>

$$\varepsilon = \frac{n_{02} - n_2}{n_{02}} = 1 - \frac{n_2}{n_{02}} \quad (5-1a)$$

考虑到无滑动时有 $i^* = n_1/n_{02}$, 而实际传动比则为 $i = n_1/n_2$, 并假定 n_1 为定值, 则

$$\epsilon = 1 - \frac{n_2}{n_{02}} = 1 - \frac{\frac{n_1}{i}}{\frac{n_1}{i^*}} = 1 - \frac{i^*}{i} \quad (5-1b)$$

滑动率是随工作载荷、输出转速、摩擦元件的形状、材料和润滑条件等而变化的,其大小可由试验测定。滑动率的许用值 $[\epsilon]$ 通常规定如下:一般无级变速器, $[\epsilon] < 3\% \sim 5\%$;行星式及差动式无级变速器, $[\epsilon] < 7\% \sim 10\%$ 。滑动率的大小主要由几何滑动决定,弹性滑动则影响很小,可略去不计。

2. 传动比与变速范围

机械无级变速器传动比的定义与一般的轮系相同,均为主动轴的转速 n_1 与从动轴的转速 n_2 之比,其通式为

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (5-2)$$

与一般的轮系类似,无级变速器的传动比也可以用有关传动件的几何尺寸之间的比值表示,只是某些传动件的几何尺寸是可以调节的,故传动比为一变值。通过传动件的几何尺寸表示无级变速器的传动比时,无级变速器的型式不同,表达式也不同。以在轻工业自动机械中常见的宽 V 带式无级变速器为例,设其主、从动轮的工作半径分别为 r_1 和 r_2 ,则这种无级变速器的传动比可表示为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1(1-\epsilon)} \quad (5-3)$$

当主动轮的工作半径为最大值 r_{1max} ,而从动轮的工作半径为最小值 r_{2min} 时,从动轴取得最高输出转速

$$n_{2max} = \frac{r_{1max}(1-\epsilon)}{r_{2min}} n_1$$

这时,无级变速器的传动比取得最小值

$$i_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}} = \frac{r_{2min}}{r_{1max}(1-\epsilon)} \quad (5-4)$$

反之,当主动轮的工作半径为最小值 r_{1min} ,而从动轮的工作半径为最大值 r_{2max} 时,从动轴取得最低输出转速,而无级变速器的传动比取得最大值

$$n_{2min} = \frac{r_{1min}(1-\epsilon)}{r_{2max}} n_1$$

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2min}} = \frac{r_{2max}}{r_{1min}(1-\epsilon)} \quad (5-5)$$

机械无级变速器最大传动比与最小传动比之间的比值,或其从动轴的最高输出转速与最低输出转速之比,叫做变速范围,用 R_b 表示

$$R_b = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} \quad (5-6)$$

R_b 的大小代表了无级变速器的变速能力,是表征变速器性能的一个重要参数。变速范围 R_b 也通过传动件的几何尺寸表示,如宽 V 带式无级变速器的变速范围可表示为

$$R_b = \frac{r_{1max} r_{2max}}{r_{1min} r_{2min}} \quad (5-7)$$

3. 机械特性

无级变速器在输入转速 n_1 一定的情况下,其输出轴上的转矩 T_2 或功率 N_2 与转速 n_2 的关系称为机械特性。它常以 n_2 为横坐标, T_2 或 N_2 为纵坐标的平面曲线 $T_2 = T(n_2)$ 或 $N_2 = N(n_2)$ 来表示。

在图 5-7 中,曲线 $T_2 = T(n_2)$ 上任一点 A 处的切线斜率的负值,称为传动的机械特性在该工况时的刚度系数,或传动刚度,用 k 表示

$$k = - \frac{dT_2}{dn_2} = \operatorname{tg} \alpha$$

由上式可见,传动刚度 k 也就是输出转矩 T_2 对输出转速 n_2 的变化率。若特性曲线上各点的刚度系数很大,则外界负载转矩的变化对输出转速的影响较小,这种机械特性相对来说较“硬”。相反,如果特性曲线上各点的刚度系数很小,则外界负载转矩的很小变动,都足以引起输出转速的巨大变动,这种机械特性就很“软”。

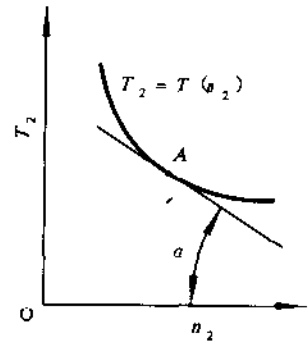


图 5-7 机械特性及刚度系数

机械无级变速器的机械特性,大致可以归纳为下列三种:

(1)恒功率特性 如图 5-8(a)所示,其特性是传动中输出功率 N_2 保持不变,即

$$N_2 = CT_2 n_2 = \text{常量}$$

式中 C ——有关常数。

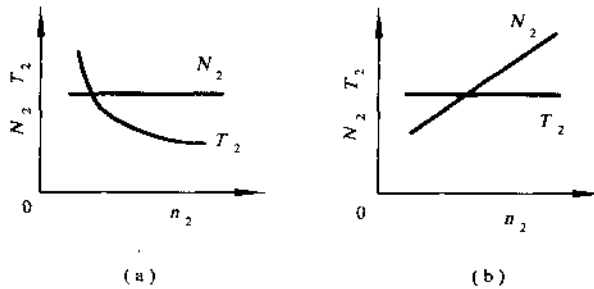


图 5-8 无级变速器机械特性曲线
(a)恒功率特性 (b)恒转矩特性

例如表 5-1 中的滚子-平盘式无级变速器,其主动件滚子与从动件平盘之间的压紧力 Q 在工作中恒定不变,在不考虑滑动率 ϵ 的情况下,滚子与平盘在节点处的圆周速度 v 相同且为常数(因滚子半径一定),此时输出功率 N_2 亦为常数($N_2 = fQv$),而输出转矩 T_2 则随转速 n_2 的降低而增大。

在恒功率特性曲线中,输出转矩 T_2 与输出转速 n_2 呈双曲线关系,有“硬”的机械特性。特别是在低转速运转时,载荷的变化对转速的影响很小,工作中有很高的稳定性,能充分利用原动机的全部功率。这种机械特性的经济性好。

(2)恒转矩特性 如图 5-8(b)所示,其特性是传动中输出转矩 T_2 保持不变。

例如表 5-4 中的锥轮一端而盘式无级变速器,从动轮工作半径 r_2 为常数,如压紧力 Q 保持不变,且不考虑滑动率 ϵ 的影响,则输出转矩 T_2 保持恒定($T_2 = fQr_2$),而输出功率 N_2

则随转速 n_2 的降低而减小。

在恒转矩特性曲线中,输出功率 N_2 与输出转速 n_2 成正比变化,这种机械特性符合机床进给机构及某些干燥器等设备的使用要求。恒转矩特性的传动刚度 $k=0$,只要负载转矩大于其输出转矩,输出转速立即下降,甚至引起打滑和运转中断,不能充分利用原动机的输入功率。

必须说明,很多机器并不要求转矩恒定,而是希望获得功率恒定的机械特性,故在锥轮一端面盘式无级变速器中采用了一种压紧力可变装置,使压紧力可随载荷的增减而改变,从而获得近似功率恒定的特性。由此可见,在一般无级变速器中,即使主、从动件的工作半径均为变数,亦可用调节压紧力的方法,获得在一定转速范围内近似恒功率或近似恒转矩的机械特性,以满足工作需要。

(3)变功率、变转矩特性 无级变速器的输出转速随其负载转矩和功率的变化而变化,这在某些类型的变速器(如长锥—钢环式)中是很难避免的情况,不过有的机械又恰有这种特殊需要,例如某些液体搅拌器,就希望输出转矩 T_2 、输出功率 N_2 均可随输出转速 n_2 的增高而增大。

变功率、变转矩特性的无级变速器,其输出转矩 T_2 和输出功率 N_2 随输出转速 n_2 的变化规律复杂多样,虽然可以计算出来,但通常还是通过试验的方法来确定。

(三)无级变速传动链的设计原则

设计无级变速传动链时,应遵循下述原则:

①若无级变速器的机械特性和变速范围都符合传动链的要求,则可直接应用或与若干级定比传动副联合使用。

②若无级变速器的机械特性符合传动链的要求,但变速范围较小,不能满足需要,则可将有级变速机构(如交换齿轮、滑移齿轮等)与无级变速器串联,以扩大其变速范围。无级变速器与有级变速机构串联使用后,应能保证在全部变速范围内实现连续的无级变速。

设自动机械传动系统的变速范围为 R ,串联的有级变速机构的变速范围为 R_y ,则

$$R = R_b R_y$$

或

$$R_y = \frac{R}{R_b}$$

通常,无级变速器在传动系统中作为基本组,置于传动链的高速端。为了得到连续的无级变速,必须使扩大组(串联的有级变速机构)的公比 ϕ 应等于无级变速器的变速范围 R_b ,如图 5-9(a)所示,即

$$\phi = R_b$$

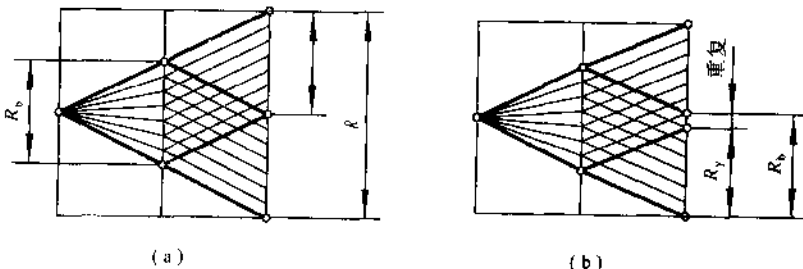


图 5-9 无级变速转速图

实际上由于机械无级变速器滑动率的存在,往往得不到理论的变速范围 R_b ,这样就可

能出现转速间断的现象,因此,应使有级变速机构的公比 ϕ 略小于 R_b ,一般取 $\phi = (0.94 \sim 0.96) R_b$,使转速之间有一段重复,如图 5-9(b)所示。当传递载荷较大,及有较大动载和振动时,摩擦式机械无级变速器的滑动率也增大,此时应使 ϕ 与 R_b 的差值增大。

③若机械无级变速器的机械特性不符合传动链的要求,则不宜采用,应另选或重新设计无级变速机构,或改用电力无级调速及流体无级变速传动。

第四节 内联传动链常见机构的传动精度

一、概 述

前已述及,内联传动链主要是从保证传动精度的原则进行设计的。它和自动机械执行件的运动关系与循环图有关,受分配轴的控制。从这个意义来理解,影响自动机械内联传动链的因素是较多的,因此应对组成自动机械内联传动链的机构精度进行分析。

1. 机构传动误差

绝对精确地实现预期运动的机构称为理想机构。一般具有误差因素,只能近似实现预期运动的机构则称为实际机构。

当实际机构与相应的理想机构的主动件处在相同位置时,两者从动件的位置之差称为机构的原始位置误差;当实际机构与理想机构的主动件的位移相同时,两者从动件的位移之差称为机构的位移误差。

另外,由于机构主动件的输入误差 $\Delta\theta$ 所引起的从动件的位置误差称为机构的附加位置误差,以 $\Delta\phi_0$ 表示。

机构的原始位置误差、附加位置误差和机构的位移误差统称为机构的传动误差。

图 5-10 所示的曲柄滑块机构中,用实线和虚线分别表示实际机构 ABC 和理想机构 AB_0C_0 的两个位置。如以 Δx 和 $\Delta x'$ 分别表示相应这两个位置时的机构的原始位置误差, ΔS 为主动件角位移 $(\theta - \theta')$ 时的机构的位移误差; Δv 和 Δa 分别为机构的速度误差和加速度误差,则

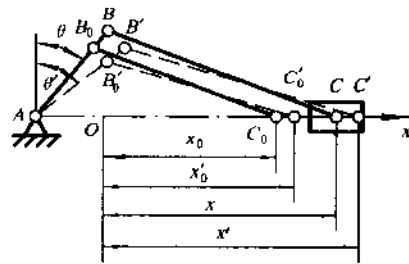


图 5-10 机构的原始位置误差和位移误差

$$\Delta x = C_0C = x - x_0$$

$$\Delta x' = C_0'C' = x' - x_0'$$

$$\Delta S = C_0'C' - C_0C = \Delta x' - \Delta x$$

$$\Delta v = \frac{d}{dt}(\Delta S)$$

$$\Delta a = \frac{d}{dt}(\Delta v) = \frac{d^2}{dt^2}(\Delta S)$$

2. 机器零件、构件的原始误差

能引起机构传动误差的机器零件、构件在制造和装配方面的各种误差均称为机构的原

始误差。主要的原始误差有:

- ①尺寸误差,如构件长度尺寸、中心距以及角度的误差等;
- ②形状误差,如凸轮轮廓形状误差、齿轮齿形误差等;
- ③偏心距误差;
- ④运动副轴线的偏斜;
- ⑤运动副的间隙。

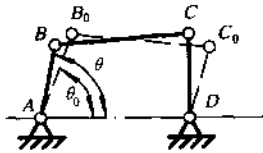
根据原始误差产生的原因和出现的规律及特点,原始误差分为系统误差和随机误差。对于任何一个具体的机构而言,其零件和构件的原始误差均为确定的数值,由其引起的机构传动误差按照一定的规律变化或为常数,称为系统误差;对于用同一设计图纸制造的一批机构而言,其零件和构件的原始误差乃是处于公差范围内的随机变量,由其所引起的机构传动误差亦为随机变量,称为随机误差。

根据表达原始误差所需参数的多少,原始误差又分为标量误差和向量误差。例如构件长度误差就属于标量误差,对于随机误差来说,标量误差只需用一度分布规律来表示。而偏心距误差就属于向量误差,其误差需用偏心距的大小和方位两个参数来表示,对于随机误差来说,向量误差则需用二度分布规律来表示。

3. 机构误差与原始误差的关系

如图 5-11 所示,从动件位置是主动件位置、各构件的尺寸与外形的函数,函数的形式完全决定于机构的结构和它的尺寸。就理想机构而言,从动件的位置由下面的方程式来表示:

$$\phi_0 = \phi_0(\theta_0, q_{01}, q_{02}, \dots, q_{0n}) \quad (5-8)$$



式中 θ_0 ——理想机构主动件的位置参数;
 q_{0n} ——理想机构的结构参数;
 ϕ_0 ——理想机构从动件的位置参数。

图 5-11 理想机构与实际机构

若参数 q_i 在实际机构中的值与在理想机构中的值之差为 Δq_i 时,则从动件的位置可由下面的方程式来表示

$$\begin{aligned} \phi &= \phi(\theta_0 + \Delta\theta, q_{01} + \Delta q_1, q_{02} + \Delta q_2, \dots, q_{0n} + \Delta q_n) \\ &= \phi(\theta, q_1, q_2, \dots, q_n) \end{aligned} \quad (5-9)$$

式(5-9)展开为泰勒级数,只取零次幂和一次幂,得

$$\Delta\phi_y = \left(\frac{\partial\phi}{\partial\theta}\right)_0 \Delta\theta = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial\phi}{\partial q_i}\right)_0 \Delta q_i \quad (5-10)$$

令 $\left(\frac{\partial\phi}{\partial\theta}\right)_0 \Delta\theta = \Delta\phi_\theta, \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial\phi}{\partial q_i}\right)_0 \Delta q_i = \Delta\phi_q$

则式(5-10)可写成

$$\Delta\phi_\Sigma = \Delta\phi_\theta + \Delta\phi_q \quad (5-11)$$

式中 $\Delta\phi_\theta$ ——机构主动件的位置有输入误差 $\Delta\theta$ 时,引起从动件产生的附加位置误差,其中 $\left(\frac{\partial\phi}{\partial\theta}\right)_0$ 是指理想机构在预定位置 0 时的传动比,对于定比传动机构来说,该偏导数为常数;

$\Delta\phi_q$ ——机构的原始位置误差,其中 $\left(\frac{\partial\phi}{\partial q_i}\right)_0$ 是指机构在预定位置 0 时由 $\Delta\phi_{q_i}$ 单独作用而引起从动件产生运动时的偏传动比,即 $\left(\frac{\partial\phi}{\partial\theta_{q_i}}\right)_0 = \frac{\Delta\phi_i}{\Delta q_i}$ 。 $\Delta\phi_q$ 表明机构的

原始位置误差是原始误差独立作用的叠加,这就是原始误差的独立作用原理或代价原理。

二、内联传动链常用机构原始位置误差的分析

内联传动链中常用的传动机构有定比机构、连杆机构、凸轮机构以及各种步进运动机构和组合机构。在本节中对其中的连杆机构、凸轮机构和圆柱齿轮机构的原始位置误差作一些分析。

1. 铰链四杆机构的原始位置误差

在图 5-12 所示的铰链四杆机构中,固定杆 1、输入杆 2、连杆 3 和输出杆 4 的杆长分别为 l_1 、 l_2 、 l_3 和 l_4 ,以固定杆 1 的方位为基准,并以 OC 方向为 x 轴的正方向,则输入杆 2、连杆 3 和输出杆 4 与该方向的夹角分别为 α_1 、 α_2 和 α_3 。如将各杆视为向量,则可建立封闭向量方程式

$$\left. \begin{aligned} l_2 \cos \alpha_2 + l_3 \cos \alpha_3 &= l_1 + l_4 \cos \alpha_4 \\ l_2 \sin \alpha_2 + l_3 \sin \alpha_3 &= l_4 \sin \alpha_4 \end{aligned} \right\} \quad (5-12)$$

令 Δl_1 、 Δl_2 、 Δl_3 和 Δl_4 分别为四个杆件的长度误差, $\Delta \alpha_2$ 为主动件 2 的角度误差,利用公式 (5-10) 对方程 (5-12) 进行变换,得到

$$\begin{aligned} & -l_2 \sin \alpha_2 \Delta \alpha_2 + \cos \alpha_2 \Delta l_2 - l_3 \sin \alpha_3 \Delta \alpha_2 + \cos \alpha_3 \Delta l_3 \\ &= \Delta l_1 - l_4 \sin \alpha_4 \Delta \alpha_4 + \cos \alpha_4 \Delta l_4 \\ & \quad l_2 \cos \alpha_2 \Delta \alpha_2 + \sin \alpha_2 \Delta l_2 + l_3 \cos \alpha_3 \Delta \alpha_3 + \sin \alpha_3 \Delta l_3 \\ &= l_4 \cos \alpha_4 \Delta \alpha_4 + \sin \alpha_4 \Delta l_4 \end{aligned}$$

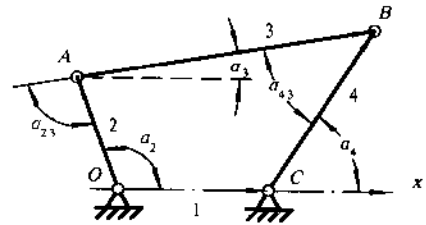


图 5-12 铰链四杆机构的位置误差

为了消去 $\Delta \alpha_3$,将前一个方程两边各乘以 $\cos \alpha_3$,后一方程两边各乘以 $\sin \alpha_3$,并将两方程相加,得

$$\begin{aligned} & l_2 \sin(\alpha_3 - \alpha_2) \Delta \alpha_2 + \cos(\alpha_3 - \alpha_2) \Delta l_2 + \Delta l_3 \\ &= \cos \alpha_3 \Delta l_1 + l_4 \sin(\alpha_3 - \alpha_4) \Delta \alpha_4 + \cos(\alpha_3 - \alpha_2) \Delta l_4 \end{aligned}$$

将 $\alpha_{23} = \alpha_3 - \alpha_2$, $\alpha_{43} = \alpha_3 - \alpha_4$,代入上式,得

$$\Delta \alpha_4 = \frac{\cos \alpha_3 \Delta l_1 - \cos \alpha_{23} \Delta l_2 - \Delta l_3 + \cos \alpha_{43} \Delta l_4 + l_2 \sin \alpha_{23} \Delta \alpha_2}{l_4 \sin \alpha_{43}} \quad (5-13)$$

此式即为由于构件尺寸的不精确,主动件位置不正确所引起的从动件位置误差,其中未考虑铰链间隙的影响。

分析公式 (5-13),可得到一个重要的结论:由于一个原始误差的作用所引起的铰链四杆机构从动件位置误差,等于此原始误差在连杆轴线上的投影除以从动件固定铰链到连杆轴线的距离。

2. 凸轮机构的原始位置误差

图 5-13 所示为一凸轮机构。该凸轮机构的原始误差有:凸轮轮廓径向误差 $\Delta \rho$;滚子半径误差 Δr (图中未画出);凸轮及滚子的偏心 Δl_1 及 Δl_2 ;构件尺寸误差 Δl_3 及 Δl_4 。此外,还有运动副轴线的偏斜和间隙等,由于这一部分原始误差影响较小,可以不考虑。图 5-13 中还表示出了各原始误差的方向。

接触点 K 的公法线 $n_1 n_2$ 为作用线,它与从动件速度 v_B 之间所夹锐角 α 为凸轮的压

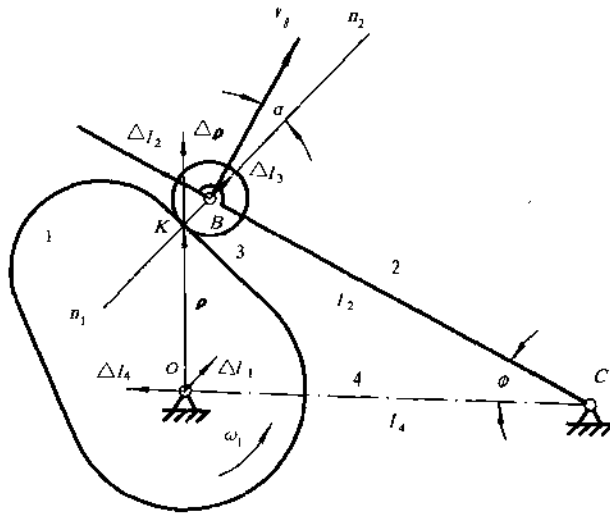


图 5-13 凸轮机构的原始误差

力角, n_1, n_2 的方向为 θ_i 角的标线方向。 θ_i 为各原始误差与作用线之间的夹角。

采用“高副低代”的方法, 可将凸轮机构看做是一个铰链四杆机构。故凸轮机构的原始位置误差 $\Delta\phi_2$ 为

$$\Delta\phi_2 = \frac{\Delta\rho\cos\theta_p + \Delta r + \sum_{i=1}^n (\Delta l_i \cos\theta_i)}{BC\cos\alpha} \quad (5-14)$$

3. 齿轮机构的原始位置误差

生产中所谓齿轮机构的原始位置误差是指齿轮在一转范围内, 齿轮转角绝对值最大的正值或负值的转角误差。

齿轮传动公差中, 齿轮运动误差 ΔT_Σ 是指被测齿轮与高精度的标准齿轮作单面啮合时, 在齿轮一转范围内, 齿轮转角最大正、负偏差绝对值的和。 ΔT_Σ 的数值是以分度圆弧长来计算的。它综合地反映了齿轮各原始误差对传动的影响, 以及各种原始误差之间的相互补偿。所以齿轮运动误差能确切地反映齿轮的传动精度, 是齿轮公差的运动精度项中一个综合性的指标。因此按齿轮运动误差的公差 δT_Σ 来分析计算齿轮机构的原始位置误差既简便又可靠。

因为原始误差的极限误差 δ_i 等于公差值的一半, 所以齿轮机构的原始位置误差的简化公式可写为

$$\delta_{\Delta\phi} = \frac{\sqrt{\delta T_{\Sigma 1}^2 + \delta T_{\Sigma 2}^2}}{2000 r_2} (\text{rad}) = \frac{3.44 \sqrt{\delta T_{\Sigma 1}^2 + \delta T_{\Sigma 2}^2}}{m z_2} (') \quad (5-15)$$

式中 $\delta T_{\Sigma 1}$ 及 $\delta T_{\Sigma 2}$ ——主、从动齿轮运动误差的公差(其值见 JB179-60 及 JB305-67), (mm);

r_2 ——从动齿轮分度圆半径(mm);

z_2 ——从动齿轮齿数;

m ——齿轮模数(mm)。

第六章 机构运动规律及机构选型

第一节 机构运动规律的基本概念

一、基本概念

机构的运动规律常用矢量形式来描述。例如机构在 XY 平面内运动,其上一点 P 的位移曲线如图 6-1 所示,它的位移可用从坐标轴原点 O 到 P 点的矢量 $\vec{Z} = \overrightarrow{OP}$ 来表示。这种矢量称为位置矢量。这一矢量的复数形式为

$$\dot{Z} = x + iy = re^{i\theta} \quad (6-1)$$

其中 (x, y) 是笛卡儿坐标, (r, θ) 为极坐标。位置矢量 \vec{Z} 作为时间 t 的函数时,即称之为运动。所以运动就是位置的时间函数。

$$\dot{Z} = \dot{Z}(t) \quad (6-2)$$

位置的变化量称为位移。位移对时间 t 微分,便得到该点的速度,其复数形式为:

$$\vec{V} = \dot{Z} = \dot{x} + i\dot{y} \quad (6-3)$$

或
$$\vec{V} = (i + ir\dot{\theta})e^{i\theta} \quad (6-4)$$

如果我们引入单位矢量

$$\vec{U} = e^{i\theta}, \vec{iU} = ie^{i\theta} \quad (6-5)$$

它们分别表示径向与周向的单位矢量,则方程(6-4)改写为如下极坐标形式:

$$\vec{V} = \dot{r}\vec{U} + r\dot{\theta}(\vec{iU}) \quad (6-6)$$

加速度笛卡儿坐标形式,可由式(6-3)求得为

$$A = \ddot{x} + i\ddot{y} = \ddot{Z} = \dot{\vec{V}} \quad (6-7)$$

而点 P 的加速度的极坐标形式,不难由式(6-4)求得为

$$\begin{aligned} A &= (\ddot{r} - r\dot{\theta}^2)e^{i\theta} + (r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta})ie^{i\theta} \\ &= \alpha_r\vec{U} + \alpha_\theta i\vec{U} \end{aligned} \quad (6-8)$$

其中 $\alpha_r = \ddot{r} - r\dot{\theta}^2$, $\alpha_\theta = r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta}$ 。式中的 $(-r\dot{\theta}^2e^{i\theta})$ 项表示向心加速度,其大小为 $r\dot{\theta}^2$,方向为 $-e^{i\theta}$,即向心方向。式中的 $2\dot{r}\dot{\theta}ie^{i\theta}$ 项表示哥氏加速度,这种加速度在 $\dot{\theta}$ 和 \dot{r} 中任何一个为零时是不会出现的,即它只出现于 $\dot{\theta}$ 和 \dot{r} 同时变化时。式(6-8)还清楚表明,加速度在极坐标系中可分解成径向加速度(α_r)和周向加速度(α_θ)两个分量。

加速度对时间 t 再微分一次,得速度的跃度(jerk):

$$J = \dot{A} = \dot{\vec{V}} = \ddot{\dot{Z}}$$

这个量的大小对于机构的运动平稳性有重要影响。

在有些场合,还须研究运动的跳度(quirk):

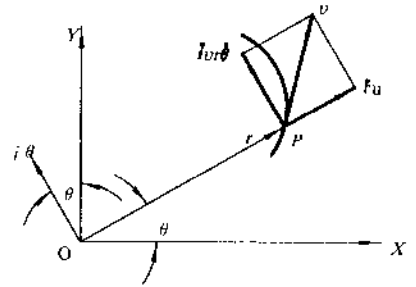


图 6-1 位置矢量

$$Q = j = \dot{V} = \ddot{Z}^{(4)}$$

此值在高速机构中必须保持在一定水平以下。

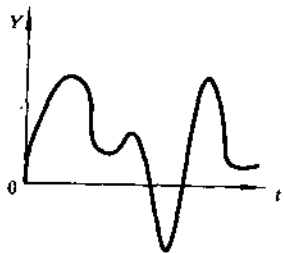


图 6-2 运动曲线

当机构上某点 P 作直线运动时,若把坐标轴 Y 取在这一直线上,则构件上 P 点的运动,只须用一个变量 y 来描述。称之为—维运动。 P 点的位移 y 随时间的变化,可用图 6-2 所示的运动曲线来表示。

运动曲线具有下列的性质:

- ①位移是时间的单值函数;
- ②位移是时间的连续函数,可以微分;
- ③由于时间是不可逆的,所以过去的状态会影响到未来,而未来的状态对过去没有影响。

广义的运动曲线,不仅指位移与时间关系曲线,还包括速度、加速度、跃度等运动量随时间的变化曲线。因此,运动曲线应有:

$$\left. \begin{aligned} y &= y(t) \\ v &= v(t) = \dot{y} \\ a &= a(t) = \ddot{y} \\ j &= j(t) = \dot{a} = \ddot{v} \\ q &= q(t) = y^{(4)} \\ &\vdots \\ f &= f(t) = y^{(n)} \end{aligned} \right\} \quad (6-9)$$

$f = f(t) = y^{(n)}$ 是位移 y 的 n 阶导数,称为广义运动曲线; $n = 0$ 时 $f = y$; $n = 1$ 时, $f = v$; $n = 2$ 时, $f = a$ 等。

运动曲线一般可分为图 6-3 所示的三种类型。

1. 双停留曲线[图 6-3(a)]

运动量在一个运动循环周期 T_c 内,有两段不随时间变化,即停→升→停→回。大多数

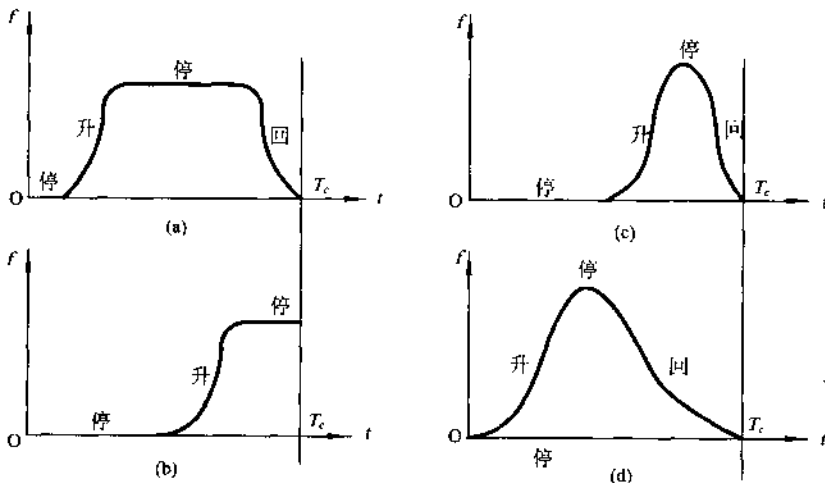


图 6-3 运动曲线的类型

机构的凸轮曲线都属于这一类型。

间歇转动机构则没有回程,即只有停→升→停,如图6-3(b)所示。

2. 单停留曲线[图6-3(c)]

运动量在运动循环周期 T_0 内,只有一段停留,即停→升→回。这种曲线常用于上升到顶点立即返回的机构中。

3. 无停留曲线[图6-3(d)]

运动量在运动循环周期 T_0 内连续变化,只有升→回。四连杆和曲柄滑块机构多属于这一类。

所谓机构的运动规律,主要是研究图6-3所示运动曲线的运动量(位移、速度、加速度等)随时间变化的上升段或返回段,一般不用考虑停留段。只有在进行动力学等分析时,才把停留段考虑进去,研究其残留振动等动力学特征。

二、运动曲线的无因次表示法

各种常用运动规律的运动方程已在机械原理课程中论述过,这里为了研究的方便仍扼要地介绍运动规律的无因次表示法。

我们将有运动量变化的运动曲线段取出来,如图6-4所示,研究它的运动规律。

设 $t=0$ 时,位移 $y=0$; $t=t_h$ 时,位移达到最大值 h 。为了研究方便,引入无因次时间 T 和无因次位移 Y ,其定义如下:

$$\begin{cases} T = t/t_h \\ Y = y/h \end{cases} \quad (6-10)$$

这时,无因次位移曲线上升段可写成如下的形式:

$$Y = Y(T), 0 \leq T \leq 1, 0 \leq Y \leq 1 \quad (6-11)$$

无因次位移曲线的起止点值为 $Y(0) = 0$ 和 $Y(1) = 1$ 。

将无因次位移 Y 分别对无因次时间 T 逐次微分,可得无因次速度、加速度、跃度、跳度等:

$$V = V(T) = dY/dT$$

$$A = A(T) = d^2 Y/dT^2$$

$$J = J(T) = d^3 Y/dT^3$$

$$Q = Q(T) = d^4 Y/dT^4$$

这些无因次运动量与实际的有因次运动量的关系,不难由前面的公式推导出,即:

$$\left. \begin{aligned} y &= h \cdot Y \\ v &= \frac{h}{t_h} \cdot V \\ a &= \frac{h}{t_h^2} \cdot A \\ j &= \frac{h}{t_h^3} \cdot J \\ q &= \frac{h}{t_h^4} \cdot Q \end{aligned} \right\} \quad (6-12)$$

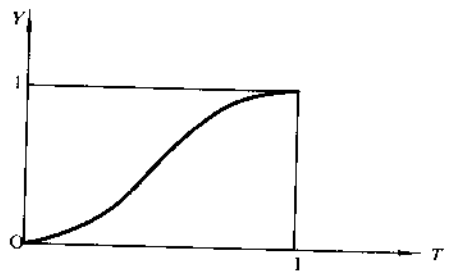


图6-4 运动曲线上升段的无因次表示

此外,上述各运动量上加脚标 m ,表示这些量的最大值;脚标 0 表示初值;脚标 h 表示最终值。

例如,在凸轮曲线中常见的摆线曲线,用无因次表示其位移 Y 为:

$$Y = T - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi T \quad (6-13)$$

将上式对无因次时间 T 逐次微分得:

$$\begin{cases} V = dY/dT = 1 - \cos 2\pi T \\ A = d^2y/dT^2 = 2\pi \sin 2\pi T \\ A_m = 2\pi \end{cases} \quad (6-14)$$

采用无因次量来表示运动规律时,即使实际运动不同,也可以采用同一曲线来表示。事实上,从式(6-12)可见,当 h 与 t_h 不同时,实际运动量在采用相同的无因次运动规律的情况下,也具有相同的数值。从式(6-12)还可看出,无因次运动量实际上就是运动瞬时真值与平均值之比,故有时也把它们称做速度系数、加速度系数等。

从这些分析可知,当机构运动速度加快时,例如凸轮轴的转速增加到 2 倍时,即相当于 t_h 减少 1/2。由式(6-12)可见,采用相同的运动规律,实际的速度、加速度和跃度值等,分别增加 2 倍、4 倍与 8 倍等。实际运动量只随 h 和 t_h 变化,不随其它参数(如质量)的变化而改变。

例 6-1 某机构作进给运动时采用摆线曲线运动规律,当 1s 送进 100mm 时,其最大加速度为多少?

解:由式(6-12)

$$\begin{aligned} a_m &= \frac{h}{t_h^2} \cdot A_m = \frac{100 \times 6.28}{1^2} = 628 (\text{mm/s}^2) \\ &= 0.063(g) \quad 1g = 9800 (\text{mm/s}^2) \end{aligned}$$

如果最大加速度允许达到 $1g$,则用摆线运动规律送进时,100mm 行程所需要时间为

$$t_h = \sqrt{\frac{h \cdot A_m}{a_m}} = \sqrt{\frac{100 \times 6.28}{9800}} = 0.25 (\text{s})$$

如果进给距离为 400mm,仍保持摆线运动规律在 $a_m \leq 1g$ 下平稳送进,则所需时间将为 0.5s。

三、运动曲线的特性值

无因次运动参量 V, A, J 和 Q 等的最大值 V_m, A_m, J_m 和 Q_m ,在机构运动学与动力学分析中,都有其各自重要的含义。

1. 最大速度 V_m

质量为 m 的构件以速度 v 运动时,构件具有动量 $m \cdot v$ 。如果紧急制动时,构件具有的动量将转变成冲量,即产生很大的力冲击作用,因此,从安全角度考虑,尤其在重负荷或大质量构件系统中,应当采用 V_m 较小的运动曲线。

此外, V_m 还关系到凸轮尺寸的大小, V_m 小的运动曲线,可以得到较小的压力角,因而,可以缩小凸轮的几何尺寸;同时,较小的压力角,也可减少驱动力和凸轮轮廓的磨损。

2. 最大加速度 A_m

加速度 a 乘以从动件的质量 m ,则得到惯性力 $m \cdot a$,也称为动载荷。动载荷越大,将使机构构件受力增大,增加驱动力和构件的磨损;同时还使机构振动增加,影响机构动作的运

行精度。所以, A_m 是一个十分重要的运动特性。

对于凸轮机构, 当动载荷起主要作用时, 凸轮轮廓与从动件接触之间的法向力与 $A/\cos\alpha$ 有关。虽然 A 为最大时, 压力角 α 不一定为最大值, 但一般情况下, 仍近似认为最大法向力与 $A_m/\cos\alpha_m$ 成正比。法向力是计算凸轮表面接触强度和销轴弯曲强度的出发点。因此, 较小的 A_m 值, 可以得到较大的许用负荷。

3. 加速度均方根值 A_{rms}

加速度均方根值的定义为:

$$A_{rms} = \left[\int_0^1 A^2 dT \right]^{1/2} \quad (6-15)$$

这个特性值可以被视为整个运动规律加速度的粗略近似。此值越小, 则机构运动偏离平均位置的运动扭曲就越小, 从而可以得到较高的运动精度。

4. 动载转矩特性值 $(AV)_m$

后面将会介绍, 凸轮轴所受的惯性转矩正比于 (AV) , 它的最大值 $(AV)_m$ 决定动载转矩的最大值。为了减少凸轮轴转矩, 降低电动机功率, 应选用 $(AV)_m$ 值较小的运动规律。

5. 动载转矩变化率特性值 τ_m

动载转矩对时间微分, 得到它的变化率为:

$$\tau = \frac{d(AV)}{dT} = VJ + A^2$$

它的最大值 τ_m 一般出现在动载转矩特性值 (AV) 反号处, 即 $T=0.5$ 附近的 $A=0$ 处。由于转矩反号, 在几何封闭凸轮机构中存在啮合间隙时, 从动件将从凸轮轮廓一侧冲向另一侧, 引起横向冲击。这就是几何封闭凸轮机构中噪声的重要来源, 而且在这一横越点附近, 造成严重的磨损。因此, 在几何封闭凸轮机构中, 除了通过预载或其它结构措施来消除间隙, 减少噪声和磨损外, 还应选用 τ_m 较小的运动规律。

6. 最大跃度 J_m

跃度 J 表示曲线 A 的斜度, 它与从动件的振动关系很大。因此在高速凸轮机构设计中, 为了防止产生过大的振动, 应采用较小 J_m 值的运动规律。

总之, 上述这些运动规律的特性值, 从各个方面反映了机构运动的运动学和动力学行为。通常不可能找到所有特性值都为最优的运动规律。选定的运动规律只可能在某些特性上处于最优状态, 因而只能适用于某一具体使用场合。换句话说, 低速、中速和高速机构应有不同的运动规律选取原则。

四、机构驱动轴的转矩

机构的驱动转矩, 一般是按驱动力和力臂的乘积来计算。但是, 在凸轮机构中驱动力和力臂时刻都在变化的情况下, 采用力乘力臂的方法来计算驱动转矩, 显然是十分麻烦的。下面仅以凸轮机构的驱动转矩为例, 说明按能量等效法求转矩的方法。

图 6-5 是表示凸轮带动质量为 m 的从动件作直线运动的简图。凸轮的形状没有画出。

它的形状可驱使从动件具有 $Y = Y(T)$ 的运动规律。假定从时间 $t=0$ 到 $t=t_h$ 时, 位移从 $y=0$ 变成 $y=h$ 。因为外加在从动件上的力 F , 除惯性力 $m\ddot{y}$ 外, 还有弹簧变形力 k_y , 机构黏性阻尼力 $c\dot{y}$, 弹簧的初张力 F_0 和从动件的摩擦力 F_f 等。按此模型的动力学方程为:

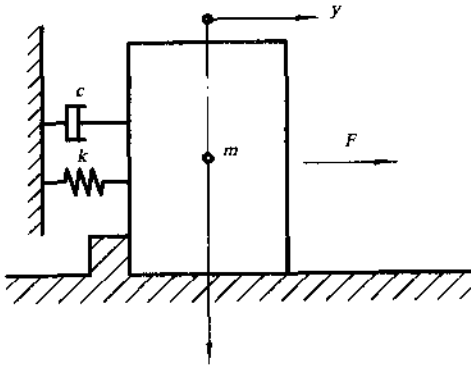


图 6-5 凸轮机构单自由度模型简图

$$F = m\ddot{y} + c\dot{y} + ky + F_0 + F_f \quad (6-16)$$

式中 c ——黏性阻尼系数；

k ——弹簧的刚度。

假定输入轴等速旋转，在 t_h 这段时间内，凸轮轴的转角为 θ_h ，则任意时间 t 所对应转角 θ 为：

$$\frac{\theta}{\theta_h} = \frac{t}{t_h} = T$$

$$\dot{\theta} = \frac{\theta_h}{t_h} = \text{常量}$$

设凸轮轴的转矩为 M_c ，凸轮旋转 $d\theta$ 时，

从动件移动了 dy ，这时输入功为 $M_c d\theta$ ，而输出功为：

$$F dy = (m\ddot{y} + c\dot{y} + ky + F_0 + F_f) dy$$

如果从凸轮轴到从动件之间没有传动损耗，即传动效率为 100%，则输入功等于输出功，即：

$$M_c = F \cdot \frac{dy}{d\theta} = F \cdot \frac{dy}{dt} \cdot \frac{t_h}{\theta_h}$$

将式(6-12)和式(6-16)代入上式，得：

$$M_c = \frac{mh^2}{\theta_h t_h^2} (AV) + \frac{ch^2}{\theta_h t_h} \cdot V^2 + \frac{kh^2}{\theta_h} (YV) + \frac{(F_0 + F_f)h}{\theta_h} \cdot V \quad (6-17)$$

等式右边的第一项是由从动件的惯性力产生的转矩，第二项是由系统黏性阻尼引起的转矩，第三项是由弹簧变形力产生的转矩，第四项是由摩擦及弹簧初张力引起的转矩。式中除 Y 、 V 、 A 外，均为已知常数。这四项转矩，分别与 (VA) 、 V^2 、 (VY) 和 V 成正比，所以利用 $(VA)_m$ 、 $(V^2)_m$ 、 $(VY)_m$ 和 V_m 等极值，可以求出各负荷单独作用时凸轮轴转矩 M_c 的最大值。

图 6-6 给出了这四种转矩在低速和高速运行的两种不同情况下，随时间变化的情况。此图是按摆线曲线运动规律画出的。当凸轮轴转速增加时，由于惯性负荷转矩与 t_h 的平方成反比，黏性负荷转矩与 t_h 成反比，弹簧负荷和摩擦负荷转矩与 t_h 无关，因而惯性负荷转矩的影响将随之越来越大，结果是转矩有了负的部分。如果驱动件与从动件间存在间隙，这一负转矩将会产生冲击和振动，使磨损加剧。这就是为什么前面提出 τ_m 作为运动特性值的原因。

此外，上述各运动量上加脚标 m ，表示这些量的最大值；脚标 0 表示初值；脚标 h 表示最终值。

对于凸轮机构应用于驱动间歇转位台这样的特殊

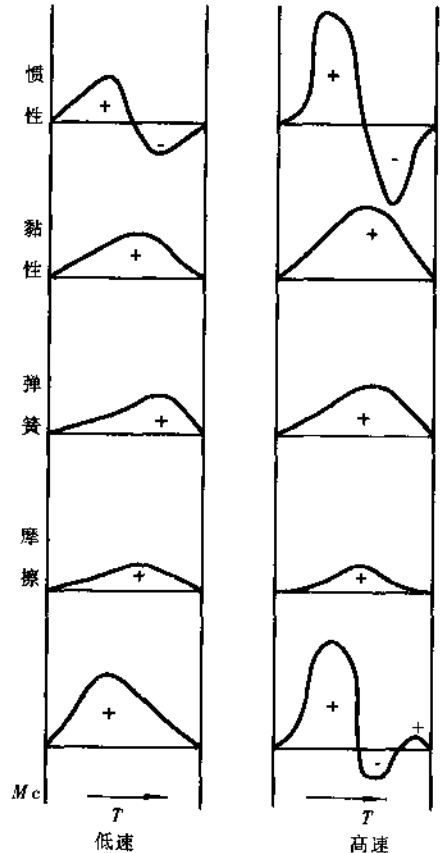


图 6-6 凸轮轴的转矩

情况下,一般都不使用弹簧,而黏性阻尼和构件间摩擦都很小,在计算驱动转矩时,基本上只要考虑惯性负荷即可,故这时的凸轮轴转矩可近似写成:

$$M_c = \frac{I\beta_h^2}{\theta_h t_h^2} A V \quad (6-18)$$

式中 I ——转位台的转动惯量;
 β_h ——转位台的间歇转位角。

例 6-2 间歇转位台直径为 $\phi 600\text{mm}$,厚 25mm ,铸铁制成,其 $I = 25.3\text{kg}\cdot\text{cm}^2$,用凸轮机构带动做间歇转位,在 0.5s 内,转位角为 60° 。已知凸轮的分度角 $\theta_h = 120^\circ$, $(AV)_m = 8.09$,试求凸轮轴的最大转矩。

解:由式(6-18)得:

$$(M_c)_m = \frac{I\beta_h^2}{\theta_h t_h^2} (AV)_m = \frac{25.3 \times \left(\frac{\pi}{3}\right)^2}{\frac{2\pi}{3} \times 0.5^2 \times 10000} \times 8.09 = 0.0429(\text{N}\cdot\text{m})$$

例 6-3 在直线间歇进给机构中,将 32 个工件一起移动,工件及其托架的总重量为 137N ,在 1.2s 时间内送进行程为 200mm ,对应的凸轮转角为 180° ,凸轮曲线的 $V_m = 1.76$, $(AV)_m = 5.46$,设托架与导轨间的摩擦因数 $f = 0.15$,求凸轮轴的最大转矩。

解:由式(6-17)中的有关项,有:

$$M_c = \frac{mh^2}{\theta_h t_h^2} (AV) + \frac{F_f h}{\theta_h} \cdot V$$

(AV) 为最大时, V 不一定为最大值,为了安全起见,常取这两个值同时为最大值来计算最大转矩,故:

$$(M_c)_m = \frac{137 \times \frac{1}{980} \times 32 \times (20)^2}{\pi \times (1.2)^2} \times 5.46 + \frac{137 \times 0.15 \times 32 \times 20}{\pi} \times 1.76$$

$$= 2160 + 7368 = 9528(\text{N}\cdot\text{cm})$$

五、判别机构速度类型的准则

在选择机构的运动规律时通常是根据机构的速度类型来进行的。对于高速机构,必须选用位移高阶导数(如 J 、 Q)光滑的运动规律;对于中速机构,只要选取 A_m 较小的运动规律即可;而对于低速机构,主要考虑 V_m 较小的运动规律。

如何辨别所设计的机构是高速类型,中速类型或是低速类型呢?

最初有的学者提出按动载荷 P_d 与静载荷 P_s 之比 P_d/P_s 作为机构速度类型的判别准则:

$$P_d/P_s < 1/4 \quad \text{——低速机构}$$

$$1/4 < P_d/P_s < 4 \quad \text{——中速机构}$$

$$P_d/P_s > 4 \quad \text{——高速机构}$$

这种判别准则是十分直观的,反映了速度越高,惯性负荷影响越大的这一事实。但是,动载荷越大,由此产生的机构扭曲不一定越大;因为机构的动变形还与机构的质量和刚度等动力学参数有关。如果机构的刚度很好,即使动载荷很大,动变形也不大,因而不能说这一机构是动力扭曲很大的高速机构。

既然机构的速度类型是按动载荷扭曲来判别,于是有的学者提出按动变形 δ_d 与静变形 δ_s 之比 $K_d = \delta_d / \delta_s$ 来进行判别,称之为动特性系数。判别准则是:

$$K_d \leq 1 \text{——低速机构}$$

$$K_d \approx 2 \text{——中速机构}$$

$$K_d \geq 3 \text{——高速机构}$$

这种判别准则的一个严重缺点是 K_d 很难计算,只有经过复杂的动力学分析才能最后确定出 δ_d 值,因而在工程上是很不方便的。

最简单的工程判别准则是按运动规律在第几阶出现位移导数的间断或跳跃。设运动曲线在 $Y^{(P)}$ 上出现不连续, P 值就是机构速度类型的判别准则:

$$p = 2 \text{——低速机构}$$

$$p = 3 \text{——中速机构}$$

$$p = 4 \text{——高速机构}$$

这一判别准则把运动规律的特性与机构直接联系起来,符合一般的选择准则。但是,它仍然没有考虑机构的动力学响应,同时也没有考虑到机构的质量和刚度等动力学参数的作用。

较合理的判别准则是既考虑机构的设计速度 ω_d ,又考虑机构固有频率 $\omega_n = \sqrt{k/m}$ 的一个新指数 d ,其

$$\omega_d / \omega_n = 10^{-d} \quad (6-19)$$

判别准则是:

$$d = 3 \text{——低速机构}$$

$$d = 2 \text{——中速机构}$$

$$d = 1 \text{——高速机构}$$

这一准则“ d ”,表明设计的机构运动速度偏离机构固有频率 ω_n 的程度。由动力学分析知,运动速度设计值偏离固有频率对应的共振峰越远,动力扭矩变形就越小,所以按 d 值大小分类,反映了机构的动力学响应的实际情况。

在高速凸轮机构中,由于凸轮轮廓按综合结果进行设计,即轮廓曲线考虑了从动系统的动力学变形,动力学综合是在设计速度 ω_d 下进行的,如果实际运动速度 ω_a 不同于 ω_d ,则有不同的动力学响应。这时判别准则应为:

$$\omega_a / \omega_n = 10^{-a} \quad (6-20)$$

$$a = 3 \text{——低速机构}$$

$$a = 2 \text{——中速机构}$$

$$a = 1 \text{——高速机构}$$

为了使所设计的机构尽量处于中、低速机构范围内,应选择刚性较好的构件并减轻运动构件的质量。

不同的速度类型的机构,有不同的设计准则。对于低速机构,可以采用 $p \leq 2$ 的运动规律;对于凸轮机构,可以认为从动件的运动规律与轮廓曲线一致,不用考虑从动件的弹性变形影响,轮廓的加工误差对动力学响应不敏感。对于中速机构,则要求选取 $p = 3$ 的运动规律;凸轮机构要求按综合结果设计,即应把从动件的弹性变形考虑在内,轮廓的加工精度应有一定要求。对于高速机构,不但应选取 $p = 4$ 的运动规律,轮廓按综合结果设计,及选择

更高的加工精度外,还须考虑实际运动速度偏离设计速度的影响。

例 6-4 试确定图 6-7 所示单自由度模型凸轮机构的速度类型。图中 k_r 为弹簧刚度; c_r 为系统的阻尼系数; S 为凸轮的形状因子。已知

- (1) 从动件重量 50N;
从动件刚度 $k = 2 \times 10^6 \text{ N/mm}$;
设计转速 $n_d = 300 \text{ r/min}$;
- (2) 从动件重量 50N;
从动件刚度 $k = 2 \times 10^4 \text{ N/mm}$;
设计转速 $n_d = 3000 \text{ r/min}$;

解: (1) 由式(6-19)得:

$$\frac{\omega_d}{\omega_n} = 10^{-d}$$

$$m = 50/10 = 5 \text{ kg}$$

$$\omega_d = 300 \times \frac{2\pi}{60} = 10\pi \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{2 \times 10^6}{5 \times 10^{-3}}}$$

代入式(6-19)可求得:

$d \approx 3$ 属于低速机构。

(2) $m = 50/10 = 5 \text{ kg}$

$$\omega_d = 3000 \times \frac{2\pi}{60} = 100\pi \quad \omega_n = \sqrt{\frac{2 \times 10^4}{5 \times 10^{-3}}}$$

代入式(6-19)可求得:

$d \approx 1$ 属于高速机构。

可见,在凸轮机构速度类型判别中,它与弹簧刚度 k_r 和系统的阻尼系数 c_r 无关,只取决于从动件的刚度 k 和质量 m 。

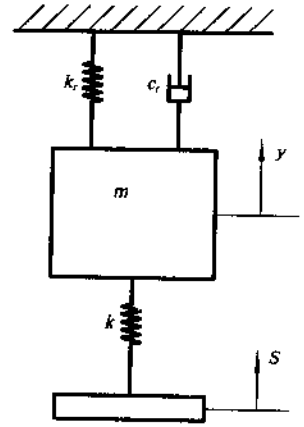


图 6-7 单自由度模型凸轮机构

第二节 常用运动规律及选用

对于性能优良的运动曲线,其位移、速度、加速度都应连续。则各类曲线的边界条件如下:

(1) 双停留运动曲线

$$T = 0 \text{ 时, } Y = 0, V = 0, A = 0;$$

$$T = 1 \text{ 时, } Y = 1, V = 0, A = 0。$$

(2) 单停留运动曲线

$$T = 0 \text{ 时, } Y = 0, V = 0, A = 0;$$

$$T = 1 \text{ 时, } Y = 1, V = 0, A = \text{任意值。}$$

(3) 无停留运动曲线

$$T = 0 \text{ 时, } Y = 0, V = 0, A = \text{任意值};$$

$$T = 1 \text{ 时, } Y = 1, V = 0, A = \text{任意值。}$$

对于运动曲线 $Y = Y(T)$, 能够满足条件:

$$\begin{cases} Y(1-T) = 1 - Y(T) \\ V(1-T) = V(T) \\ A(1-T) = -A(T) \end{cases}$$

则称为对称曲线。显然,对于对称曲线来说,当 $T = 0.5$ 时,有 $Y = 0.5$,速度达到最大值,加速度为零。

不满足上述的运动曲线,称为非对称曲线。

对称曲线数学表达式简单,速度与加速度最大值 V_m 、 A_m 较小,在一般凸轮机构中被广泛采用。

采用不同的非对称运动曲线,可以达到不同的设计目的。最常见的是将加速度曲线的加速段缩短、减速段加长,这样就使负加速度减小,因而可减少弹簧的刚度和预载,并可以减小终点处的跃度值 J ,从而达到减少停留时的残留振动的目的,保证较高的运动精度。

一、基本运动规律与组合运动规律

通常我们把一些早期常用的,具有形式简单,分析与使用方便等特点的运动规律称为基本运动规律。它们包括等速运动规律、等加速运动规律、简谐运动规律及摆线运动规律等。但这些运动规律有很大的局限性,在有特殊运动要求及非对称的运动场合,这些运动规律就不能满足要求。有的运动规律还有严重的缺点,如在起止点处速度、加速度曲线不连续,造成加速度或跃度在端点处为无穷大等。

为解决上述问题,我们可以根据各种具体设计要求,将以上基本运动规律曲线进行组合与修正,从而得到满足要求且性能优良的运动规律。运动规律曲线组合的基本要求,应使各段不同运动的位移之和等于总的升程;所有曲线接合处的速度、加速度必须相等;对于高速凸轮机构,还应使各曲线接合处的跃度相等。

组合运动规律已经有许多种,本节将介绍其中应用最广的一种。

二、通用简谐梯形运动规律

目前工程上应用很广的一种运动规律,是通用简谐梯形运动规律。它是把简谐函数与梯形运动规律组合起来,兼有最大加速度 A_m 小和两端连续的优点,具有良好的性能。它具有良好的通用性,选择不同的 T_i 值能得到绝大多数基本运动规律和常用运动规律。这种运动规律的曲线如图 6-8 所示,其各段的加速度表达式为

$$A = \begin{cases} A_1 \sin\left(\frac{T}{T_1} \cdot \frac{\pi}{2}\right) & (0 \leq T \leq T_1) \\ A_1 & (T_1 < T \leq T_2) \\ A_1 \cos\left(\frac{T - T_2}{T_3 - T_2} \cdot \frac{\pi}{2}\right) & (T_2 < T \leq T_3) \\ 0 & (T_3 < T \leq T_4) \\ -A_2 \sin\left(\frac{T - T_4}{T_5 - T_4} \cdot \frac{\pi}{2}\right) & (T_4 < T \leq T_5) \\ -A_2 & (T_5 < T \leq T_6) \\ -A_2 \cos\left(\frac{T - T_6}{T_7 - T_6} \cdot \frac{\pi}{2}\right) & (T_6 < T \leq T_7) \end{cases} \quad (6-21)$$

将 A_2 取绝对值, 利用三角函数的诱导关系, 上式可进一步简化。令

$$P_i = \left[(T - T_{i-1}) / F_i + (i-1) \frac{\pi}{4} \right] \quad (6-22)$$

$$F_i = (T_i - T_{i-1}) / \frac{\pi}{2} \quad (6-23)$$

则式(6-21)可以简写为

$$A = \begin{cases} A_1 \sin P_i & (i=1,3) \\ A_2 \sin P_i & (i=5,7) \\ A_1 & (i=2) \\ 0 & (i=4) \\ -A_2 & (i=6) \end{cases} \quad (6-24)$$

对式(6-24)求微分, 可得跃度 J 的表达式为

$$J = \begin{cases} \frac{A_1}{F_i} \cos P_i & (i=1,3) \\ \frac{A_2}{F_i} \cos P_i & (i=5,7) \\ 0 & (i=2,4,6) \end{cases} \quad (6-25)$$

对式(6-24)逐次积分两次, 便得到速度和位移的表达式

$$V = \begin{cases} -A_1 F_i \cos P_i + C_1 & (i=1,3) \\ -A_2 F_i \cos P_i + C_1 & (i=5,7) \\ A_1 T + C_2 & (i=2) \\ C_4 & (i=4) \\ -A_2 T + C_6 & (i=6) \end{cases} \quad (6-26)$$

$$Y = \begin{cases} -A_1 F_i^2 \sin P_i + C_1 T + B_1 & (i=1,3) \\ -A_2 F_i^2 \sin P_i + C_1 T + B_1 & (i=5,7) \\ \frac{A_1 T^2}{2} + C_2 T + B_2 & (i=2) \\ C_4 T + B_4 & (i=4) \\ -\frac{A_2 T^2}{2} + C_6 T + B_6 & (i=6) \end{cases} \quad (6-27)$$

利用 $T_0=0$ 处, $V=0$ 与 $Y=0$; $T_7=1$ 处 $V=0$ 与 $Y=1$, 以及 $T_1 \sim T_6$ 处 Y 与 V 的连续条件, 共计 16 个条件, 从方程式(6-26)与式(6-27)中可以解出 C_1, B_1, A_1, A_2 共 16 个未知系数:

$$\begin{cases} C_1 = F_1 A_1 \\ C_2 = -A_1 T_1 + C_1 \\ C_3 = A_1 T_2 + C_2 \\ C_4 = A_1 F_3 + C_3 \\ C_5 = -A_2 F_5 + C_4 \\ C_6 = A_2 T_5 + C_5 \\ C_7 = -A_2 T_6 + C_6 \end{cases} \quad (6-28)$$

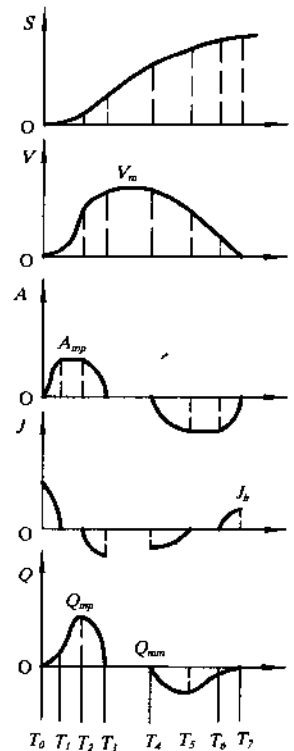


图 6-8 通用简谐梯形曲线

$$\begin{cases}
 B_1 = 0 \\
 B_2 = -A_1 \left(F_1^2 + \frac{1}{2} T_1^2 \right) + T_1 (C_1 - C_2) + B_1 \\
 B_3 = A_1 \left(F_3^2 + \frac{1}{2} T_2^2 \right) + T_2 (C_2 - C_3) + B_2 \\
 B_4 = T_3 (C_3 - C_4) + B_3 \\
 B_5 = T_4 (C_4 - C_5) + B_4 \\
 B_6 = A_2 \left(F_5^2 + \frac{1}{2} T_5^2 \right) + T_5 (C_5 - C_6) + B_5 \\
 B_7 = -A_2 \left(F_7^2 + \frac{1}{2} T_6^2 \right) + T_6 (C_6 - C_7) + B_6
 \end{cases} \quad (6-29)$$

$$A_1 = \left[F_3^2 + 0.5(T_2 - T_1)^2 - F_1^2 + F_3(1 - T_3) + (T_2 - T_1)(1 - T_2) + F_1 - M \right. \\
 \left. [F_7^2 + 0.5(T_6 - T_5)^2 - F_5^2 + F_7(1 - T_4) + (T_6 - T_5)(1 - T_6)] \right]^{-1} \quad (6-30)$$

式中

$$M = \left(F_1 + \frac{F_2\pi}{2} + F_3 \right) / \left(F_5 + \frac{F_6\pi}{2} + F_7 \right) \quad (6-31)$$

$$A_2 = MA_1 \quad (6-32)$$

基本曲线和常用曲线的 T_i 值列在表 6-1 中,可以看出,其中包括了几乎所有的基本曲线和已发表的常用曲线。另外,还可以通过 T_i 的变化形成各种满足特殊要求的非标准曲线。通用简谐梯形运动规律的公式非常便于编制通用的程序。

表 6-1 通用简谐梯形曲线的特殊 T_i 值

曲线名称	T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7
等速度	0	0	0	0	1	1	1	1
等加速度	0	0	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1
余弦	0	0	0	0.5	0.5	1	1	1
摆线	0	1/4	1/4	1/2	1/2	3/4	3/4	1
修正等速(MCV.5)	0	1/16	1/16	1/4	3/4	15/16	15/16	1
修正等速(MCV.25)	0	3/32	3/32	3/8	5/8	29/32	29/32	1
修正等速(MCV.33)	0	1/12	1/12	1/3	2/3	11/12	11/12	1
修正等速(MCV.66)	0	1/24	1/24	1/6	5/6	23/24	23/24	1
修正等速(MCV.75)	0	1/32	1/32	1/8	7/8	31/32	31/32	1
修正梯形	0	1/8	3/8	1/2	1/2	5/8	7/8	1
修正正弦	0	1/8	1/8	1/2	1/2	7/8	7/8	1
非对称摆线	0	0.2	0.2	0.4	0.4	0.7	0.7	1
斜修正梯形	0	0.1	0.3	0.4	0.4	11/20	17/20	1
梯形摆线	0	1/8	3/8	1/2	1/2	5/8	5/8	1
单停留摆线	0	0	0	1/2	1/2	0.75	0.75	1
单停留修正梯形	0	1/8	3/8	1/2	1/2	5/8	1	1
单停留修正正弦	0	1/8	1/8	1/2	1/2	1	1	1
单停留梯形摆线	0	1/8	3/8	1/2	1/2	1	1	1
无停留修正梯形	0	0	1/4	1/2	1/2	3/4	1	1
无停留修正等速	0	0	0	1/4	3/4	1	1	1

下面对表 6-1 中在工程上应用最广泛的三种特殊情况做一简介。

1. 修正等速运动规律

修正等速运动规律是在等速曲线的两端各加上一段组合简谐曲线作为过渡曲线而得到的,既保留了等速曲线 V_m 小的优点,又克服了该曲线两端的 V 不连续的缺点。选用不同的等速段长如 0.5、0.25、0.33 等。可得到不同性能的曲线。常用的是等速段长为 0.5 的曲线,其综合性能比较好,图 6-9 为其曲线图。其 $V_m = 1.28$, $A_m = 8.0$, $J_m = 201.4$ 。显然,这种曲线的特点是 V_m 小而 A_m 、 J_m 较大,一般不适用于高速,多用于需要 V_m 很小的重载场合,或必须有等速运动部分的凸轮从动件。

2. 修正梯形运动规律

这种曲线是由对等加速度曲线修正而得,即在等加速度曲线的不连续处加上简谐曲线作为过渡曲线,见图 6-10。其中 $V_m = 2$, $A_m = 4.89$, $J_m = 61.4$ 。这种曲线保留了等加速曲

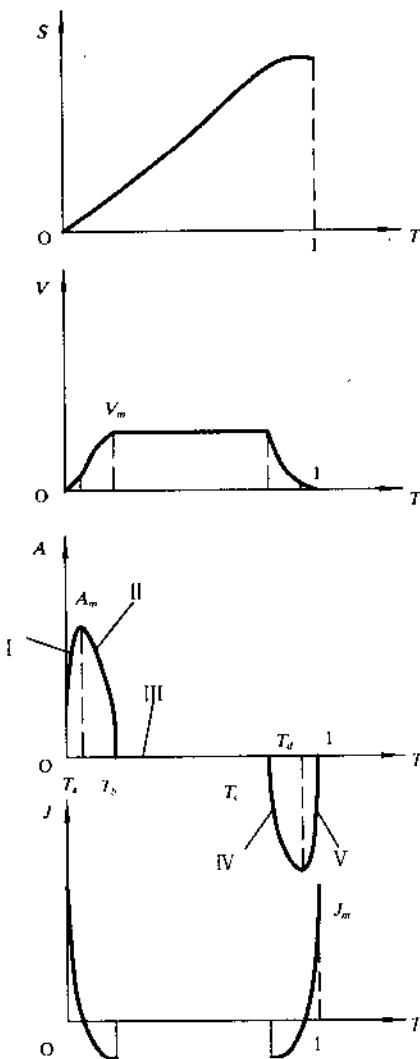


图 6-9 修正等速运动规律

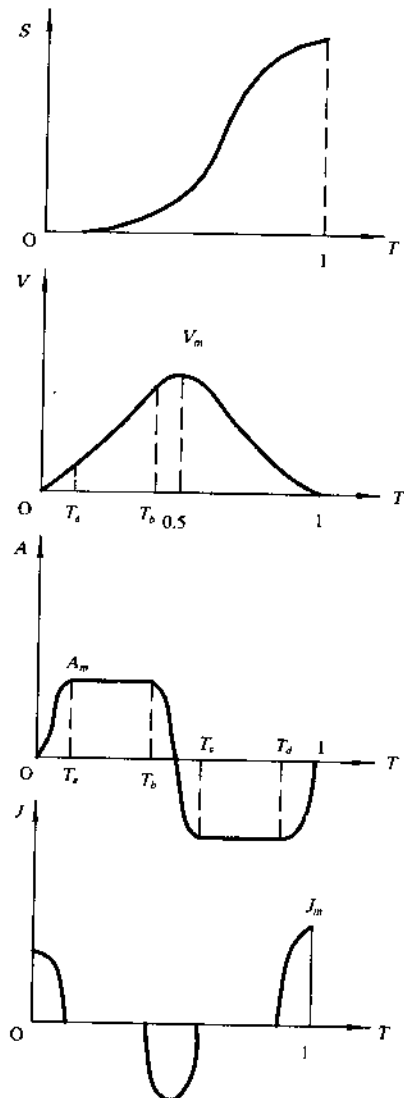


图 6-10 修正梯形运动规律

线 A_m 小的优点,又克服了其不连续的缺点,可用于中速轻载的场合。

3. 修正正弦运动规律

这种曲线是对余弦曲线修正的结果,即在余弦曲线的两端各加上一段正弦曲线作过渡

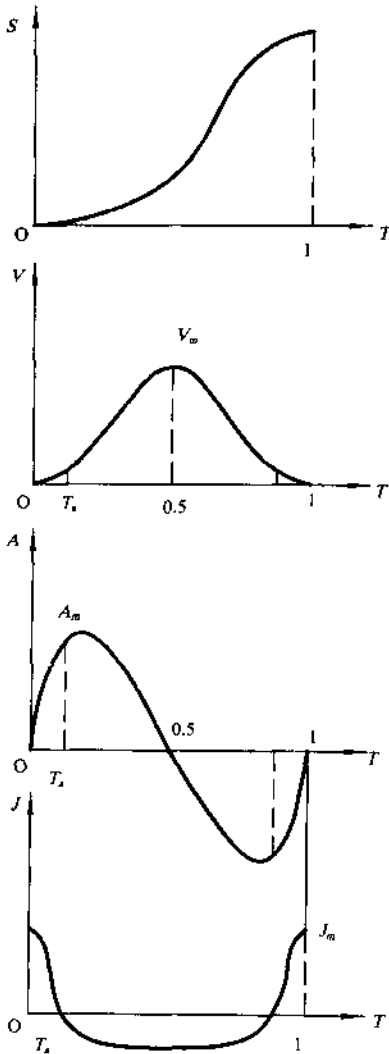


图 6-11 修正正弦运动规律

曲线,见图 6-11。这样,既保留了余弦曲线 V_m 、 A_m 都较小的优点,又克服了其两端加速度不连续的缺点。其 $V_m = 1.76$, $A_m = 5.53$, $J_m = 69.5$ 。

与修正等速、修正梯形的曲线相比,修正正弦曲线的优点是 V_m 、 A_m 都较小, J_m 也不大,综合性能较好。因此,这种曲线通用性最强,适用于中速的情况。特别是在负载情况不明时,用该曲线最为保险。另外,在常用的双停留标准曲线中,修正正弦曲线具有最小的 $(AV)_m$ 值 $[(AV)_m = 5.46]$ 。因此,在其它情况相同时,使用这种曲线可使动载转矩最小。一般地说,修正正弦是比较理想的双停留标准曲线。

例 6-5 用通用简谐梯形运动规律的公式求出摆线运动规律的无量纲式。

解:由表 6-1 查得,对于摆线运动规律 $T_0 = 0$, $T_1 = T_2 = \frac{1}{4}$, $T_3 = T_4 = \frac{1}{2}$, $T_5 = T_6 = \frac{3}{4}$, $T_7 = 1$,由式(6-23)得 $F_1 = F_3 = F_5 = F_7 = \frac{1}{2\pi}$, $F_2 = F_4 = F_6 = 0$ 。由式(6-31)得 $M = 1$ 。由式(6-30)得, $A_1 = 2\pi$,从而 $A_2 = MA_1 = 2\pi$ 。由式(6-28)得 $C_1 = C_3 = C_5 = C_7 = 1$, $C_2 = 1 - \frac{\pi}{2}$, $C_4 = 2$, $C_6 = 1 + \frac{3\pi}{2}$ 。由式(6-29)得, $B_2 = \frac{\pi}{16} - \frac{1}{2\pi}$, $B_4 = -\frac{1}{4}$, $B_6 = \frac{1}{2\pi} - \frac{9\pi}{16}$ 。然后由式(6-22)、式(6-24)、式(6-25)、式(6-26)、式(6-27)可求得摆线运动规律的无量纲式如下:

$$\begin{cases} Y = T - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi T \\ V = 1 - \cos 2\pi T \\ A = 2\pi \sin 2\pi T \\ J = 4\pi^2 \cos 2\pi T \end{cases}$$

三、通用多项式运动规律

通用简谐梯形运动规律虽然可以衍生出一系列性能优良的运动规律,但一般只在中速凸轮机构上。因为这种运动规律的跃度 J 在端点常常不连续,因而不适合于高速凸轮机构,而通用多项式运动规律可以很好地解决这个问题。

多项式运动规律是通用性很强的运动规律,可以按照任给的若干运动特征要求来设计运动规律,运动特征的控制条件越多,多项式的项数或幂次数就越高。只要幂次数取得足

够高,对应的高阶导数总是光滑的和端点连续的,从而克服了通用简谐梯形运动规律的跃度 J 在端点不连续及曲线不光滑的缺点。因此,在高速凸轮机构等传动机构中得到广泛应用。

多项式运动规律的通式可写成

$$Y = C_0 + C_1 T^1 + \dots + C_p T^p + C_q T^q + C_r T^r + \dots + C_t T^t + \dots \quad (6-33)$$

式中, $C_0, C_1, \dots, C_p, C_q, C_r, C_t, \dots$ 为常系数, $p < q < r < \dots < t$, 为整数幂指数。

对式(6-33)逐次微分,可得到速度、加速度、跃度以及更高阶导数的表达式。

$$\left\{ \begin{array}{l} V = Y^{(1)} = C_1 + p C_p T^{p-1} + q C_q T^{q-1} + r C_r T^{r-1} + \dots + t C_t T^{t-1} \\ A = Y^{(2)} = \dots + p(p-1) C_p T^{p-2} + q(q-1) C_q T^{q-2} + r(r-1) C_r T^{r-2} + \dots + t(t-1) C_t T^{t-2} \\ \vdots \\ Y^{(i)} = \dots + \frac{p!}{(p-i)!} C_p T^{p-i} + \frac{q!}{(q-i)!} C_q T^{q-i} + \frac{r!}{(r-i)!} C_r T^{r-i} + \dots + \frac{t!}{(t-i)!} C_t T^{t-i} \\ \vdots \\ Y^{(t)} = t! C_t \end{array} \right. \quad (6-34)$$

式中

$$\frac{j!}{(j-i)!} = \begin{cases} \frac{j!}{(j-i)!} & (j \geq i) \\ 0 & (j < i) \end{cases} \quad (6-35)$$

如果要求在 $T=0$ 处有 $(p-1)$ 个导数值为零,则系数 $C_0 = C_1 = \dots = C_{p-1} = 0$,故多项式函数的表达式可写为:

$$Y = C_p T^p + C_q T^q + C_r T^r + \dots + C_s T^s + \dots \quad (6-36)$$

其最后一项的幂指数值 $s \geq 2p-1$,对于对称曲线,各项幂指数之间的间隔为 1,则 $s = 2p-1$ 时即可保证曲线连续与光滑。式中各未知系数可以利用 $T=1$ 处的各项导数指定值 $Y_1 = 1, Y_1^{(k)} = 0 (k=1, 2, \dots, p-1)$,得到如下 p 元线性方程组:

$$\begin{cases} 1 = C_p + C_q + C_r + \dots + C_s \\ 0 = p C_p + q C_q + r C_r + \dots + s C_s \\ 0 = p(p-1) C_p + q(q-1) C_q + r(r-1) C_r + \dots + s(s-1) C_s \\ \vdots \end{cases}$$

解此线性方程组,即可得各未知系数 C_p, \dots, C_s ,从而得到曲线方程。各系数的表达式为

$$\begin{cases} C_p = \frac{qrs \dots}{(q-p)(r-p)(s-p) \dots} \\ C_q = \frac{prs \dots}{(p-q)(r-q)(s-q) \dots} \\ C_r = \frac{pqs \dots}{(p-r)(q-r)(s-r) \dots} \\ C_s = \frac{pqr \dots}{(p-s)(q-s)(r-s) \dots} \end{cases} \quad (6-37)$$

这些系数公式的规律是:对于系数 C_i 的下标“ i ”,在分子中总不出现;在分母的各因子中,总是其第二项。

以上产生的多项式曲线,是由双停留的标准端点连续条件确定的。在实际中常常还要

求对某些特定时刻的速度、加速度、跃度等运动性能进行局部控制。若局部控制条件的个数为 m , 则式(6-36)最末项的幂数值为 $s = 2p - 1 + m$ 。这样, 可由局部控制条件另外列出 m 个方程, 加上标准端点连续条件列出的 p 个方程, 可得 $(p + m)$ 元的线性方程组, 解该方程组即可求得 $(p + m)$ 个未知数, 从而得到曲线方程。

例如, 要求 $T = T_1$ 时 $Y = a_1$, $T = T_2$ 时 $V = Y^{(1)} = a_2$ 则可列出增加的两个方程如下:

$$\begin{cases} a_1 = C_p T_1^p + C_q T_1^q + C_r T_1^r + \dots + C_s T_1^s \\ a_2 = p C_p T_1^{p-1} + q C_q T_1^{q-1} + r C_r T_1^{r-1} + \dots + s C_s T_1^{s-1} \end{cases}$$

加上标准端点连续条件列出的 p 个方程, 即可得到 $p + 2$ 元的线性方程组。

多项式曲线也可构成单停留曲线, 这时, $T = 0$ 时的端点条件与双停留的情况相同, $T = 1$ 时的 $Y_1^{(2)}$ 为任意值而不为零, 因此, 需增加一个 $T = 1$ 时的端点条件, 即 $Y_1^{(p)} = 0$ 。这样, 就可列出 p 元线性方程组, 从而解出 p 个未知系数, 得到曲线方程。

同样, 多项式曲线也可构成无停留曲线, 这时, $T = 0$ 时的 $Y_0^{(2)}$ 与 $T = 1$ 时的 $Y_1^{(2)}$ 均为任意值而不为零, 因此, $T = 0$ 时的端点条件 $Y_0^{(2)} = 0$ 对应改为 $Y_0^{(p)} = 0$, 而 $T = 1$ 时的端点条件 $Y_1^{(2)} = 0$ 应改为 $Y_1^{(p)} = 0$ 。

对于有局部控制条件的情况, 同双停留曲线一样, 增加 m 个方程, 列出 $(p + m)$ 元的线性方程组, 解出 $p + m$ 个未知系数, 得到曲线方程。

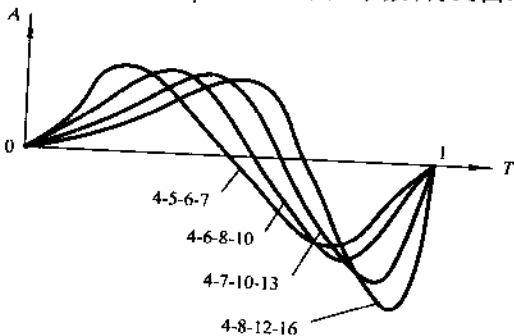


图 6-12 非对称多项式曲线的变化

如果要求设计非对称的多项式曲线, 可取幂指数的间隔大于 1, 例如采用(4—6—8—10), (4—7—10—13), (4—8—12—16)等。间隔越大, 非对称性越强。图 6-12 给出了非对称多项式曲线的变化情况。如果有局部控制条件, 则处理的方法与对称曲线相同。

例 6-6 已知 $Y_0 = Y_0^{(1)} = Y_0^{(2)} = Y_0^{(3)} = 0$, $Y_1 = 1$, $Y_1^{(1)} = Y_1^{(2)} = Y_1^{(3)} = 0$ 。试设计一多项式曲线满足 $V_m = Y_m^{(1)} \leq 1.85$ 。

解: 首先利用标准多项式曲线进行试算。

这里 $T = 0$ 时有三个导数值为零, 故 $p = 4$, $s = 2p - 1 = 7$, 所以应为(4—5—6—7)多项式曲线。

$$Y = C_4 T^4 + C_5 T^5 + C_6 T^6 + C_7 T^7$$

利用系数公式得

$$C_4 = \frac{7 \times 6 \times 5}{(7-4)(6-4)(5-4)} = 35$$

$$C_5 = \frac{7 \times 6 \times 4}{(7-5)(6-5)(4-5)} = -84$$

$$C_6 = \frac{7 \times 5 \times 4}{(7-6)(5-6)(4-6)} = 70$$

$$C_7 = \frac{6 \times 5 \times 4}{(6-7)(5-7)(4-7)} = -20$$

这样, 标准曲线方程为

$$Y = 35 T^4 - 84 T^5 + 70 T^6 - 20 T^7$$

$$V = 140 T^3 - 420 T^4 + 420 T^5 - 140 T^6$$

$$A = 420 T^2 - 1680 T^3 + 2100 T^4 - 840 T^5$$

图 6-13 给出了该实例的运动规律曲线,但它的速度最大值为 2.185,不能满足设计要求。为了把 $T=0.5$ 处的这一速度峰值降到设计要求的范围内,需引入如下两个局部控制条件

$$\begin{cases} Y_{0.5}^{(1)} = V_{0.5} = 1.85 \\ Y_{0.5}^{(2)} = A_{0.5} = 0 \end{cases}$$

多项式函数则应扩大成(4—5—6—7—8—9)多项式形式

$$Y = C_4 T^4 + C_5 T^5 + C_6 T^6 + C_7 T^7 + C_8 T^8 + C_9 T^9$$

式中的这 6 个未知系数,就不能用式(6-37)计算了,而应利用 $T=1$ 处的 4 个条件,加上两个局部控制条件,建立线性方程组求解。计算机算出的结果如图 6-14 上虚线所示, V_m 降低到 1.85,满足了设计要求,当然, A_m 有所增加。

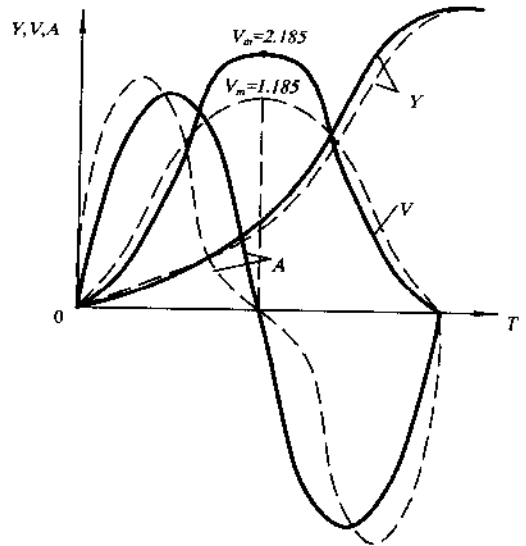


图 6-13 (4—5—6—7—8—9)多项式曲线

四、常用运动规律的选用

对机构运动规律的研究,随着数学与计算机的发展而日益深入和完善,获得了适应更多要求的其它曲线。它们的特性值一并列在表 6-2 中,供选用时参考。

对于表 6-2 中所列各种曲线的选用原则可以归纳如下:

- (1) 低速机构应选 V_m 较小的曲线, J_m 值允许较大。
 - (2) 高速重载情况,应选 V_m 与 $(AV)_m$ 较小的曲线,以改善受力条件。
 - (3) 中速轻载情况,应选用 A_m 与 J_m 较小的曲线,以减小振动,保证从动件运转时的工作精度。
 - (4) 高速轻载机构,一般应考虑 J_m 较小的曲线。
 - (5) 结构固有频率较低的凸轮机构,选用曲线时要使最高阶谐波频率低于固有频率。
- 表 6-3 为在不同的工作速度和载荷下,可供选择的运动规律。

表 6-2 凸轮曲线的特性值

序号	曲线名称	V_m	A_m	$(AV)_m$	J_m
1	等速度	1.0	∞	∞	∞
2	等加速度	2.0	4.0	8.0	∞
3	简谐(余弦)	1.571	4.932	3.876	∞
4	摆线(正弦)	2.0	6.283	8.159	39.478
5	修正梯形	2.0	4.888	8.085	61.426
6	修正正弦	1.760	5.527	5.457	69.466
7	修正等速(MCV.5)	1.275	7.997	5.725	201.381

续表

序号	曲线名称	V_m	A_m	$(AV)_m$	J_m
8	修正等速(MCV.25)	1.479	6.191	5.135	103.787
9	修正等速(MCV.33)	1.404	6.616	5.216	124.826
10	修正等速(MCV.66)	1.168	10.984	7.183	415.386
11	修正等速(MCV.75)	1.121	14.059	8.848	708.071
12	非对称摆线	2.0	7.854	10.196	61.685
13	斜修正梯形	2.0	6.110	10.090	95.978
14	梯形摆线	2.147	5.247	9.314	65.930
15	单停留摆线	1.760	5.525	4.864	34.733
16	单停留修正摆线	1.917	4.685	7.426	58.868
17	单停留修正正弦	1.660	5.213	4.856	65.528
18	单停留梯形摆线	1.760	4.301	6.258	54.043
19	无停留修正梯形	1.718	4.199	5.069	26.382(-)
20	无停留修正等速	1.222	7.663	4.682	48.149(-)
21	3-4-5 多项式	1.875	5.773	6.694	60.0
22	4-6-6-7 多项式	2.188	7.511	10.750	41.981
23	6-6-7-8-9 多项式	2.461	9.372	15.435	51.405
24	6-7-8-9-10-11 多项式	22.707	11.262	20.631	64.159
25	4-6-8-10 多项式	2.281	7.212	11.316	67.121
26	Gutman1-3	2.0	5.130	8.119	59.218
27	Gutman1-3-5	2.0	6.737	10.408	70.528
28	Freudenstein1-3	2.0	5.386	7.911	50.758
29	Freudenstein1-3-5	2.0	5.060	7.847	59.615
30	指数函数	2.605	11.231	18.186	83.899

表 6-3 推荐选择的运动规律

速度	载荷	可供选择的运动规律
低速	轻	等速度
	中	修正等速
	重	修正等速、简谐(余弦)
中速	轻	等加速度、摆线(正弦)
	中	简谐(余弦)、摆线(正弦)
	重	简谐(余弦)、修正正弦
高速	轻	摆线(正弦)、修正梯形
	中	3-4-5 多项式
	重	4-5-6-7 多项式、修正正弦

第三节 自动机械常用机构及其选用

在机械原理和机构学课程中已分析研究了各种常用机构的结构和运动特性以及应用范围等有关问题。这些机构在自动机械中已得到了广泛的应用。我们在设计新的机器时,首先要从生产工艺过程提出的动作要求出发,同时,在分析工艺动作时,不但要注意它的形式

(直动、转动、连续、间歇、步进等),更要注意它的运动规律的特点,即运转过程中速度和加速度变化的要求。这些要求有些是工艺过程本身提出来的,例如进给运动要近似等速以保证表面质量;若筛分机械的运动加速度规律选择不当,可能无法分离颗粒大小不同的物料。有些是从动力学观点提出的,如为了减小运转过程中的动载荷。结合上述各种机构的基本运动规律的特性值,认真地分析已选定符合工艺要求的运动规律,对保证工艺质量,减小机器的尺寸和重量,降低功率消耗都有重要意义。总之,在搞清楚工艺动作具体要求的基础上,才能合理地选取机构类型和设计尺寸参数。

在自动机械中大量采用凸轮机构、连杆机构等来实现各种复杂的运动要求。但这些复杂的运动要求,也可以采用以电子器件和步进马达等部件组成的电子控制系统,或采用液压、气压传动以及它们和电控相配合组成各种各样的动作系统来实现。在具体条件下,究竟选择哪一种机构类型,要从多方面综合比较决定。这里,提出几个基本的原则加以介绍,供设计时参考。

(1)凸轮机构 凸轮机构有很多优点,例如它可以设计相应的凸轮轮廓曲线,来达到从动件的运动规律;可以变换凸轮来改变从动件的运动规律;可以设计出尺寸较小的机构;在自动机械中使各机构间运动易于协调等等。但是,凸轮机构的凸轮在制造和调整方面精度要求较高,其轮廓线磨损之后会影响运动规律的准确性。连杆机构的承载能力较高,制造容易,运转精度高、平稳可靠,对于无停留运动规律等限制参数数目较少的情况下,应尽量采用。但连杆机构要实现预期的运动规律,在设计上较为困难。

(2)执行机构的运动工作行程 在很多情况下,执行机构一个方向的运动是工作行程,而相反方向的运动为空回行程。从动件空回行程与工作行程的平均速度之比称为行程速比系数。一般曲柄滑块机构及铰链四连杆机构的从动件行程速比系数在 0.8 ~ 1.2 的范围内,而曲柄导杆机构则可达 0.6 ~ 1.7。

为获得无停顿双向的运动规律,并要求从动件的行程速比系数小于 0.6 或大于 1.7 时,一般使用凸轮机构为宜。

具有一次停顿,双向运动的工作机构可采用凸轮机构,也可采用连杆机构。但采用连杆机构来实现双向运动时,其缺点是较难保证从动件的已知运动规律并限制其最大速度、加速度等附加条件。

带有两次或两次以上停顿的双向运动规律,其运动与静止时期任意重复时,以及在不同时期中,从动件具有不同的位移值时,一般采用凸轮机构。

(3)几种基本机构的组合 利用基本机构作为传动机构和执行机构虽然可以满足生产中提出的多种运动要求,但随着生产的发展,单一的基本机构常常有其固有的局限性而无法满足多方面的要求。如单一的凸轮机构一般不能实现从动件具有一定运动规律的整周转动,连杆机构无法实现从动件精确的长时间停顿和产生任意形状的轨迹;而齿轮机构(圆形齿轮和非圆齿轮)只能实现一定规律的连续转动或移动;步进运动机构只能实现单向步进运动。因此,为了满足生产上提出的某些特殊要求和提高自动化程度,可以采用由几种基本机构组合而成的组合机构。

(4)完成运动要求应使机构简单化 完成同样的运动要求,应该采用构件数目和运动副数目最少的机构。减少构件和运动副的数目,可以简化机器的构造,降低制造费用,减轻机器重量。此外,可以减少由于各种零件制造误差而形成的运动链的累积误差,从而改善零件

加工的工艺性和增强工作可靠性。减少构件数目也有利于提高传动系统的刚度。

改变原动件的驱动方式,有可能使机构简化。复杂机器的许多动作,由单级统一驱动改成多级分别驱动,虽然增加了原动机的数目和对电控部分的要求,但传动链却可以大为简化,功率消耗也可以减少。

在只要求实现简单的工作位置变换的机构中,利用气缸作原动件是很方便的。如图 6-14(a)所示,要实现 I、II 两个工作位置的变换,如利用曲柄摇杆机构,往往要用电机带动一套减速装置驱动曲柄,为使曲柄停在要求的位置,还要有制动装置。如果改用气缸驱动,则结构将大为简化[图 6-14(b)]。

在某些情况下,应用高副机构可能比低副机构的运动链简短。例如图 6-15(a)所示的曲柄滑块机构和图 6-15(b)的凸轮机构,其从动件的运动规律都是一样的,但凸轮机构的活动件数比前者减少了一个。

但是,也不能说传动线路越简短就越好。例如图 6-15(b)所示的高副机构其尺寸就比低副机构大,加工精度要求较高,而且高副机构的从动件回程运动规律有时取决于动力学因素,不是由几何约束决定的。在许多机器中,为了使操纵机构较集中,采用中间分配轴传动,这虽然使传动环节增加了,但从机器的整体工作考虑却有好处。因此要全面权衡利弊,选择出合理的机构方案。

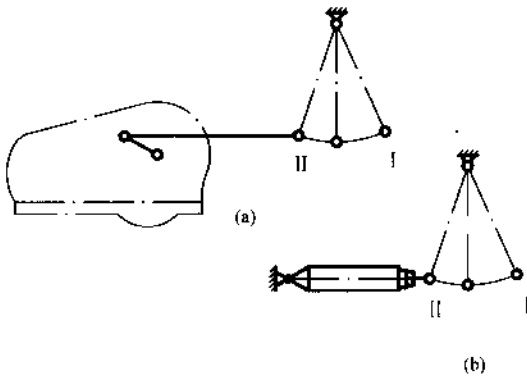


图 6-14 摆杆机构方案比较

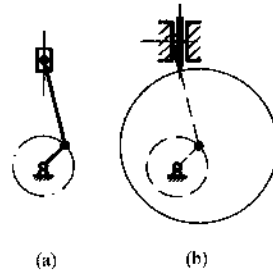


图 6-15 低副机构与高副机构方案

(5) 尽量缩小机构的尺寸 机器的尺寸和重量,随所选用的机构类型而大有差别。众所周知,在相同的运动参数下,谐波齿轮减速器或行星齿轮减速器的尺寸和重量比普通定轴齿轮减速器显著地减小。下面仅讨论连杆机构和凸轮机构在设计时如何缩小尺寸的问题。

假如驱动机器中某一构件作往复移动,通常可用曲柄滑块机构实现。如要求行程长度为 S , 则曲柄长度应为 $\frac{S}{2}$ [图 6-16(a)]。利用杠杆原理,可采用图 6-16(b)的方法,使 $\overline{DC} \approx \overline{CE}$, 则 E 点的行程如为 S , C 点水平移动距离近于 $\frac{S}{2}$ 而曲柄长度约为 $\frac{S}{4}$ 。连杆尺寸也相应减小。

为了同样目的也可把滑块换成一个活动齿轮。使它同时与一个固定齿条和一个活动齿条相啮合,曲柄长度也减少到 $\frac{S}{4}$ [图 6-16(c)]。

活动齿轮倍增行程的原理,在自动线的运输装置中已广泛应用[图 6-17(a)]。图 6-17(b)为应用同样原理而制成的钢丝绳或链条驱动装置,油缸尺寸可以减小一半。

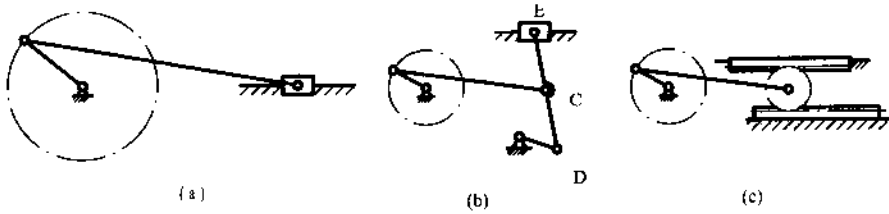


图 6-16 缩短曲柄长度的方案

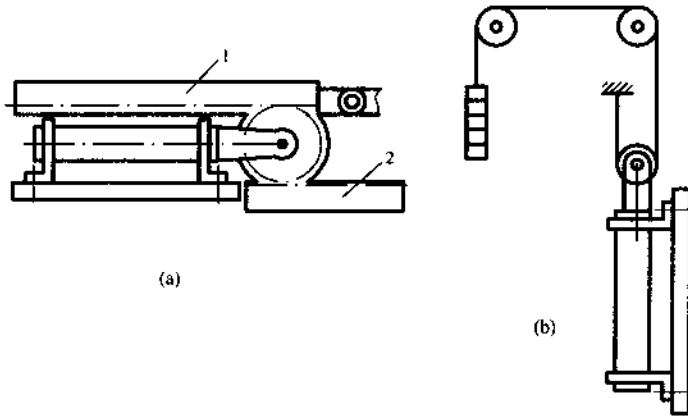


图 6-17 倍增行程的机构
1—滑动齿条 2—固定齿条

一般说来,圆柱凸轮比盘形凸轮尺寸紧凑,尤其是从动杆移动行程较大的情况下。凸轮的尺寸也可借助于杠杆相应缩小。例如家用缝纫机凸轮式挑线机构(图 6-18),圆柱凸轮推动往复摆动的挑线杆 OJ ,由于 OJ 和 OK 杠杆的关系,使圆柱凸轮在较小的尺寸时,驱动挑线孔 K 按照设计的运动规律向机针和摆梭递送面线。

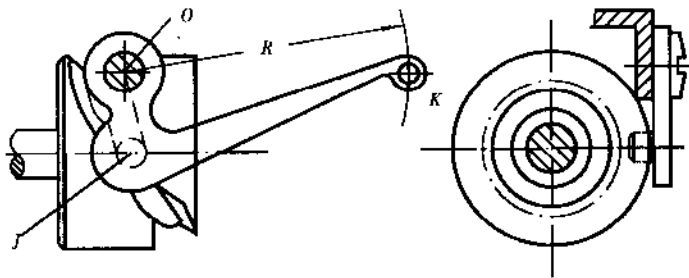


图 6-18 凸轮挑线机构

图 6-19 是一个回转导杆机构,曲柄 1 为输入件,凸轮装在导杆 2 的轴上。当曲柄顺时针转过 90° 时,导杆转过 180° ,这样就相当于把凸轮的升程角扩大了一倍。凸轮转 180° 过程中从动件移动 S 距离。在同样压力角的许用值下,凸轮的尺寸可以减小一半左右。

(6)在有些机器的运转过程中,运动参数(如行程)需要随时间调节 调节机构的运动参

数,在不同情况下有各种不同的方法,但一般地说,可以设计具有两个活动度的机构来实现。

两个活动度的机构有两个原动件,使其中的一个输入主运动——即驱动机构完成工艺动作的运动,称为主原动件;使另一个为调节原动件,调节它的位置,就可使从动件运动参数改变。当调节到需要的位置后,它固定不动,则机器就成为一个活动度的系统,在主原动件的驱动下正常运转。

图 6-20 所示的机构, a 是主原动件, b 为调节原动件,改变构件 b 的位置,摇杆的极限位置和摆角都会相应变化。调节适当之后,使 b 杆固定,整个机构就成为一个活动度的机构,这种调节可以在主原动件运转过程中进行。缝纫机中调节针距大小就采用类似的办法。

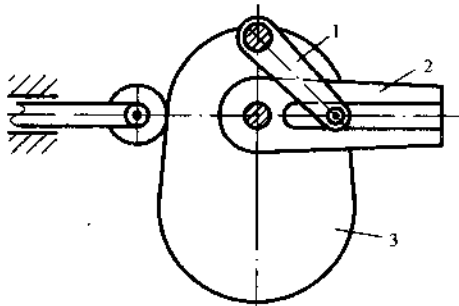


图 6-19 增大凸轮升程角缩小凸轮尺寸

1—曲柄 2—导杆 3—凸轮

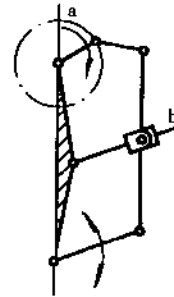


图 6-20 行程可调机构

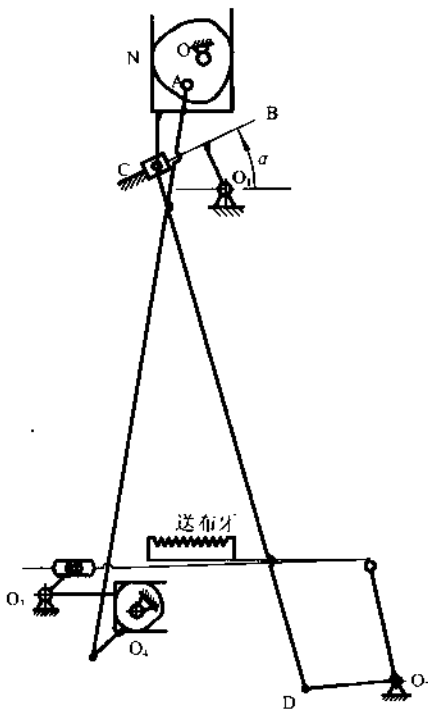


图 6-21 缝纫机送布机构

图 6-21 所示为缝纫机送布机构的简图, OA 为主动六圆弧凸轮,它与主动轴固连, ONBCDO₂ 为针距机构,改变 BC 构件的摆角 α 可使送布牙的行程发生变化,也就可以调节缝纫的针距。调节适当,使 BC 构件固定不动。

图 6-22 是板材轧机上的飞剪机构简图。飞剪把长带状板材在运动过程中连续地按规定尺寸剪断。图中 a 为主原动件, b 为调节原动件,改变 b 的位置,可以调节剪刀的运动轨迹和剪切位置。以使飞剪在最有力的条件下工作。

(7)消除运动副之间的间隙 实践证明,除了各构件有关的尺寸精度之外,运动副中间隙的存在是影响机构运动精度和传动刚度的重要因素。因此在要求机构运动精度和传动刚度很高的条件下,在运动副的结构设计中,消除间隙是必须考虑的一个问题。

目前,转动副应用滚动轴承,通过预选滚球和轴承装配时带有预紧的方法,可以消除径向游隙,得以提高运动精度。用于移动副的典型组件为滚珠盒和直移型滚珠套。至于螺旋副方面,采用滚珠丝杠也可以精细地调整运动副间隙以提高运动精度。

(8)各构件要有合理的传递力量 有些机构要在克服各种阻力下工作,各个构件都要传递力量,在外载荷一定的条件下,完成同样的动作要求,不同型式、尺寸参数的机构各个构件和运动副受力却不一定相同,原动机消耗功率的大小也可能不一样。要求达到有利的传动条件,主要是尽可能增大机构的传动角,对行程不大但克服工艺阻力很大的机构(如冲压机构)应用“增力”的方法,使其在近于回程死点位置工作。

机构中虚约束的存在,常常要求提高制造加工的精度,否则会造成过大的附加载荷。如多支点的轴,周转轮系中的中心轮和系杆等。在这种情况下,主要应合理设计运动副的结构,消除虚约束,例如适当地选用球面自位轴承,在行星轮系中应用各种均载办法等。

高速机构,如果做往复运动或平面复杂运动的构件惯性质量较大,或者转动构件有较大的偏心质量,则在设计时应考虑平衡和均衡惯性质量的措施,以减小运转过程中的动载荷。

总之,选择机构的类型以及拟定机构的方案是件复杂、细致的工作,要同时做一些运动学和动力学分析比较,要全面权衡其利弊得失,才能达到最佳的技术经济指标。

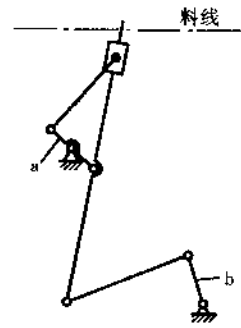


图 6-22 轧板机飞剪机构

第七章 间歇运动机构

第一节 概 述

许多自动机械在进行产品生产时,根据生产工艺的要求,需要它们的执行机构做周期性的运动和停歇,即间歇运动,这样可以对正在生产中的产品在不同工位上同时实现不同的加工或其它操作,当被加工的产品依次经过所有的工位后,也就完成了几个相应工序的工作,从而使工艺操作时间最大限度的重叠,缩短了总的加工时间,提高了整机的生产效率。

自动机械的间歇运动在形式上可分为间歇转位运动(分度运动)和直线间歇进给运动两类;根据运动过程中停歇时间的规律,间歇运动又可分为周期性和非周期性两类。自动机械中常用的间歇运动机构有:

- ①棘轮机构;
- ②槽轮机构;
- ③分度凸轮机构;
- ④不完全齿轮机构;
- ⑤星轮机构;
- ⑥曲柄导杆机构。

除了上述机构外,还有气动、液压步进机构等。近年来也出现了微电脑控制与机械机构相配合的机电一体化机构,以实现更为复杂的间歇运动。

在设计间歇运动机构时,应满足如下要求:

- ①停歇位置准确可靠:主要通过一定型式的定位机构来保证。
- ②换位迅速平稳:生产中的换位一般是在空行程的辅助操作时间内进行,换位迅速有利于提高生产效率。换位平稳是要尽量减小从动件运动开始和終了时的加速度,降低惯性冲击和噪声。换位平稳是换位迅速的必要条件。
- ③调节性能好:方便调节,以适应不同的工艺要求。
- ④定位精度能够长期保持,结构简单紧凑,制造工艺性好。

第二节 棘 轮 机 构

一、棘轮机构的工作原理及特点

棘轮机构是由棘轮、棘爪、机架等组成,工作原理如图 7-1 所示,主动杆 1 空套在与棘轮 3 固定在一起的从动轴上,驱动棘爪 2 与主动杆的转动副相连,并通过弹簧 5 的张力使驱动棘爪 2 压向棘轮 3。当主动杆 1 逆时针方向摆动时,驱动棘爪 2 插入棘轮齿槽,推动棘轮转过一个角度。当杆 1 顺时针方向摆动时,棘爪被拉出棘轮齿槽,棘轮处于静止状态,从而

实现棘轮 3 作单向的间歇转动。杆 1 的往复摆动可以利用杆机构、凸轮机构、气动、液压机构或电磁铁等来驱动。

棘轮机构主要用于将周期性的往复运动转换为棘轮的单向间歇转动,也常用于防逆转装置。

棘轮机构的特点是结构简单,制造容易,便于实现调节,但精度低,工作时噪声和冲击大,磨损快。因此,该机构多用于运动速度和精度不高,传递动力不大的分度、计数、送料和制动等场合。

二、棘轮机构的种类及结构型式

1. 棘轮机构的种类

根据棘轮机构的主动件与从动件传递运动的方式,棘轮机构的种类分为:

①齿式棘轮机构 该机构依靠啮合传动,运动可靠,棘轮转角只能作有级调节,机构噪声较大,承载能力受齿的弯曲与挤压强度的限制。

②摩擦棘轮机构 该机构依靠摩擦力传动,运动不准确,棘轮转角可无级调节,噪声较小,承载能力受工件接触面强度的限制,结构比齿式复杂,尺寸较大。

③特殊棘轮机构 指用于特殊场合的齿式棘轮机构或摩擦棘轮机构的特殊结构形式。

2. 棘轮机构的结构型式

齿式棘轮机构为棘轮机构的主要型式,从齿的分布上又可分为外齿式、内齿式和端齿式三种型式,其结构型式如图 7-2 所示。

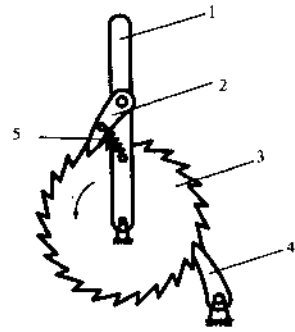


图 7-1 棘轮机构运动简图

1—主动杆 2—棘爪 3—棘轮
4—止动爪 5—弹簧

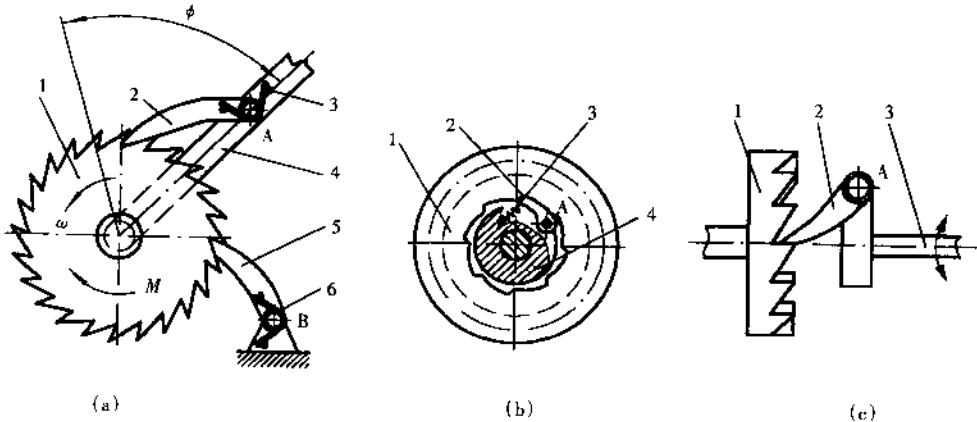


图 7-2 齿式棘轮机构的结构型式

(a)外齿式 (b)内齿式 (c)端齿式

1—棘轮 2—棘爪 3、6—爪簧 4—摆杆 5—止回棘爪

摩擦棘轮机构利用摩擦力的作用,使棘爪(或滚子)在主动件和棘轮之间形成单向楔紧,从而使主动件做摆动运动时棘轮输出间歇转位运动。摩擦式棘轮机构分为滚柱式和凸轮

式,其结构型式如图 7-3 所示。

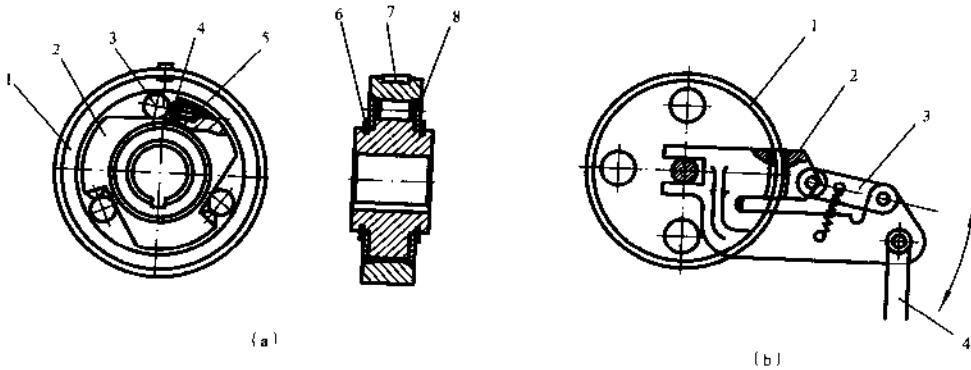


图 7-3 摩擦棘轮机构

- (a)滚柱式
1—外圈 2—星轮 3—滚柱 4—活销
5—弹簧 6—挡圈 7—键 8—盖板
- (b)凸缘式
1—从动摩擦轮轮缘 2—制动块
3—连杆 4—摇杆

特殊棘轮机构主要有双向棘轮机构、内啮合棘轮机构和直动棘轮机构三种型式。

双向棘轮机构的齿形一般为矩形,如图 7-4 所示。当 7-4(a)所示的棘爪在实线位置时,主动杆将使棘轮沿逆时针方向作间歇运动;而当棘爪翻转到虚线位置时,主动杆将推动棘轮沿顺时针方向作间歇运动。图 7-4(b)所示为另一种可变向棘轮机构,如图示位置时,棘轮将作沿顺时针方向的间歇运动;若将棘爪提起转 180°放下,棘轮将作沿逆时针方向的间

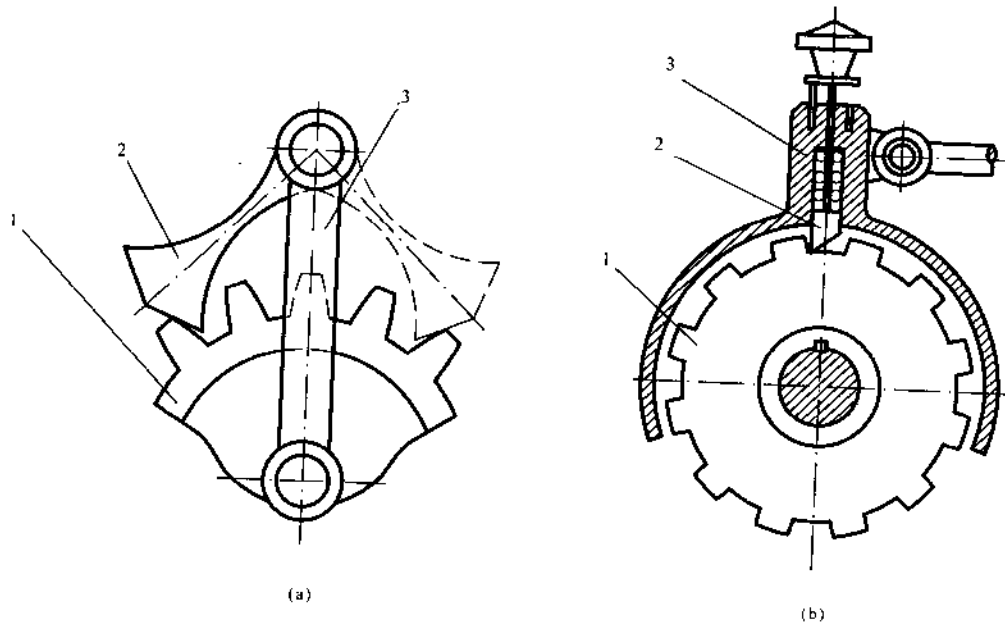


图 7-4 两种不同型式的双向棘轮机构

- 1—棘轮 2—棘爪 3—摆杆

歇运动;若将棘爪提起转 90°放下,则棘爪将脱开棘轮,棘爪作往复运动时,棘轮不动。牛头刨床的横向进给装置上多用这种机构。

内啮合棘轮机构如图 7-5 所示,棱柱形棘爪 3 自由放在星轮 2 与齿圈 1 之间。当星轮按箭头方向转动时,棘爪退出啮合;星轮按箭头相反方向转动时,棘爪卡紧。

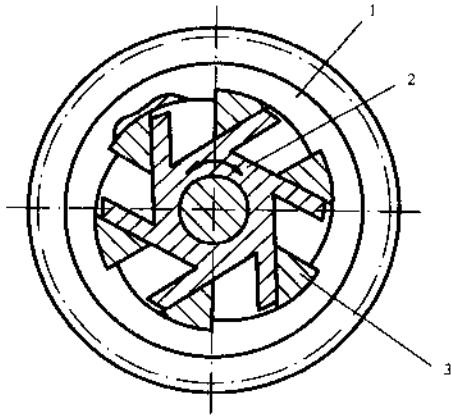


图 7-5 自由棘爪内啮式棘轮机构
1—齿圈 2—星轮 3—棘爪

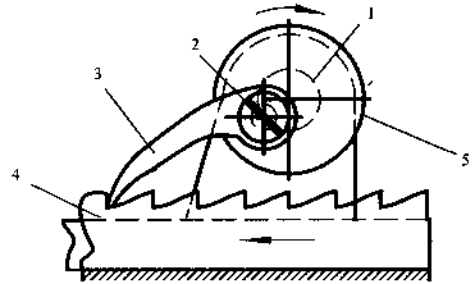


图 7-6 直动棘轮机构
1—主动轴 2—销子 3—棘爪 4—滑块 5—曲柄盘

直动棘轮机构如图 7-6 所示,此机构为割管机中的棘轮机构。滑块在行程开始和终止时具有慢速运动。由主动轴 1 带着具有销子 2 和棘爪 3 的曲柄盘 5 使滑块 4 运动。曲柄机构的运动学保证减少滑块在行程开始和终止时的动能。

三、工作性能调节及应用

1. 工作性能调节

棘轮机构的工作原理可用图 7-2(a)的外齿式来说明。棘爪 2 装在摆杆 4 上,能绕 A 点转动;摆杆空套在棘轮轴或棘轮凸缘上,可作相对摆动;棘轮 1 装在从动轴上,用键或其他方式连接。当摆杆逆时针方向摆动时,棘爪与棘轮啮合并克服棘轮轴上的外加阻力矩 M ,推动棘轮同向转动。此为棘轮机构的工作行程。当摆杆摆过一定角度 ϕ 而反向摆动时,棘爪在棘轮齿上打滑而返回到起始位置,此时止回棘爪 5(也称止动爪、闸爪)将棘轮闸住制动,使其不致因外加力矩 M 的作用而反向转动。此为棘轮机构的非工作行程或称空回行程。摆杆往复摆动,棘轮就可以实现单向不可逆步进运动。弹簧 3、6 用于帮助棘爪与棘轮可靠的啮合。

棘轮的回转角度主要由工艺条件决定,它和棘齿的关系为:

$$\phi = 360^\circ \frac{K}{z} \quad (7-1)$$

式中 ϕ ——棘轮回转角($^\circ$);

K ——工作行程时棘爪每次推过的棘轮齿数;

z ——棘轮全齿数。

ϕ 值建议一般不超过 45° ,最大不超过 $90^\circ \sim 100^\circ$ 。其调节方法有如下两种:

(1)改变摆杆摆动角度 如图 7-7(a)所示,改变曲柄 O_1A 或 O_2B 的长度,都可以改变

棘轮的动程回转角。

(2)改变棘爪每次推过的齿数 如图 7-7(b)所示,利用遮板 5 遮住棘轮动程内的若干个齿,使棘爪只能在 ϕ_1 角度内推动棘轮,遮板位置由定位销 7 插在扇形板 6 的相应孔中固定。故棘轮回转角 ϕ_1 可在 $0 \sim \phi$ 之间调节。

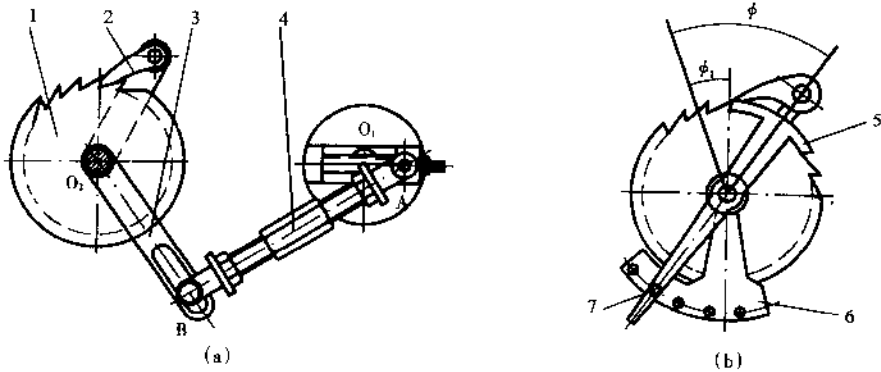


图 7-7 棘轮回转角的调节方法

1—棘轮 2—棘爪 3—导杆 4—摆杆 5—遮板 6—扇形板 7—定位销

2. 棘轮机构的应用实例

棘轮机构的应用十分普遍,例如自行车后轴飞轮内部便是一个内齿式的棘轮机构,又如电工使用的紧线器上也有棘轮机构。棘轮机构在应用上,其结构形式富于变化。以下是几个实例。

(1)缝焊机走焊机构 如图 7-8 所示,皮带轮 1 通过进给轮凸轮 2 和棘轮机构 4 带动电极滚轮 5。在进给机构的左极限位置上,凸轮 3 使变压器的绕阻回路触点 9 闭合。这时,在被连接零件 6 和 7 之间与滚轮 5 和 8 接触的区域里产生电弧来焊接零件。

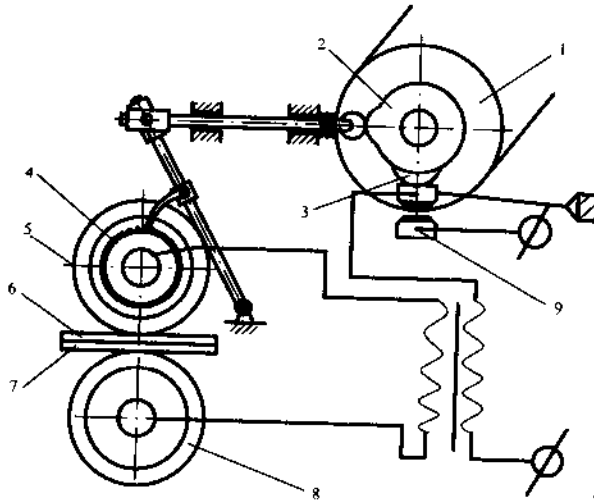


图 7-8 缝焊机走焊机构

1—皮带轮 2,3—凸轮 4 棘轮 5,8—滚轮 6,7—被连接零件 9—触点

(2)滚压成型机传动系统 图 7-9 为陶瓷滚压成型机的传动系统示意图。陶瓷坯料由输送链周期地输送到滚压头 5 和轮头 4 之间使坯料滚压成形。输送链的运动是由棘轮机构

驱动的。当凸轮 6 经蜗杆 12、蜗轮 11 带动连续回转时,驱动棘爪 10 往复摆动,推动棘轮 8 以及和棘轮同轴的输送链 9 作步进运动。

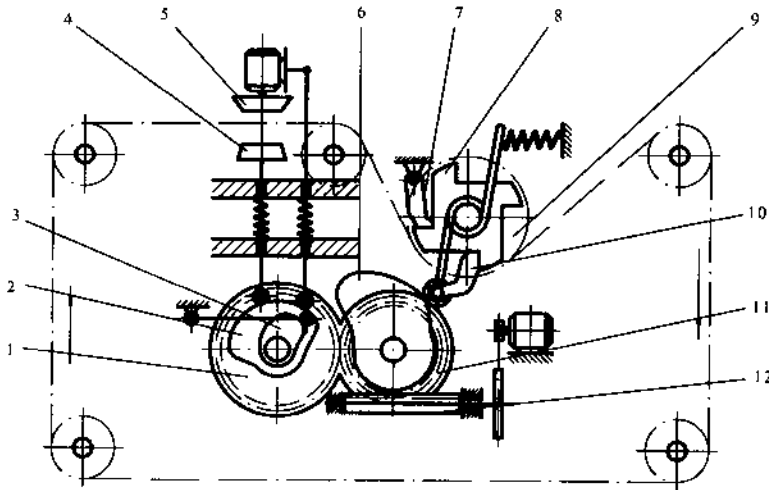


图 7-9 滚压成型机传动系统

- 1—齿轮 2,3,6—凸轮 4—轮头 5—滚压头 7—止回棘爪
8—棘轮 9—输送链 10—棘爪 11—蜗轮 12—蜗杆

四、棘轮机构主要尺寸参数的确定和结构设计

1. 棘爪位置的确定

棘爪的轴心位置用棘齿面的正压力方向线与齿端和棘爪轴心的连线之间的夹角 β 表示, β 称为棘爪安装角,如图 7-10(a)所示。从啮合的可靠性考虑,这个位置应能保证棘爪在棘齿对它的反作用力所产生的力矩作用下进入齿间,并在工作时间内始终保持啮合, β 角可由图 7-10(b)计算得到。

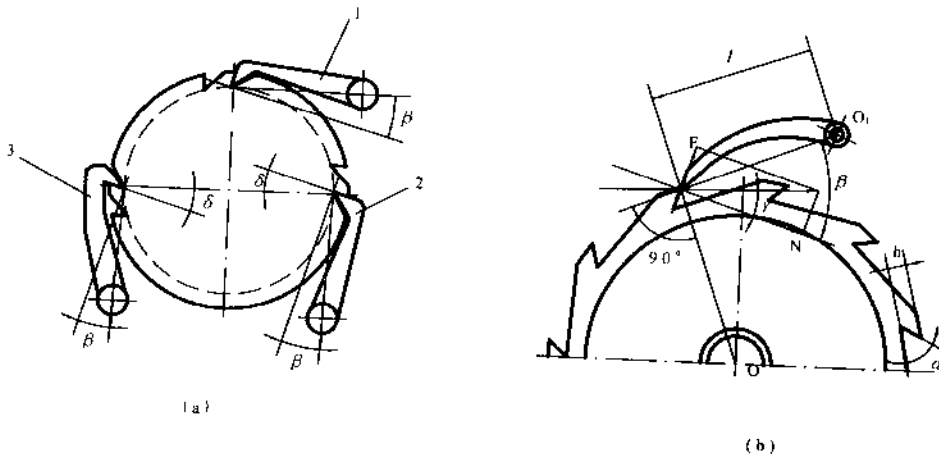


图 7-10 棘爪轴心位置的确定

- 1—无倾角齿,推爪 2—有倾角齿,推爪 3—有倾角齿,拉爪

设棘齿与棘爪之间的摩擦因数为 f , 摩擦角为 γ ($\gamma = \text{tg}^{-1} f$)。棘齿对棘爪的反作用力为 N , 摩擦力为 F ($F = Nf$)。则棘爪能自动进入齿底并实现啮合的条件为:

$$N \cdot l \sin \beta \geq N \cdot f \cdot l \cdot \cos \beta$$

即

$$\text{tg} \beta \geq \text{tg} \gamma$$

或

$$\beta \geq \gamma \quad (7-2)$$

齿面倾角 δ 可补偿 β 角, 一般取 $\beta = 10^\circ \sim 12^\circ$ 。当 $\delta = 0 \sim 10^\circ$ 时, 相当于 $\beta = 10^\circ \sim 22^\circ$ 。例如, 当 $f = 0.2$ 时, $\gamma = 11^\circ 8' 35''$, 通常将 β 角补偿到 20° 。

2. 主要尺寸参数的确定

与齿轮相似, 棘轮的主要尺寸参数均用模数 m 表示, 但其标准模数定义在齿顶圆上, 即

$$\begin{aligned} D &= m \cdot z \\ t &= m \cdot \pi \end{aligned} \quad (7-3)$$

式中 D ——棘轮外径(mm);

t ——周节(mm);

z ——齿数。

设计时, 应根据工艺要求、布局情况、强度条件等综合考虑。模数 m 应选取标准值, 齿数 z 可在 $8 \sim 250$ 范围内选取。其它几何尺寸可由图 7-11 计算得出, 也可参考有关设计手册查取。已知设计参数: 棘轮的 m 、 z 、齿高 h ; 棘爪的长度 l 、头部角 α_1 和安装角 β , 其余参数可按下列各式计算:

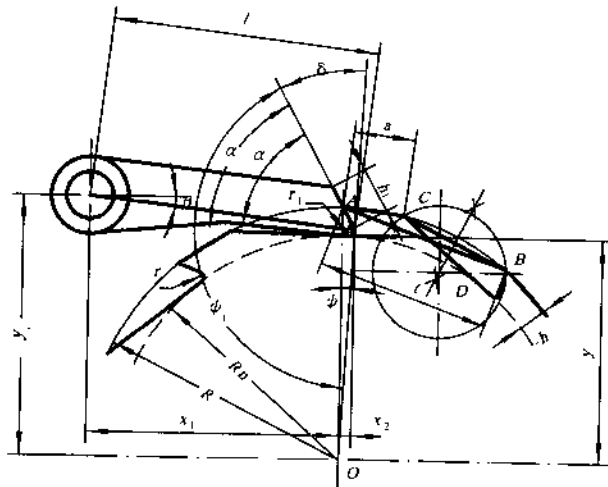


图 7-11 棘轮机构啮合要素及尺寸计算图

$$\gamma = 90^\circ - \delta - \beta - \alpha_1 \quad (7-4)$$

$$R_n = \frac{1}{2} m \cdot z + h \quad (7-5)$$

$$\sin \Psi_1 = \frac{m \cdot z \cdot \sin \delta}{2 R_n} \quad (7-6)$$

$$\Psi_2 = 180^\circ - \delta - \Psi_1 \quad (7-7)$$

$$x_2 = R_n \cdot \sin \Psi_2 \quad (7-8)$$

$$y_2 = R_n \cdot \cos \Psi_2 \quad (7-9)$$

$$x_1 = l \cdot \cos \beta - x_2 \quad (7-10)$$

$$y_1 = l \cdot \sin \beta + y_2 \quad (7-11)$$

$$OO_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \quad (7-12)$$

3. 结构设计

在一般情况下,棘轮机构多为单棘爪棘轮机构。但是,当驱动摆杆的摆角很小时,可采用多棘爪的办法。在图 7-12(a)中,只要摆杆使棘爪摆动 $t/3$,就可以使棘轮在周节不变的

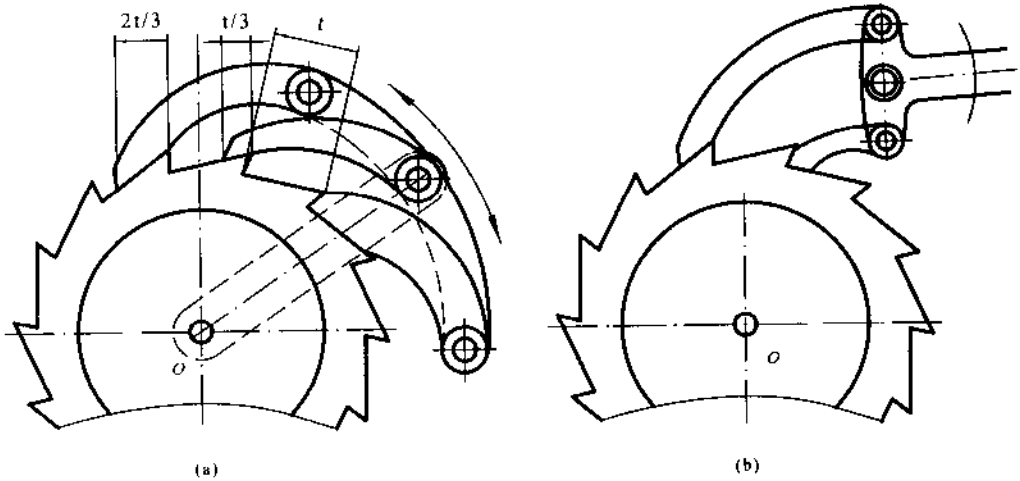


图 7-12 多棘爪棘轮机构

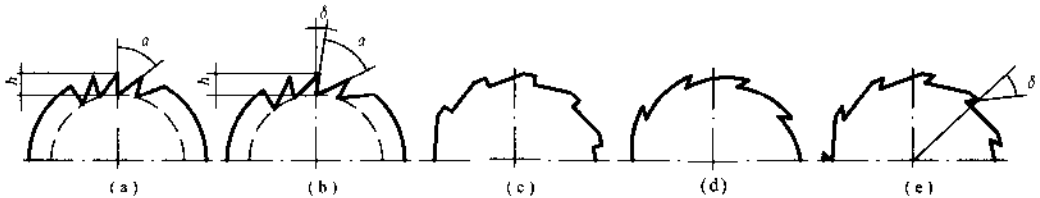


图 7-13 单动式棘轮的齿形

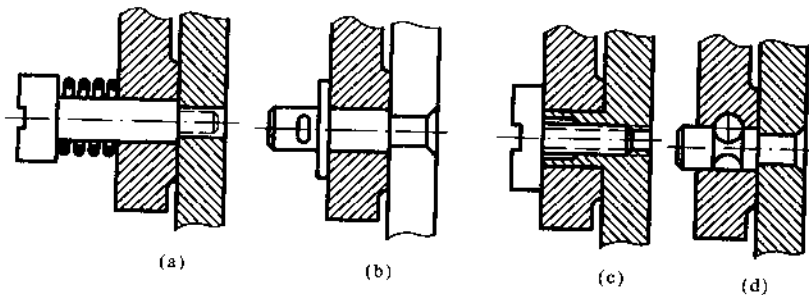


图 7-14 棘爪与摆杆的连接方式

情况下获得较小的转角。在图 7-12(b)中,与单棘爪比较,在摆杆摆角相同的情况下,可使棘轮获得较大的转角。

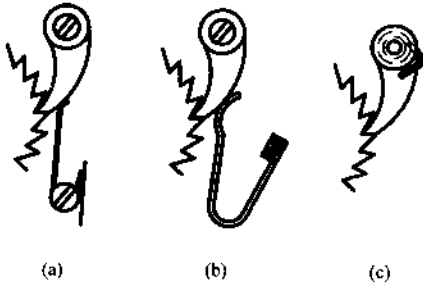


图 7-15 棘爪和压紧弹簧的形式

棘轮的齿形已经标准化,可分为单向驱动式和双向驱动式两种。单动式的齿形如图 7-13 所示。其中,(a)、(b)、(d)为三角形齿,(c)、(e)为不对称梯形齿。(c)、(d)、(e)也称为加强齿形。齿间角 α ,通常根据铣刀的角度决定。对三角形齿可选 $45^\circ \sim 60^\circ$,对梯形齿可选 $60^\circ \sim 90^\circ$ 。双动式的齿形一般都制成矩形。

图 7-14 所示为棘爪与驱动摆杆的几种连接方式。棘爪压紧弹簧的形式如图 7-15 所示。

五、摩擦式棘轮机构的结构设计简介

摩擦式棘轮机构又称为超越离合器或定向离合器,如图 7-16 所示。摩擦式棘轮机构正常工作的必要条件是滚柱在外圈和星轮之间楔紧。下面分析机构应具备什么样的结构尺寸才能保证这个条件。

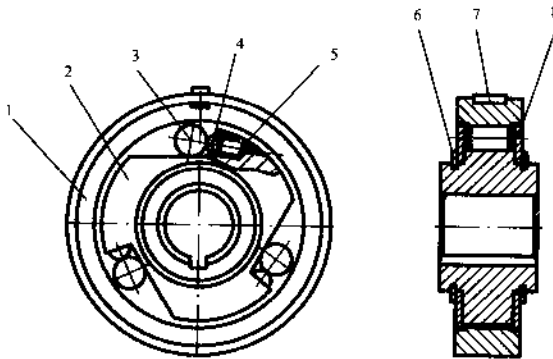


图 7-16 摩擦式棘轮机构结构图

1—外圈 2—星轮 3—滚柱 4—活销 5—弹簧 6—挡圈 7—键 8—盖板

图 7-17 为摩擦式棘轮机构的受力图。设外圈为主动件,逆时针转动,滚柱处于被楔紧状态。此时,星轮和外圈对滚柱的法向压力 N_1 、 N_2 指向滚柱中心,使滚柱产生向右运动的趋势。因此在接触点产生与运动反向的切向摩擦力 $f_1 N_1$ 和 $f_2 N_2$ (f_1 、 f_2 分别为滚柱和星轮、外圈之间的摩擦因数),根据滚柱受力的平衡条件, N_1 、 $f_1 N_1$ 的合力 R_1 和 N_2 、 $f_2 N_2$ 的合力 R_2 应作用在同一直线上,大小相等,方向相反。于是得

$$\alpha \leq 2\gamma_{\min} \quad (7-13)$$

式中 γ_{\min} 为滚柱与星轮,外圈接触面之间的摩擦角 γ_1 和 γ_2 中较小的一个。

设 D 和 d 分别为外圈内径和滚柱外径, a 为星轮缺口尺寸,则由图中关系可得

$$\cos \alpha = \frac{a+d}{D-d} \quad (7-14)$$

要满足式(7-13),必须使 $\cos \alpha \leq \cos 2\gamma_{\min}$,故有

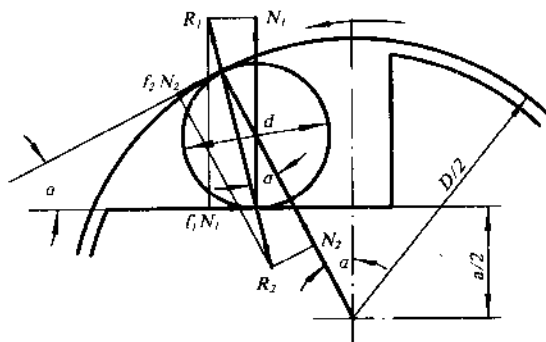


图 7-17 摩擦式棘轮机构受力图

$$d \geq \frac{D \cdot \cos 2\gamma_{\min} - a}{1 + \cos 2\gamma_{\min}} = D - \frac{D + a}{1 + \cos 2\gamma_{\min}} = D - \frac{D + a}{2\cos^2 \gamma_{\min}} \quad (7-15)$$

在设计中,外圈内径 D 可根据载荷大小来确定,则 a 值可由式(7-14)求得

$$a = (D - d)\cos\alpha - d \quad (7-16)$$

为了使滚柱楔紧可靠,一般取 $\alpha/(2\gamma_{\min}) = 0.7 \sim 0.9$,则 α 应在 $14^\circ \sim 22^\circ$ 之间。但由于机构工作一个阶段后,会使摩擦因数逐渐减小,故建议 α 取在 $9^\circ \sim 10^\circ$ 之间。 α 取过小的数值,虽工作可靠,但会使滚柱不易退出楔紧状态。

通常,摩擦式棘轮机构的工作表面都要求 $HRC = 60$ 左右的高硬度。材料多选用轴承钢、碳素工具钢或渗碳钢。在这种情况下能传递的扭矩的大小为

$$M = 85z \cdot d \cdot l \cdot D \quad (7-17)$$

式中 z ——滚柱数量,通常为 $3 \sim 8$,多用 $3 \sim 5$;

l ——滚柱长度(cm),应满足 $l \geq 1.5d$;

d ——滚柱直径(cm)。

若取 $d \approx \frac{D}{8}$, $l = 1.5d$,代入上式可求得

$$D = 1.66\sqrt[3]{\frac{M}{z}} \quad (7-18)$$

摩擦式棘轮机构的结构尺寸已经标准化和系列化。材料和技术参数等均可在有关设计手册中查到。

第三节 槽轮机构

一、槽轮机构的结构型式、工作原理及特点

1. 槽轮机构的基本类型

槽轮机构又称为马尔他机构,亦称为马氏机构或马氏盘。它是自动机械中应用很广泛的一种间歇运动机构,常见的槽轮机构主要有如图 7-18 所示的三种基本结构型式。其中用得最普遍的是平面外槽轮机构。

2. 槽轮机构的工作原理

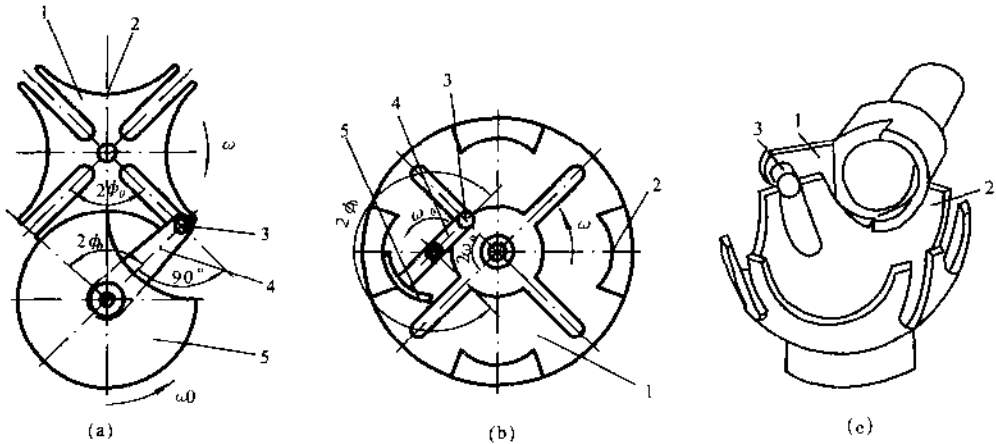


图 7-18 槽轮机构的基本类型

(a)平面外槽轮机构 (b)平面内槽轮机构 (c)空间球面槽轮机构
1—槽轮 2—定位弧 3—拨销 4—转臂 5—锁紧弧

如图 7-18(a)所示,拨销盘上的转臂 4 以匀角速度 ω_0 转动。当转臂上的拨销 3 进入槽轮 1 的径向槽中时,转臂通过拨销驱动槽轮以角速度 ω 转动。当拨销转过 $2\phi_0$ 角度后,拨销脱离槽轮,转臂继续转动而槽轮不动,直到拨销进入下一个槽内,又重复以上循环。这样就把转臂的连续回转运动转换成槽轮的单向步进回转运动。在槽轮不动的时间内,靠拨销盘上锁紧弧 5 和槽轮上定位弧 2 的配合实现槽轮的定位锁紧。

3. 槽轮机构的特点及应用

槽轮机构的特点可归纳如下:

- ①结构简单、紧凑,工作可靠;
- ②转位迅速,效率高;
- ③能平稳地改变从动件的角速度;
- ④槽轮机构运动规律不能选择,调节性能差,在拨销进入和脱出槽轮时会产生有限的二次冲击;
- ⑤当精度要求较高时需另加定位装置,制造、装配精度要求较高。

在许多机械中,槽轮机构常用在低、中速工位数不太多(4~8,很少超过 12)的转位、分度等步进传动中。如包装机械、陶瓷机械、玻璃制品机械等。

二、槽轮机构运动特性分析及主要参数确定

1. 槽轮机构运动特性分析

从结构原理上分析,槽轮机构实质上是曲柄导杆机构的一种变型。在槽轮机构运动过程的任一瞬时,如图 7-19 所示[参见图 7-18(a)],槽轮的转角 Ψ (rad)和曲柄(即转臂或拨销盘)的转角 ϕ (rad)之间的几何关系为

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{A'B}{O_2B} = \frac{r \sin \phi}{l - r \cos \phi}$$

令 $\lambda = r/l$, 代入上式得

$$\Psi = \text{tg}^{-1} \frac{\lambda \sin \phi}{1 - \lambda \cos \phi} \quad (7-19)$$

将式(7-19)对时间 t 逐次求导, 即得槽轮运动的角速度 ω 和角加速度 ε (rad/s^2) 为

$$\omega = \frac{d\Psi}{dt} = \frac{\lambda(\cos \phi - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \phi + \lambda^2} \cdot \omega_0 \quad (7-20)$$

$$\varepsilon = \frac{d^2\Psi}{dt^2} = \frac{-\lambda(\lambda^2 - 1)\sin \phi}{(1 - 2\lambda \cos \phi + \lambda^2)^2} \cdot \omega_0^2 \quad (7-21)$$

由此可知, 当机构的中心距 l 和曲柄的长度 r 确定以后, 槽轮运动的角速度 ω 和角加速度 ε 是曲柄转角 ϕ 的函数。

若满足槽轮机构运动平稳无冲击的要求, 则拨销在进入和退出槽轮时的速度和加速度为最小值。于是, 由式(7-20)可得

$$\omega = \omega_k = \frac{\lambda(\cos \phi_0 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \phi_0 + \lambda^2} \cdot \omega_0 = 0$$

式中 ω_k 为拨销进入槽轮时的角速度, ϕ_0 为相应于 ω_k 时的曲柄转角。即

$$\begin{aligned} \cos \phi_0 - \lambda &= 0 \\ \cos \phi_0 &= \lambda = \frac{r}{l} \end{aligned} \quad (7-22)$$

所以, 当曲柄拨销在以直角 ($r \perp O_2A$) 进入槽轮时可以避免第一种冲击。此时槽轮的角加速度由式(7-21)可得

$$\varepsilon = \varepsilon_k = \frac{-\lambda(\lambda^2 - 1)\sin \phi_0}{(1 - 2\lambda \cos \phi_0 + \lambda^2)^2} \cdot \omega_0^2$$

式中 ε_k (rad/s^2) 为拨销进入槽轮时的角加速度。

将 $\lambda = \cos \phi_0$ 代入上式可得

$$|\varepsilon_k| = \text{ctg} \phi_0 \cdot \omega_0^2 \quad (7-23)$$

可见, 曲柄销进入槽轮时存在由角加速度产生的第二种冲击。

由图 7-19 可知: Ψ 和 ϕ 均以 O_1O_2 为零线, 而式(7-20)为余弦偶函数, 其 ω 均为正值且对称于纵轴; 式(7-21)为正弦奇函数, 其 ε 的绝对值相等, 但符号相反, 即对称于原点。所以式(7-22)和式(7-23)同样适用于曲柄销脱出槽轮时的情况。

设槽轮的槽数为 z , 由图 7-19 可以看出:

$$\Psi_0 = \frac{\pi}{z} \quad (7-24)$$

$$\phi_0 = \pi \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{z} \right) \quad (7-25)$$

将 ϕ_0 值代入式(7-22)和(7-23)可得

$$\sin \phi_0 = \sin \frac{\pi}{z} = \lambda = \frac{r}{l} \quad (7-26)$$

和
$$\varepsilon_k = \text{tg} \frac{\pi}{z} \cdot \omega_0^2 \quad (7-27)$$

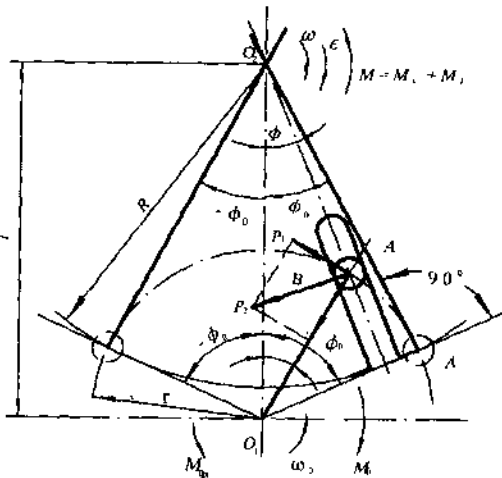


图 7-19 槽轮机构运动特性计算图

槽轮运动过程中的角速度最大值发生在 $\phi = 0$ 时, 即转位的中间位置上。此时有:

$$\omega_{\max} = \frac{\lambda(1-\lambda)}{1-2\lambda+\lambda^2} \cdot \omega_0 = \frac{\lambda}{1-\lambda} \cdot \omega_0 \quad (7-28)$$

槽轮运动的角加速度最大值, 可用求极值的办法计算。即令 $\frac{d\epsilon}{d\phi} = 0$, 求出 ϕ_{\max} , 并代入式(7-21)即可求出 ϵ_{\max} 。因为运算复杂, 一般可查图表解决(参看表 7-1)。

表 7-1 外槽轮机构主要参数(参看图 7-19)

槽数 z	主动轮 运动角 $2\phi_0$	从动轮 运动角 $2\Psi_0$	锁止弧 所对 中心角 ($\pi-2\varphi_0$)	主动曲柄 相对半径 γ/l ($\sin\Psi_0$)	从动槽轮 相对半径 A/l ($\cos\Psi_0$)	工作时 间系数	$\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)_{\max}$	$\left(\frac{\epsilon}{\omega_0^2}\right)_{\max}$ $\varphi = \varphi_0$	$\left(\frac{\omega}{\omega_0^2}\right)_{\max}$	发生 $\left(\frac{\omega}{\omega_0^2}\right)_{\max}$ 时主动曲 柄的位置 角 ϕ	最大 主动 拨销 数 m
3	60°	120°	300°	0.866	0.500	0.200	6.458	1.732	31.400	4°46'	6
4	90°	90°	270°	0.707	0.707	0.333	2.407	1.000	5.400	11°28'	4
5	108°	72°	252°	0.588	0.809	0.429	1.425	0.727	2.299	17°34'	3
6	120°	60	240	0.500	0.866	0.500	1.000	0.577	1.350	22°54'	3
7	128°34'17"	51°25'43"	231°25'43"	0.434	0.901	0.555	0.766	0.482	0.928	27°33'	2
8	135°	45°	225°	0.383	0.924	0.600	0.620	0.414	0.700	31°38'	2
9	140°	40°	220°	0.342	0.940	0.636	0.520	0.364	0.559	35°16'	2
10	144°	36°	216°	0.309	0.951	0.667	0.447	0.325	0.465	38°30'	2
12	150°	30°	210°	0.259	0.966	0.714	0.349	0.268	0.348	44°	2
15	156°	24°	204°	0.208	0.978	0.765	0.263	0.213	0.253	50°30'	2
16	160°	20°	200°	0.174	0.985	0.800	0.210	0.176	0.200	55°30'	2

通过以上的分析可知: 槽轮机构步进输出运动和终了时的角加速度 ϵ_k 以及运动过程中的最大角速度 ω_{\max} 和最大角加速度 ϵ_{\max} 均和槽轮槽数 z 有关。当其它条件相同时, 槽数越少, 加速度越大, 惯性冲击越剧烈, 磨损越严重, 精度保持越差。实践证明: 外啮合槽轮约在槽长的 $1/4 \sim 1/3$ 处(从外周算起)磨损最为严重, 原因就是 ϵ_{\max} 出现在该处。槽轮机构的这一运动特性是它的很大缺陷, 因而限制了它的使用范围。

2. 槽轮运动的动静比

设槽轮在一个循环周期中的运动时间为 t_d , 静止时间为 t_j , 曲柄销转一周的时间为 T 。当曲柄的角速度 ω_0 为常数时, 由图 7-22 可知:

$$\frac{t_d}{T} = \frac{\phi_0}{\pi}$$

$$\frac{t_j}{T} = \frac{1-\varphi_0}{\pi}$$

将式(7-25)代入上面两式得

$$\left. \begin{aligned} \frac{t_d}{T} &= \frac{1}{2} - \frac{1}{z} \\ \frac{t_j}{T} &= \frac{1}{2} + \frac{1}{z} \end{aligned} \right\} \quad (7-29)$$

$\frac{t_d}{T}$ 和 $\frac{t_j}{T}$ 分别称为槽轮机构的运动时间系数和静止时间系数。说明在一个循环周期中, 槽轮的转动时间和静止时间所占的比例。

将 $T = \frac{60}{n_0}$ (s) 代入式(7-29)得:

$$\left. \begin{aligned} t_d &= \frac{30}{n_0} \left(1 - \frac{2}{z} \right) \quad (\text{s}) \\ t_j &= \frac{30}{n_0} \left(1 + \frac{2}{z} \right) \quad (\text{s}) \end{aligned} \right\} \quad (7-30)$$

式中 n_0 ——曲柄销的每分钟转速(1/min)。

根据式(7-30), 可在已知 n_0 和 z 时求得 t_d 和 t_j , 也可根据最长工序的工艺时间 t_j 和 z 求得曲柄销的转速 n_0 。

$$\text{工作时间系数 } K_t = \frac{t_d}{t_j} = \frac{z-2}{z+2} = 1 - \frac{4}{z+2} \quad (7-31)$$

从式(7-31)可得出槽轮机构运动特性的又一个结论: 槽轮机构的工作时间系数 K_t 仅与槽数 z 有关。当 z 选定后, 其值也定。在循环周期 T 一定时, z 增加, K_t 增大。即 t_d 增加, t_j 减少, 意味着生产率下降。由于槽轮机构在工作时 t_d 总是大于零, 而 z 是正整数, 从式(7-31)可知, 槽轮的最少槽数不能少于 3, 即 $z_{\min} \geq 3$ 。

3. 主动拨销可能值的确定

在生产实际中, 有时利用外槽轮机构结构简单的特点, 设计出能够实现不同形式的步进机构以满足工艺要求。一般采用多拨销的形式(等臂的和不等臂的、等距的和不等距的)。图 7-20 为拨销数可能值的计算图。设拨销数为 m , 由图可以看出, 多拨销存在的必要条件是两个拨销间的夹角 γ_i 必须大于 $2\phi_0$, 即

$$\gamma_i > 2\phi_0 = \pi - 2\Psi_0 = \frac{\pi(z-2)}{z}$$

当拨销数为 m 时, 应满足下列条件:

$$\sum_{i=1}^m \gamma_i = 2\pi > \frac{m\pi(z-2)}{z}$$

故

$$m < \frac{2z}{z-2} \quad (7-32)$$

可见, 槽轮机构的拨销数也和槽轮槽数有关。

采用多拨销槽轮机构, 可以在不提高拨销盘转速(即不增加惯性力矩)情况下, 使槽轮在拨销盘转一周时转过 $2\Psi_0$ 的倍数角, 或者能够得到静止时间相等或不相等的两次转角。但此时静止时间将减少。

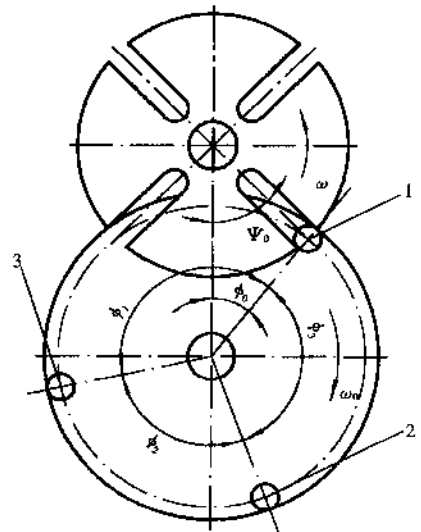


图 7-20 拨销数可能值计算图
1、2、3—拨销

三、槽轮机构的扭矩和功率计算

1. 驱动直线步进式机械设备

这种型式的机械设备如各种传送带。因这类机械设备一般都在低速情况下工作,计算扭矩时,通常可忽略惯性力矩而仅考虑摩擦阻力矩。由功率相等原理有(参看图 7-19):

$$Fdh = M_2 d\phi \quad (7-33)$$

式中 F ——机械设备的生产阻力,如传送带与支承导轨间的摩擦力(N);
 dh ——机械设备的微小位移量(m);
 M_2 ——槽轮轴上的平均驱动扭矩(N·m);
 $d\phi$ ——槽轮的微小转角(rad)。

将式(7-33)两边积分得:

$$\int_0^H Fdh = \int_0^{2\phi_0} M_2 d\phi$$

$$FH = M_2 \phi_0$$

$$M_2 = \frac{FH}{2\phi_0} \quad (7-34)$$

式中 H ——机械设备的最大步进位移量(m);
 $2\phi_0$ ——槽轮的槽间角(rad)。

主动拨销盘支承轴上的扭矩为:

$$M_c = M_2 \frac{\omega}{\omega_0} \frac{1}{\eta} \quad (7-35)$$

式中 M_c ——拨销盘支承轴上的扭矩(N·m);
 ω ——槽轮转动的角速度(rad/s);
 ω_0 ——拨销盘转动的角速度(rad/s);
 η ——槽轮机构的传动效率。

将式(7-34)代入上式并按最大扭矩计算得:

$$M_{c,max} = \frac{FH\omega_{max}}{2\phi_0\omega_0\eta} = \frac{1}{2} fWH \frac{\omega_{max}}{\phi_0\omega_0\eta} \quad (7-36)$$

式中 f ——机械设备运动部件与支承导轨间的摩擦系数;
 W ——机械设备运动部件的总重量(包括传送物体的重量)(N);
 ω_{max} ——槽轮转动的最大角速度(rad/s)。

2. 驱动转位式步进机械设备

这类机械设备如各种立式、卧式多工位转盘型自动机械。槽轮机构驱动工作盘作步进转位时,一般应同时考虑摩擦阻力矩和惯性阻力矩两部分。但计算时以哪个为主,则视机械设备的转速、重量、结构型式等具体情况分析决定。通常把摩擦阻力矩 M_m 看做常数或忽略不计。参看图 7-22,槽轮轴上的扭矩为

$$M_2 = M_m + M_g = M_m + J\epsilon \quad (7-37)$$

式中 M_2 ——作用在槽轮轴上的总扭矩(N·m);
 M_m ——机械设备的摩擦力矩(N·m);
 M_g ——机械设备的运动惯性力矩(N·m);
 J ——换算到槽轮轴上的所有转动部分的转动惯量(kg·m²);
 ϵ ——槽轮转动的角加速度(rad/s²)。

主动拨销盘支承轴上的扭矩为

$$M_c = M_2 \frac{\omega}{\omega_0} \frac{1}{\eta} = (M_m + J\epsilon) \frac{\omega}{\omega_0} \frac{1}{\eta} \quad (7-38)$$

式中 M_c ——主动拨销盘支承轴上的扭矩(N·m);
 ω ——槽轮转动的瞬时角速度(rad/s);
 ω_0 ——主动拨销盘的转动角速度(rad/s);
 η ——槽轮机构的传动效率。

槽轮机构在转动的一个循环周期中,加速段的负荷较大,这时拨销盘支承轴上的平均扭矩为

$$\overline{M_c} = \frac{1}{\phi_0} \int_0^{\phi_0} \left[(M_m + J\epsilon) \frac{\omega}{\omega_0} \frac{1}{\eta} \right] d\phi$$

将式(7-25)和式(7-28)代入上式积分,并以 $\omega_0 = \frac{\pi n_0}{30}$ 和 $J = \frac{1}{2} \frac{W}{g} R_p^2$ 代入计算整理得平均扭矩:

$$\overline{M_c} = \left[\frac{2M_m}{z-2} + \frac{\pi z}{1800(z-2)} \left(\frac{\lambda}{1-\lambda} \right)^2 \frac{W}{g} n_0^2 R_p^2 \right] \frac{1}{\eta} \quad (7-39)$$

式中 W ——槽轮机构负载的总重力(N);
 g ——重力加速度(9.8m/s²);
 n_0 ——槽轮机构主动拨销盘转速(1/min);
 R_p ——槽轮机构负载部分的回转半径(m)。

在以上各式中,槽轮机构的传动效率通常也看做常数,它和槽轮的支承形式有关。例如:槽轮轴装在滚动轴承上, $\eta = 0.95$; 装在滑动轴承上, $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 。如果槽轮直接装在转动工作台主轴上,而工作台的支承表面大于槽轮的外径时,则 $\eta = 0.75$ 。

从降低驱动扭矩考虑,式(7-39)可以给出合理设计槽轮机构及其负载部件的如下原则:

- ①应尽量减少负载部件的重量,如工作台采用轻质材料或进行合理设计;
- ②应设法减少负载部件的回转半径,有时单个大径(多工位)工作台不如多个小径(少工位)工作台更经济;
- ③设计时应注意槽轮槽数不宜太少(即尽量加大拨销盘的工作转角),转速不宜太高。

3. 驱动功率的计算

主动拨销盘轴上的平均扭矩求得后,即可算出所需的驱动电机功率 \bar{N} (kW)

$$\bar{N} = \frac{M_c \cdot \omega_0}{1020} = \frac{\overline{M_c} \cdot n_0}{9750} \quad (7-40)$$

如果拨销盘由专用电机通过减速装置驱动,上式求出的 \bar{N} 需除以减速装置的传动效率后选择驱动电机的额定功率。

需要指出的是,在根据式(7-40)选择电机时,一定要注意有时需要验算电机的过载能力是否能够满足槽轮机构扭矩的最大值。

由前述槽轮机构运动特性的分析可知,其最大扭矩和平均扭矩的比值相差很大,而且和槽数 z 有关。如果用 k_M 表示槽轮机构最大扭矩 $M_{c,max}$ 和平均扭矩 $\overline{M_c}$ 的比例系数,有

$$k_M = \frac{M_{c,max}}{\overline{M_c}} \quad (7-41)$$

k_M 与 z 的关系如表 7-2 所示。

我国普通三相异步电动机的过载系数为 1.8~2,由表 7-2 可以看出, $z \leq 6$ 的槽轮机构

其 k_M 值都大于电机的过载系数。所以在设计槽数较少的外槽轮机构时,选择驱动电机的额定功率应适应地大于它的 \bar{N} 。例如,选择驱动六槽外槽轮机构的电机时,其额定功率值应比计算值至少大 15% ~ 20%。

表 7-2 外槽轮机构的 k_M

z	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15
k_M	4.00	2.70	2.28	2.07	1.96	1.88	1.82	1.79	1.73	1.70

四、槽轮机构的结构设计

1. 主要结构尺寸关系

槽轮机构的主要结构尺寸关系取决于机构所能够传递的扭矩,即应具备的强度条件。这和机构的使用情况,材料、热处理、加工装配技术,结构型式等许多影响因素有关。目前在我国,槽轮机构尚未系列化。设计时,通常根据工艺要求、布局条件选定适当的中心距 l 和槽数 z 。根据机构运动时不发生第一种冲击的条件,可决定其主要结构尺寸间的关系。参看图 7-21 可得下列关系式:

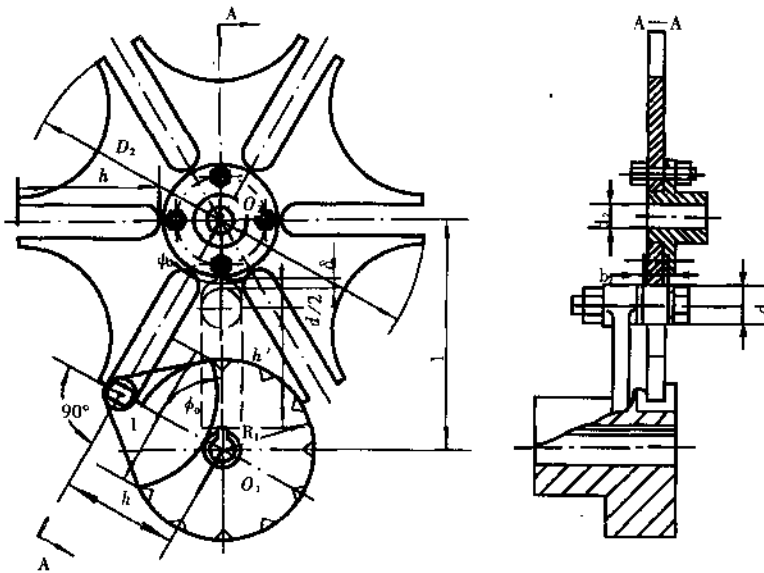


图 7-21 外槽轮机构主要尺寸关系

$$r = l \sin \phi_0 = l \sin \frac{\pi}{2} \quad (7-42)$$

$$D_2 = 2l \cos \phi_0 = 2l \cos \frac{\pi}{2} \quad (7-43)$$

$$h' = r + \frac{D_2}{2} - l = l \left(\sin \frac{\pi}{2} + \cos \frac{\pi}{2} - 1 \right) \quad (7-44)$$

$$h = h' + \frac{d}{2} + (3 \sim 6) = l \left(\sin \frac{\pi}{2} + \cos \frac{\pi}{2} - 1 \right) + \frac{d}{2} + (3 \sim 6) \quad (7-45)$$

$$d_2 < 2l \left(1 - \sin \frac{\pi}{2} \right) - d - 2(3 \sim 6) \quad (7-46)$$

$$a_1 = 2R_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{z}\right) - 2(4 \sim 6) \quad (7-47)$$

从以上关系可知,槽轮机构的结构尺寸也和槽数 z 有关,其外形轮廓尺寸将随 z 的增加而增大。但在其它条件相同时,机构尺寸大有利于改善其受力状况。设计时在可能条件下应尽量使结构尺寸大一些。

2. 结构型式

槽轮机构主动件的结构型式,可做成拨销盘或曲柄,也可做成其它型式,如带有拨销的齿轮或蜗轮等。拨销可做成悬臂式单支承或双支承。单支承的刚度在一般情况下能够满足要求,且适应性较强,故绝大多数的拨销均采用单支承型式。图 7-22 为五种单支承的基本形式。拨销可做成套在销轴上的滚子(套筒)型式,如图中的(a)、(d);也可以用直径相当的滚动轴承,如图中的(b)、(c)、(e);在载荷不大或速度较低时,也可直接用销轴作拨销。

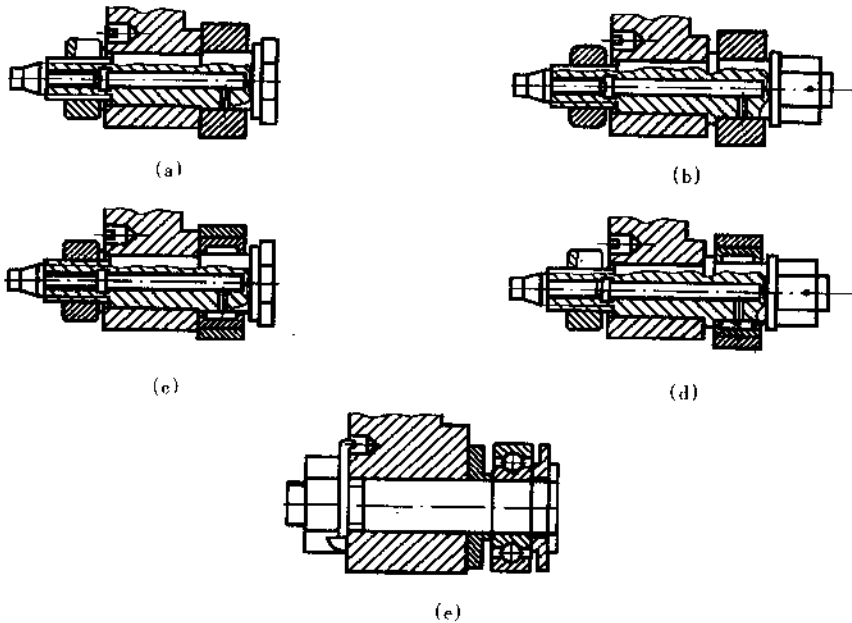


图 7-22 拨销的五种单支承的基本形式

槽轮尺寸较大时可做成镶嵌式结构,如图 7-21 所示;在尺寸不大时可做成整体式结构,如图 7-23 所示。

槽轮机构的具体结构尺寸可参考机械设计手册选取。

五、改善槽轮机构运动特性的方法

外槽轮机构由于结构简单和制造安装方便,在步进运动机械设备中普遍采用。但其运动性能不够理想,而且调节性能差,因此限制了它的运动速度。随着机械设备的现代化、高速化发展,对机构的运动特性要求越来越高,在高性能步进机构不断出现的同时,在改善外槽轮机构运动特性方面也采取了不少办法,下面介绍几种,供设计时参考。

1. 增加槽数和增速传动

对于工位数较少或要求一次换位角度较大的步进运动机械设备,为了使运动平衡可靠,

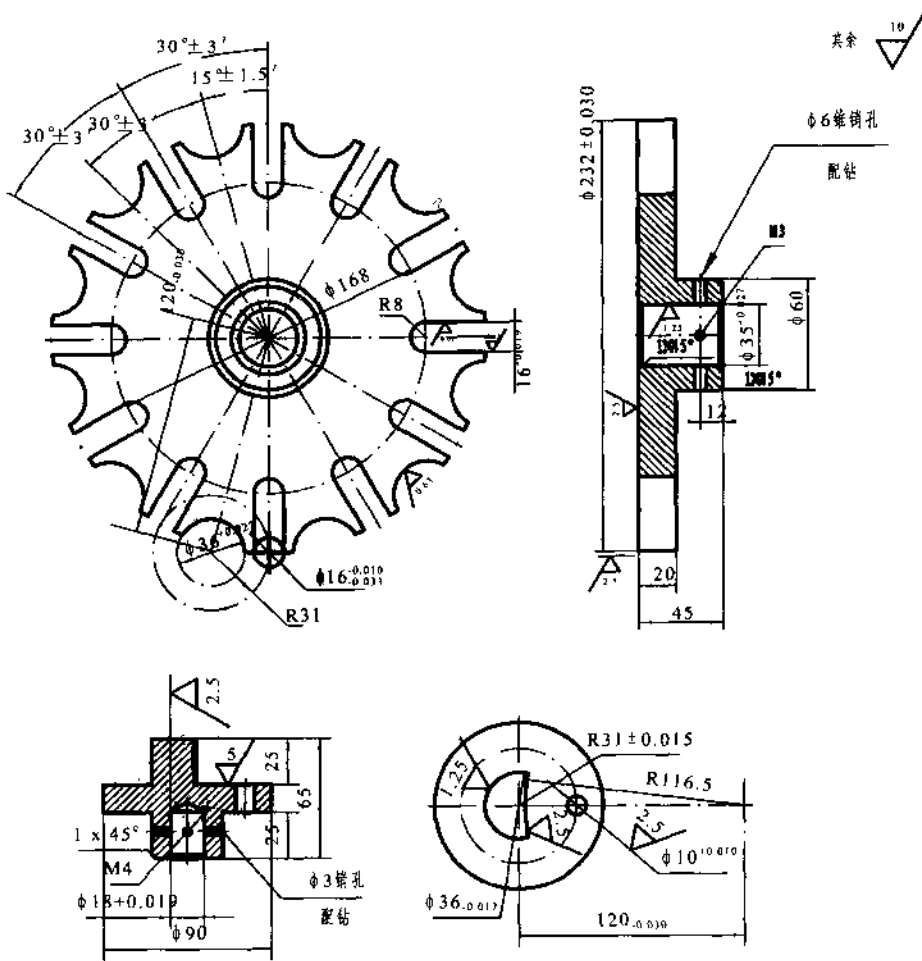


图 7-23 槽轮和拨销盘工作图

一般可采用两种办法。一是增加槽轮的槽数,即用多于工位数的槽轮机构直接带动工作部件。如多种步进式糖果包装机。这种办法的优点是在工作部件上可同时增加相应的空位,有利于操作工艺的改善,但增加了辅助操作时间。

为了不改变原机工位数,即在增加槽轮槽数的同时,在槽轮与工作部件之间增加增速机构,使在不增加工位的情况下改善其动特性。增速机构通常选用齿轮副,如图 7-24 所示。蜗杆 1 带动装有拨销 6 和定位块 7 的蜗轮 2 转动。齿轮 4 与槽轮 3 紧固并与工作部件主轴上的齿轮 5 啮合。如果 $\frac{z_4}{z_5} = 2$,当蜗轮转一周时,槽轮转过 45° ,工作部件则转过 90° 。这样就把八槽槽轮机构的转动变成四工位工作部件的转动。增速的办法将导致机构复杂,尺寸增大,但仍属改善槽轮机构动特性方法中比较简单的一种,设计时应综合考虑。

2. 改变主动拨销的角速度

由上节分析可知,槽轮的角加速度 ϵ 和拨销回转角速度 ϵ_0^2 成正比,而且槽轮的 ϵ_{\max} 周期地发生在拨销的一定转角处。如果想办法使出现 ϵ_{\max} 时的 ω_0 降低,即可达到改善槽轮机

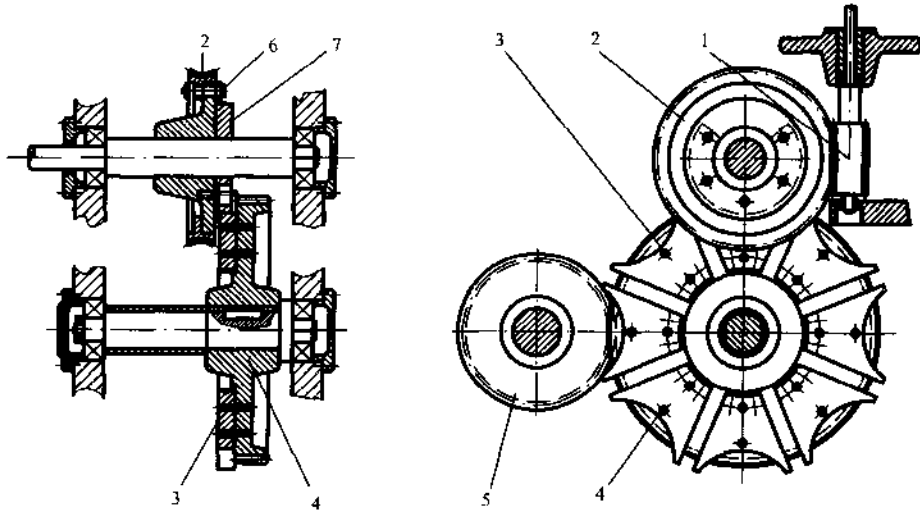


图 7-24 增速传动槽轮机构
1—蜗杆 2—蜗轮 3—槽轮 4、5—齿轮 6—拨销 7—定位块

构动特性的目的。为此,利用具有规律性变速回转特性的机构,如非圆齿轮机构,连杆机构,组合机构等,带动槽轮机构的主动件作变速连续回转运动,通过合理的设计,使槽轮获得动特性性能良好的步进输出运动。

图 7-25 为灯泡装配机的传动示意图。工作台 8 的步进运动由槽轮机构带动,拨销 7 的回转轴由一对椭圆齿轮副 4 通过一对换向圆锥齿轮副 5 驱动。

这里,对椭圆齿轮的传动特性及改善槽轮机构运动性能的条件作以简单分析。图 7-26(a)为椭圆齿轮的工作原理图,与齿轮啮合原理的概念相似,当两个形状相同的椭圆齿轮在传动过程中,其节曲线(相当于齿轮啮合中的节圆)在 P 点相切, P 点称为瞬时啮合节点或瞬时传动节点。显然, P 点也是两椭圆的瞬时回转中心。因为两齿轮的回转半径在转动过程中是瞬时变化的,所以它们的传动比也是瞬时变化的。而传动比的每一个值都对应于相应的 P 点,所有的 P 点都在两齿轮的中心线 O_1O_2 上,它们的相对运动速度等于零,即两齿轮在 P 点作纯滚动。因此有

$$\widehat{PP}_1 = \widehat{PP}_2 \quad (7-48)$$

式中: P_1 、 P_2 分别为主、从动节曲线上瞬时接触点。

设节曲线的长轴为 $2a$,短轴为 $2b$,两焦点间距 $\overline{O_1F_1} = \overline{O_2F_2} = 2c$,中心距 $A = 2a$ 。由解析几何知

$$\overline{P_1F_1} + r_1 = \overline{P_2F_2} + r_2 = 2a \quad (7-49)$$

式中 r_1 、 r_2 ——分别为主、从动轮的瞬时半径。

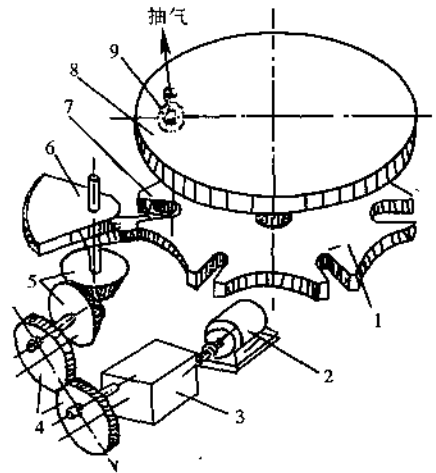


图 7-25 灯泡装配机传动示意图
1—槽轮 2—电动机 3—减速装置 4—椭圆齿轮副 5—圆锥齿轮副 6—锁紧弧板
7—拨销 8—工作台 9—灯泡

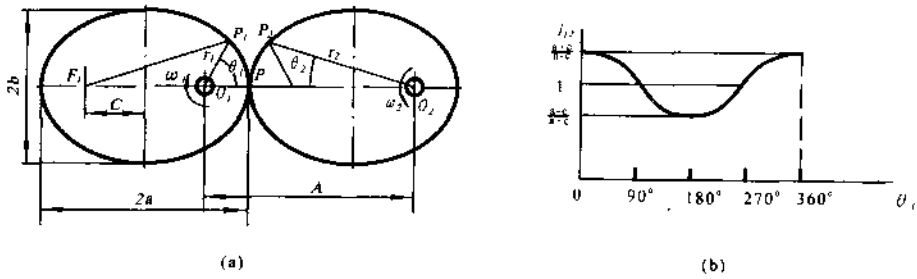


图 7-26 椭圆齿轮工作原理图

当主动轮转过 θ_1 角时从动轮转过 θ_2 角, P_1 、 P_2 点在 $\overline{O_1O_2}$ 上的 P 点重合。其瞬时传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (7-50)$$

从图 7-26(a)中可以看出,在 $\triangle O_1P_1F_1$ 中,根据余弦定理知:

$$(\overline{P_1F_1})^2 = r_1^2 + (\overline{O_1F_1})^2 - 2r_1(\overline{O_1F_1})\cos(\pi - \theta_1) \quad (7-51)$$

因为 $\cos(\pi - \theta_1) = -\cos\theta_1$, 令 $e = \frac{c}{a} = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}$ (e 称为椭圆齿轮的偏心率), 由式 (7-49) 得 $\overline{P_1F_1} = 2a - r_1$, 将以上各式代入式 (7-51) 整理得

$$r_1 = \frac{a(1 - e^2)}{1 + e\cos\theta_1} \quad (7-52)$$

由式 (7-49) 可求得:

$$r_2 = \frac{a(1 + 2e\cos\theta_1 + e^2)}{1 + e\cos\theta_1} \quad (7-53)$$

故

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{1 + e^2 + 2e\cos\theta_1}{1 - e^2} \quad (7-54)$$

图 7-26(b) 为瞬时传动比 i_{12} 的变化曲线, 可看出, 椭圆齿轮的瞬时传动比是对称变化的。

若主动轮以 ω_1 等速回转, 由式 (7-54) 可知:

$$\omega_2 = \omega_1 i_{21} = \frac{\omega_1(1 - e^2)}{1 + e^2 + 2e\cos\theta_1} \quad (7-55)$$

不难看出, 当 $\theta_1 = 0$ 时, ω_2 有极小值。如果此时由从动椭圆齿轮带动槽轮机构的主动拨销进入轮槽, 如图 7-27 所示, 则因从动齿轮的加速度为零, 所以有拨销 A 点的法向加速度等于槽轮上重合点的切向加速度。除椭圆外, 工程上也用偏心圆弧、螺旋线或其它曲线作非圆齿轮的节线。

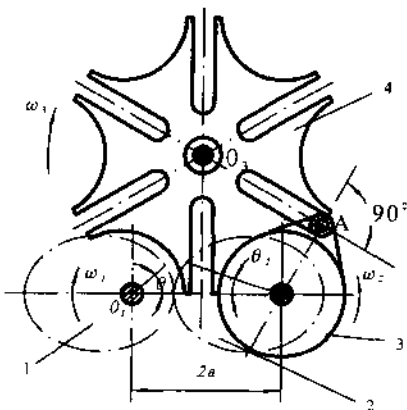


图 7-27 椭圆齿轮—槽轮机构
1、2—椭圆齿轮 3—拨销盘 4—槽轮

图 7-28 为采用曲柄导杆机构实现拨销变角速度回转的。图中曲柄 2 匀速转动, 导杆 4 作变速转动。导杆和拨销之间的相位关系用 γ 角即可改变槽

轮机构的输出特性。

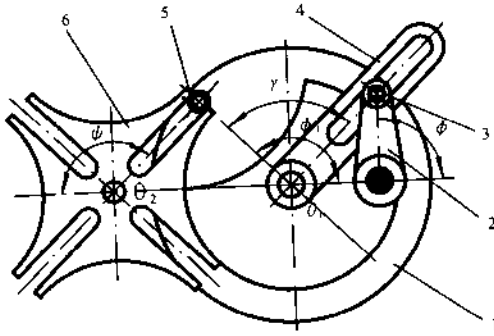


图 7-28 曲柄导杆—槽轮机构

1—输入轴 2—曲柄 3—柱销或滑块 4—导杆
5—拨销 6—槽轮

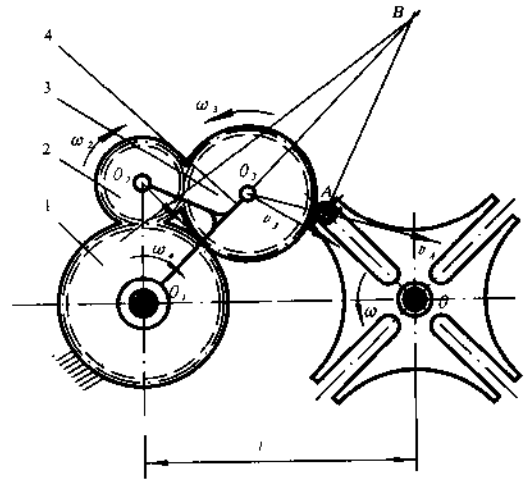


图 7-29 行星齿轮—槽轮机构

1—固定齿轮 2、3—行星齿轮 4—主动系杆

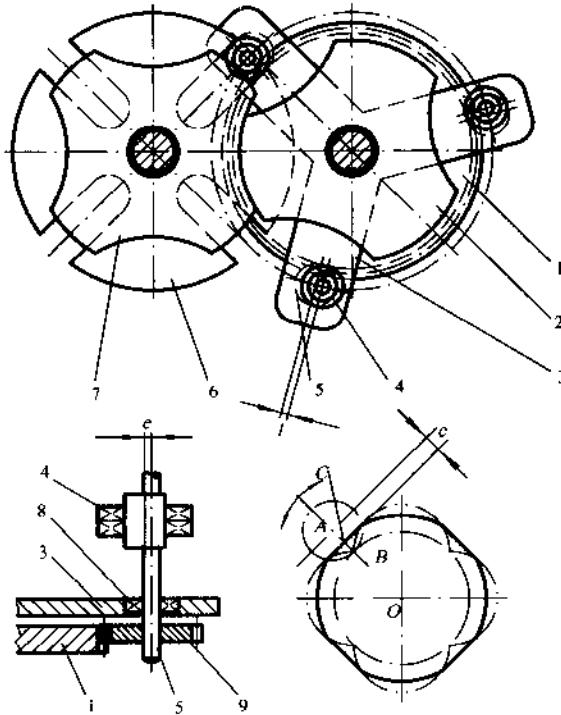


图 7-30 修正槽轮机构

1—大齿轮 2—锁紧弧板 3—主动转臂 4—拨销 5—偏心轴
6—槽轮 7—定位弧板 8—轴承 9—行星小齿轮

3. 改变主动拨销回转半径

槽轮机构运动的角速度、角加速度和尺寸系数 $\lambda = \frac{r}{l}$ 有关, 改变主动拨销的回转半径 r 即可达到改善机构动特性的目的。

图 7-29 为采用行星齿轮机构改变拨销回转半径的方法。图中, 2、3 为行星齿轮, 1 为固定齿轮, 4 为主动系杆。系杆以 ω_0 等速回转, 则曲柄 O_1A 的长度随时变化。

设机构的位置尺寸已定, 如图 7-29 所示。根据三心定理, 齿轮 3 的绝对运动瞬心在 B 点, 有

$$\omega_3 = \frac{\overline{O_1O_3}}{\overline{O_3B}} \cdot \omega_0$$

拨销 A 的瞬时速度为

$$v_A = \omega_3 \overline{AB} = \frac{\overline{O_1O_3} \cdot \overline{AB}}{\overline{O_3B}} \omega_0 \quad (7-56)$$

A 点的运动轨迹为外摆线, 其瞬时速度 v_A 将随 A 的位置变化而改变。适当选择几何参数即可改善槽轮机构的动特性。例如, 当 $\frac{z_1}{z_2} = \frac{2z}{z-2}$ 时, 使 $\overline{O_1O_3} + \overline{O_3A} = l \sin \frac{\pi}{z}$ 和拨销半径小于它进入轮槽瞬间轨迹的曲率半径, 对于 $z=4$ 的槽轮机构, 最大角速度可降低 40%, 最大角加速度可降低 47%。

图 7-30 为行星齿轮槽轮机构的应用实例, 是塑料袋堆集筒式集装入库装置中的修正槽轮转位机构。可使拨销 4 在进入和脱出轮槽时角加速度为零。

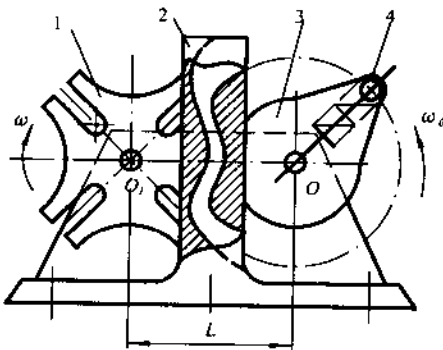


图 7-31 凸轮槽轮机构的工作原理图

1—槽轮 2—固定凸轮板 3—拨销盘 4—拨销
现锁紧。

机构工作原理如下: 当主动转臂 3 转动时, 行星齿轮 9 绕大齿轮 1 转动并带动偏心轴 5 转动, 则拨销 4 的回转中心 C 点的运动轨迹为外摆线, 如图 7-30(c) 所示。设 OB 为大齿轮 1 的分度圆半径, AB 为行星齿轮 9 的分度圆半径, 当轴 5 的偏心距 $e = \frac{\overline{AB}^2}{\overline{AB} + \overline{OB}}$ 时, 摆线在 C 点的加速度为零。

图 7-31 为凸轮—槽轮机构的工作原理图。拨销盘 3 以 ω_0 匀速转动, 拨销 4 在 3 的槽中滑动。拨销带动槽轮 1 转动, 同时又随固定凸轮板 2 的槽形曲线改变它到盘心 O 的距离。合理设计凸轮曲线即可改善槽轮机构的动特性。拨销 4 靠弹簧实现锁紧。

第四节 分度凸轮机构

一、分度凸轮机构概述

传统的间歇机构分度精度不高, 性能差, 只能用于低速, 每分钟分度几次至几十次。随着生产节拍的加快和高精度分度的需要, 近些年来, 各类凸轮式分度机构在自动生产线上越

来越多地被采用。这是因为计算机技术和数控技术的发展,使复杂的精密凸轮机构的设计与制造成为现实,凸轮机构结构紧凑、运动规律可控等优点得到了充分发挥,凸轮式分度机构已成为间歇运动机构的发展方向。分度凸轮机构主要有三种类型:

- ①平行分度凸轮机构;
- ②圆柱分度凸轮机构;
- ③弧面凸轮机构(即蜗形凸轮机构)。

二、平行分度凸轮机构

(一)平行分度凸轮机构及工作原理

平行分度凸轮机构是一种新型间歇运动机构。它是由一个分层装着多个从动滚子的从动盘,与两片或三片平面共轭凸轮相啮合,从而实现间歇运动的共轭凸轮机构。平行凸轮分度机构的型式很多,图 7-32 为最常见的平行分度凸轮机构型式的运动简图。图中 1 为凸轮轴(主动轴),2 为一副共轭凸轮(两片凸轮),3 为从动轴和固结其上的从动盘,4 为按两层沿从动盘圆周均布的多个从动滚子。如图上所画的,实线画出的滚子与实线画出的凸轮啮合,虚线画出的滚子与虚线画出的凸轮啮合。由于主动轴与从动轴(输出轴)平行,故称为平行分度凸轮机构。

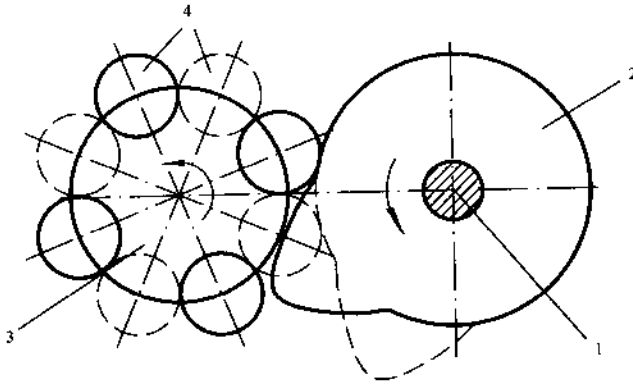


图 7-32 平行分度凸轮机构运动简图
1—凸轮轴 2—两片共轭凸轮 3—从动盘 4—滚子

该机构工作时,平面共轭凸轮作连续的匀速转动,通过凸轮轮廓的升程阶段、静止段(圆弧段)与从动盘 3 上的两层滚子 4 依次接触,实现输出轴按一定的运动规律作转位运动与停歇。从图 7-32 上可以看出,当某一片凸轮拨动滚子(传递动力)使从动轴转动时,另一片凸轮与另一层上某个滚子接触(虚约束)起到定位作用,可以保证机构按设计的运动规律运动。在凸轮轮廓的圆弧段上,凸轮升程为 0,两片凸轮分别与滚子接触,保证了机构在输出为静止时,定位准确稳定。

图 7-33 是图 7-32 所示的平行分度凸轮机构由开始转位到停歇的一个间歇运动循环中的 4 个位置的运动状态,由此可以清楚地看出平行分度凸轮机构的工作原理。图 7-32 所示机构每一工作循环凸轮转过 360° ,推动了两个滚子,使从动盘按一定的运动规律转过 90° 。当从动盘到了图 7-33(d)的位置时,两片凸轮的圆弧段轮廓分别与两个滚子接触,使

从动盘静止在一个确定位置,直到凸轮转到图 7-33(a)的位置时,凸轮再次驱动从动盘运动。

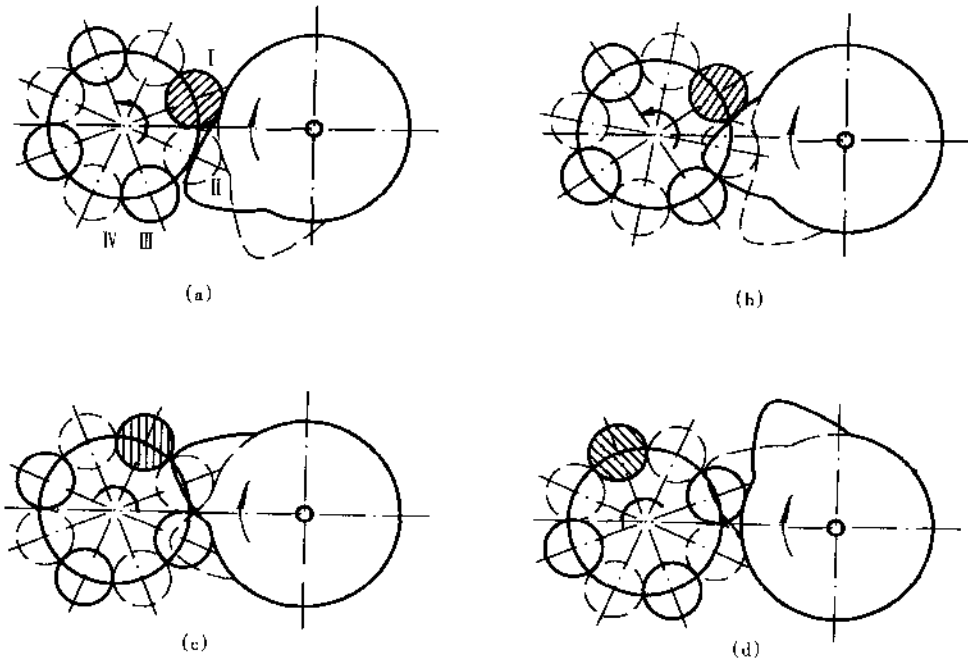


图 7-33 平行分度凸轮机构的传动原理图

(二) 平行分度凸轮机构的特点

- ①结构简单。凸轮易于加工,与其它凸轮分度机构相比,制造成本低。
- ②分度范围大。理论上讲,平行分度凸轮机构采用不同的结构形式,每一工作循环的分度次数可为 1 到 90,尤其是当分度次数小于 3 时,具有其它间歇运动机构难以相比的优越性。
- ③机构调整方便,可加预载消除接触间隙。
- ④从动件运动规律可根据需要选择,常用修正正弦曲线,运动特性好,高速下运转振动与噪声比较小。

此外,这种机构输入轴与输出轴相互平行,可作为取代槽轮机构的理想机构。

(三) 平行分度凸轮机构主要尺寸参数的确定

平行分度凸轮机构除了一般凸轮机构的基本参数外,还有该机构所特有的基本参数:

(1)分度数 n 和分度角 τ_h 从动盘(或输出轴)在回转一周的过程中转动或停歇次数称为分度数 n ,一次转动和停歇的一个运动循环称为一个分度,一个分度从动件转过的角度称为分度角 τ_h ,有

$$\tau_h = \frac{2\pi}{n} \quad (7-57)$$

(2)动静比 K_d 和凸轮动程角 θ_h 在一个分度中,从动件运动时间 t_d 与静止时间 t_j 的比值。凸轮动程角 θ_h 是凸轮在从动件运动时间内转过的角度,所以

$$K_d = \frac{t_d}{t_j} = \frac{\theta_h}{\theta_i - \theta_h} \quad (7-58)$$

其中 θ_i 由凸轮每转一周驱动从动件的分度次数 I 来确定, 即

$$\theta_i = \frac{2\pi}{I} \quad (7-59)$$

一般地, 凸轮每转一周, 驱动从动件分度一次, $I = 1$, 故 θ_i 一般为 2π 。

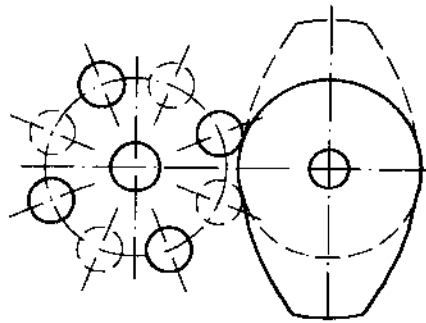
动静比根据自动机械的工艺要求所决定, 在设计中一般为给定值。给定 K_d 后, 可知凸轮的动程角 θ_h 为

$$\theta_h = \frac{K_d}{1 + K_d} \cdot \theta_i \quad (7-60)$$

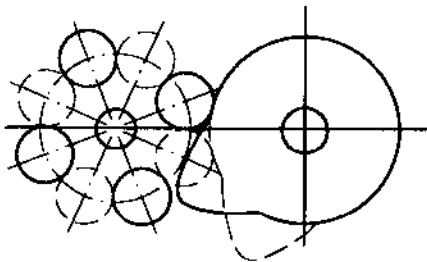
(3) 从动滚子数 m 和凸轮头数 G_m 从动滚子数 m 为从动盘上滚子的总数, 凸轮头数 G_m 是指每一个分度凸轮拨过的滚子数, 这里借用了蜗杆曲面头数(或空间凸轮分度机构凸轮曲面头数)的概念, 即

$$G_m = \frac{m}{n} \quad (7-61)$$

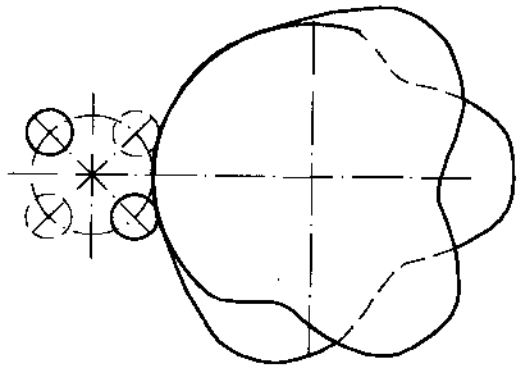
图 7-34 表示 $G_m = 1, 2, 4$ 的凸轮形状。显而易见, G_m 越大, 凸轮的形状越复杂。在压力角和分度数允许的情况下, 常取 $G_m = 2$ 。



(a) $G_m = 1 (n = 8 \quad \theta_h = 90^\circ \quad I = 2)$



(b) $G_m = 2 (n = 4 \quad \theta_h = 180^\circ \quad I = 1)$



(c) $G_m = 4 (n = 1 \quad \theta_h = 270^\circ \quad I = 1)$

图 7-34 $G_m = 1, 2, 4$ 的平行分度凸轮机构示例

(4)中心距 C 和径距比 K_{rc} 输入轴与输出轴的轴线间距离,称为中心距 C ,是机构设计时重要的原始参数。滚子中心回转半径 r_f 与中心距 C 之比,称为径距比 K_{rc} ,即

$$K_{rc} = \frac{r_f}{C} \quad (7-62)$$

K_{rc} 平行分度凸轮机构的一个重要的基本几何参数,它与机构压力角、曲线的曲率都有直接关系。

(四)平行分度凸轮机构的结构设计

按凸轮与从动件的啮合及其运动形式分,平行分度凸轮机构有 3 种基本类型如图 7-35 所示:(a)外接式;(b)内接式;(c)直线移动式。亦分别称为外接式,内接式,直动式。

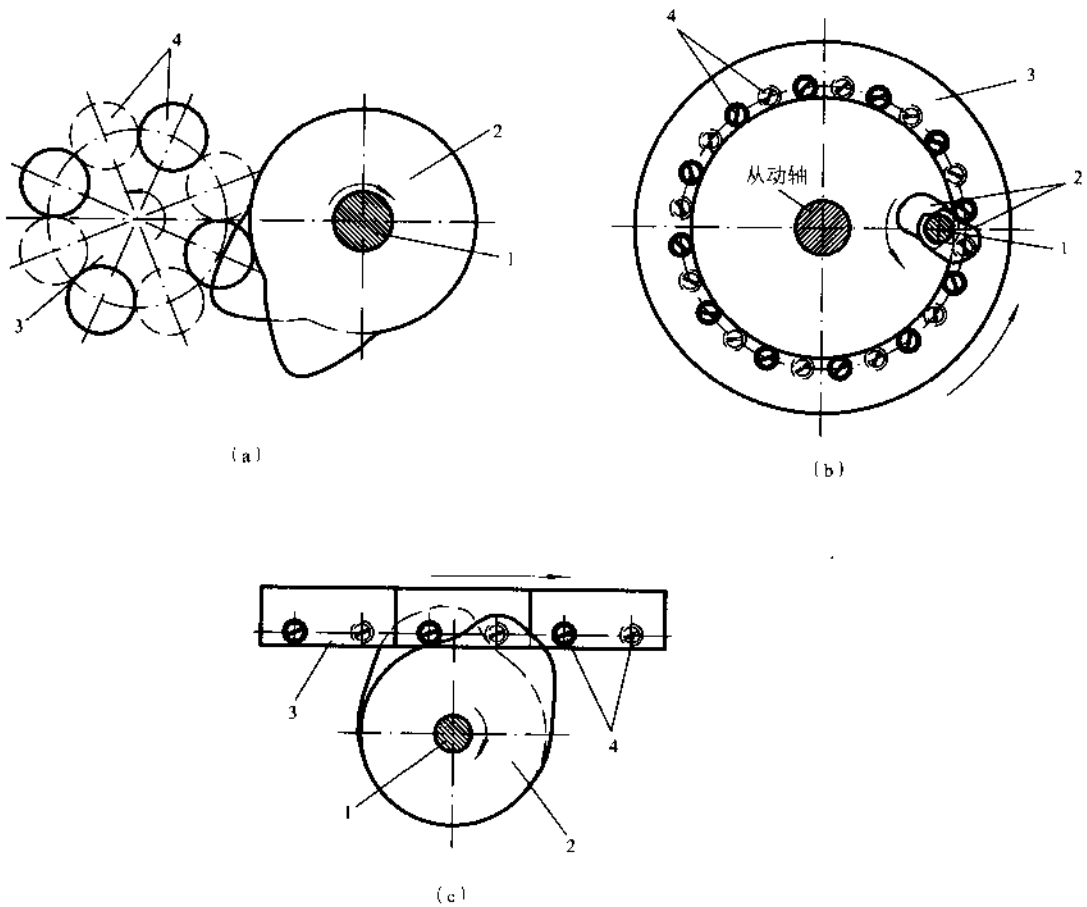


图 7-35 平行分度凸轮机构的 3 种基本类型

(a)外接式 (b)内接式 (c)直动式
1—输入轴 2—凸轮 3—从动件 4—滚子

平行分度凸轮机构的不同类型适用于不同情况。外接式适用于分度较少的场合,分度数 $n = 1 \sim 12$,尤其在 $n = 1, 2, 3$ 时使用较多。在分度数多的场合,内接式优点显著,最大分度数可达到 $n = 90$ 左右,结构很紧凑。对于需要直线间歇进给时,直动式比前两类简单方

便,省去了将间歇转位运动转换成直线运动时的中间环节。

平行分度凸轮机构按凸轮的数量分,又可分为二片式(双联凸轮)和三片式(三联凸轮),图 7-32 所示为二片式,图 7-36 所示为外接的三片式平行分度凸轮机构的结构简图和运动简图。这种三片式结构在分度数少时($n < 3$)使用,较二片式优越。

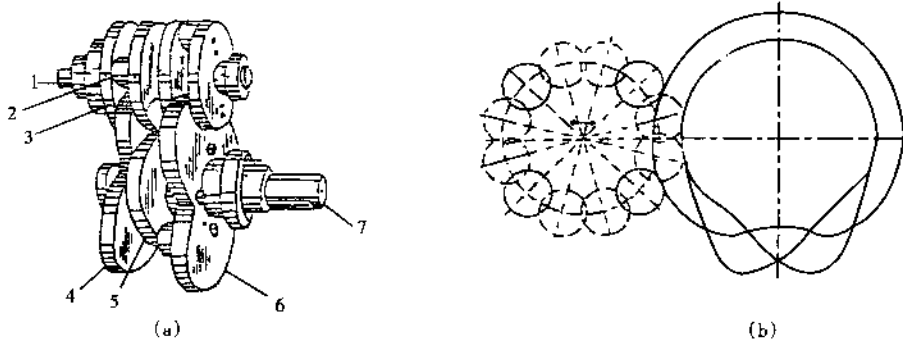


图 7-36 三片式平行分度凸轮机构

1—从动轴 2—滚子 3—从动盘 4—凸轮 1 5—凸轮 2 6—锁合凸轮 3 7—主动轴

三、圆柱分度凸轮机构

(一)圆柱分度凸轮机构及其工作原理

圆柱分度凸轮机构属空间凸轮机构,它的出现比较早,20 世纪 30 年代已有应用,但由于设计方法及凸轮的制造方法落后,这种机构的优点未能充分发挥,仅用于低速和精度要求不高的场合。随着计算机和数控加工的广泛使用,圆柱分度凸轮机构日益受到人们的重视,对圆柱分度凸轮机构从理论上,设计方法上和凸轮的制造方法上作了深入系统的研究,该机构传动在精度、承载能力和动力学性能方面都有了很大的提高,成为一类重要的空间分度凸轮机构。

如图 7-37 所示,圆柱分度凸轮机构是由圆柱分度凸轮 1、滚子 2 和从动盘 3 组成的一类特殊的空间凸轮机构。它的输入轴(凸轮轴)与输出轴(从动盘轴)空间交错垂直。多个滚子在从动盘的同一圆周上均布,且它们的轴线与输出轴线平行,其分布圆也称为从动盘的节圆,该机构当凸轮 1 匀速转动时,凸轮的工作面与滚子相啮合,推动从动盘作间歇转位运动。从动盘间歇转位运动的实现,依赖于凸轮工作曲面的变化。凸轮工作面可看做变升程的螺旋面,在升程不为零的工作曲面段,滚子被凸轮带动自转外,没有回转力矩传递给从动盘,从动盘处于静止状态。这样,就实现了该机构间歇转位运动的输出。对于不同运动规律的设计,在升程不为零的凸轮工作面段的变化有所不同。在运动保证形式上,该机构属形锁合形式,因此,在运动段的任一时刻,凸轮上有一工作面与滚子之间形成虚约束,限制滚子脱离传递运动的曲面,在静止段,凸轮上有两个不同的曲面与一个或两个滚子相接触,限制从动盘运动,使其处于静止状态。

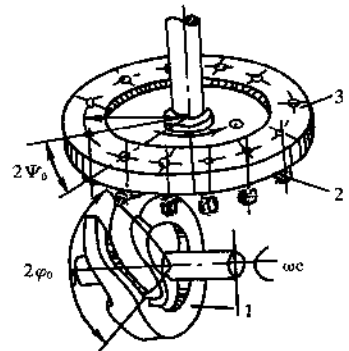


图 7-37 圆柱分度凸轮机构运动简图

1—圆柱凸轮 2—滚子 3—从动盘

(二) 圆柱分度凸轮机构的特点

- ① 机构结构简单、紧凑、刚性好、承载能力高,可用于大扭矩的间歇运动场合;
- ② 分度范围大,适应范围广,尤其是分度数较多时,该机构的优点愈明显,因此,分度数多的场合,它的使用较其它间歇运动机构多;
- ③ 设计上限制较少,可以方便地实现各种运动规律;
- ④ 分度精度高,可达 $\pm 30'$;
- ⑤ 制造成本较低,在空间凸轮机构中,它的凸轮制造费用是最低的。

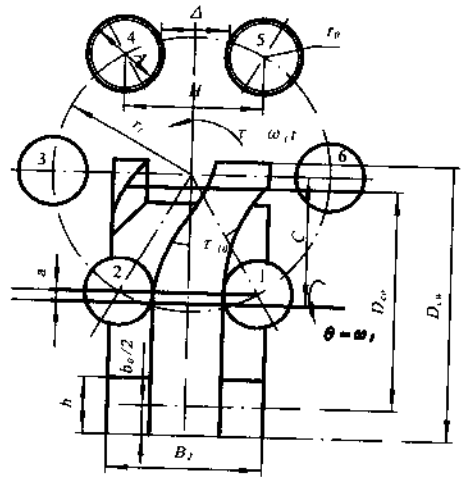
圆柱分度凸轮机构由于一般情况下不加预紧,即使采用圆锥滚子可加预紧力,预紧力也不均匀。因此,圆柱分度凸轮机构适用于中低速场合。

(三) 圆柱分度凸轮机构主要尺寸参数的确定

设计圆柱分度凸轮机构时,设计者需根据工作要求确定该机构的一系列基本参数的几何参数和运动参数。图 7-38 给出该机构的主要几何参数的关系。

(1) 分度数 n 和分度角 τ_h 分度数 n 是根据该机构所服务的自动机构的生产工艺要求决定的,通常,单头的圆柱分度凸轮机构分度范围为 $n = 6 \sim 60$ 。若 n 太小,压力角很大,传动特性很差; n 太大时,从动盘径向尺寸太大,结构复杂,使得转动惯量也很大,运转速度受到限制,功率消耗也大。对于单头的圆柱分度凸轮机构的分度角 τ_h 为

$$\tau_h = \frac{2\pi}{n} \quad (7-63) \quad \text{图 7-38 圆柱分度凸轮机构结构几何关系}$$



1-6—滚子

(2) 动静比 K_d 和凸轮动程角 θ_h 其定义和计

算公式与平行分度凸轮机构中相同,所不同的是平行分度凸轮机构当径距比 K_c 和分度数 n 一定后, K_d 及 θ_h 的值受到一定的限制。而圆柱分度凸轮机构的中心距 C 和从动盘节圆半径的值则对它们无直接影响。

(3) 从动盘节圆半径 r_f 亦称从动滚子分布圆半径,这是该机构的一个主要几何参数,可根据下式估算:

$$r_f = \frac{H}{2 \sin \frac{\pi}{m}} = \frac{A + \Delta}{2 \sin \frac{\pi}{m}} \quad (7-64)$$

式中 H 为滚子轴线间距离; m 为滚子数, A 为滚子最大外形直径, Δ 为滚子间的空隙,通常

$$\Delta = (1.5 \sim 3) r_0 \quad (7-65)$$

其中, r_0 为滚子半径。

(4) 滚子尺寸 从动滚子可选用标准件,也可根据实际情况自行制造。常见的滚子结构及其固定方式如图 7-39 所示,对于圆柱滚子半径 r_0 可根据下式估算:

$$r_0 = (0.20 \sim 0.30) H \quad (7-66)$$

对圆锥滚子, r_0 为平均半径;对于球面滚子, r_0 为最大半径,滚子球面半径 R_0 一般很大,一般的 $R_0 = 500$ 。从动滚子宽度 B_0 可取为

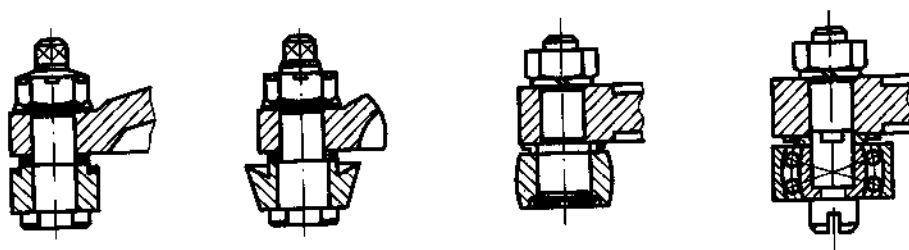


图 7-39 滚子结构及其固定方式

$$B_0 = (0.8 \sim 1.5) r_0 \quad (7-67)$$

(5) 凸轮尺寸 在保证接触应力和压力角小于许用值的前提下, 凸轮尺寸不宜偏大, 以使机构尽可能紧凑。圆柱分度凸轮基圆直径 D_{CO} (参看图 7-38) 可用下式估算:

$$D_{CO} = \frac{HV_m}{\theta_a \tan[\alpha]} \quad (7-68)$$

式中 V_m 为机构运动规律的最大无因次速度; $[\alpha]$ 为许用最大压力角。圆柱分度凸轮外径 D_{CW} 则为

$$D_{CW} = D_{CO} + B_0 \quad (7-69)$$

凸轮槽深度 h (mm) 应能保证滚子啮合时不与槽底相碰, 又能保证充分啮合, 则

$$h = B_0 + l_0 + (1 \sim 3) \quad (7-70)$$

式中 l_0 为滚子销轴轴头伸出的长度。凸轮体的宽度 B_C 对于不同的结构型式略有变化。

对于不同的凸轮结构 (参看后边的圆柱凸轮结构), 凸轮宽度 B_C (mm) 为:

$$\left. \begin{array}{l} \text{沟槽式: } B_C = 2r_f \sin \frac{2\pi}{m} - 2r_0 - (0.5 \sim 1) \\ \text{凸脊式: } B_C = H + 2(0.05 \sim 0.9)r_0 \end{array} \right\} \quad (7-71)$$

(6) 中心距 C (mm) 凸轮轴线与从动盘轴线之间的距离。可采用下式计算:

$$C = r_f \cos \frac{\pi}{m} \pm a \quad (7-72)$$

式中, a 为凸轮中心线偏离滚子起始与终止位置中心连线的距离, 一般情况下

$$0 \leq a \leq r_f \left(1 - \cos \frac{\pi}{m} \right) \quad (7-73)$$

圆柱分度凸轮机构除了中心距外, 还要考虑凸轮轴线到滚子安装基面 (即从动盘的下表面) 的距离, 它取决于凸轮外径 D_{CW} 、滚子与从动盘间垫片厚度等, 总体原则是应减小滚子销轴的悬臂长度。

(7) 凸轮头数 G_m 圆柱分度凸轮机构的凸轮头数 G_m 是指在一次间歇转位运动循环中, 转过的滚子数目。大多数情况下, 都使用 $G_m = 1$ 的机构。在个别情况下, 要求分度数 $n < 6$ 时, $G_m > 1$ 的机构也有使用。 G_m 的计算公式与平行分度凸轮机构所述相同。

(四) 圆柱分度凸轮机构的结构设计

圆柱凸轮分度机构根据凸轮的外形, 一般分为两种基本形式, 即“沟槽式”和“凸脊式”。

(1) “沟槽式”圆柱分度凸轮机构 如图 7-40 所示, 这种结构型式的凸轮, 其外形呈沟槽形式。在间歇运动的静止段, 由一个滚子处在沟槽内, 利用这一沟槽两侧面与滚子接触,

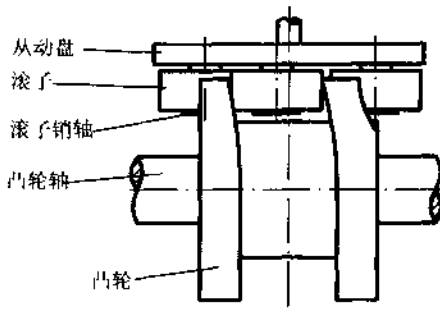


图 7-40 沟槽式圆柱分度凸轮机构

来限制从动盘运动。图 7-41 是沟槽式凸轮按外径展形的轮廓示意图, R_c 为凸轮外表面半径, 由图中可以看出: 在间歇运动的运动段前半段, 滚子 1 与凸轮的沟槽 I 的侧面啮合, 一个侧面传递运动, 另一个侧面对滚子形成虚约束。到一定的时刻, 滚子 1 与虚约束面脱离接触, 由滚子 2 与沟槽 II 的侧面形成的虚约束代替。当滚子 2 完全进入沟槽 II 后, 滚子 1 脱离凸轮, 由滚子 2 与凸轮啮合传递运动, 并起限位作用。到了静止段, 滚子 2 处于直沟槽中, 使从动盘静止, 直到下一个间歇转位运动循环的开始时, 滚子 2 又处于滚子 1 的位置。

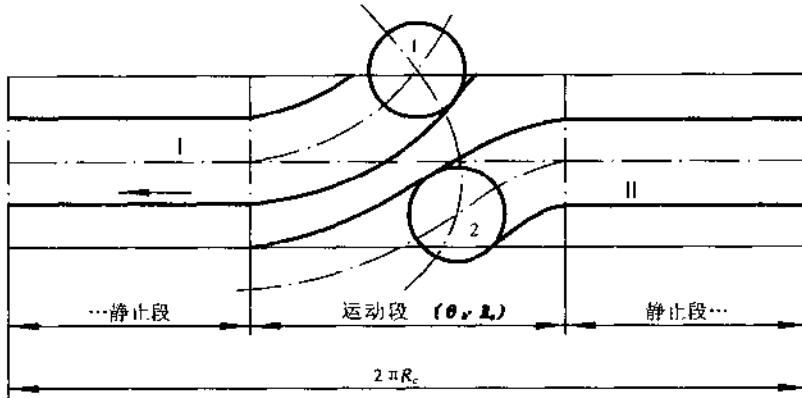


图 7-41 沟槽式圆柱分度凸轮按外径展开的轮廓示意图

(2)“凸脊式”圆柱分度凸轮机构 如图 7-42 所示, 这种结构型式的凸轮, 其外形呈凸脊形式。在间歇运动静止段, 由两个滚子与凸轮的凸脊的两侧面接触, 来限制从动盘的运动。图 7-43 是凸脊式圆柱分度凸轮按外径展开的轮廓示意图, 图中 R_c 为凸轮外圆柱面半径。由图中可以看出: 在间歇运动的运动段初期, 滚子 1 与凸轮沟槽 I 的一个侧面 I-2 相啮合, 传递运动, 滚子 2 与凸轮沟槽 II 的另一个侧面 II-1 相啮合, 形成虚约束, 当滚子 2 与沟槽的侧面 II-1 脱离接触, 由滚子 3 与沟槽 III 的侧面 III-1 接触, 形成虚约束, 直到运动完成。在静止段, 滚子 2 和 3 夹在凸轮直凸脊两侧, 限制从动盘运动, 直到下一个循环开始时, 原来的滚子 2 和 3 分别处于当前的滚子 1 和 2 的位置, 开始新的运动循环。

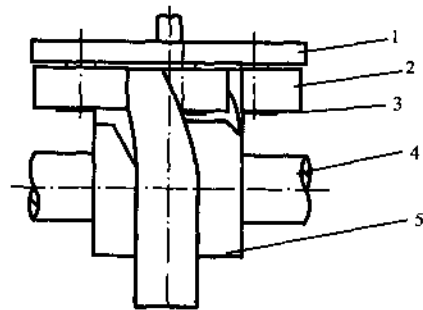


图 7-42 凸脊式圆柱分度凸轮机构

1—从动盘 2—滚子 3—滚子销轴
4—凸轮轴 5—凸轮

在上述两种基本形式中, 凸脊式使用较为普遍。此外, 圆柱分度凸轮机构还可按从动滚子的形状分为圆柱滚子式、圆锥滚子式和球面滚子式。还可根据一次间歇运动转过的滚子

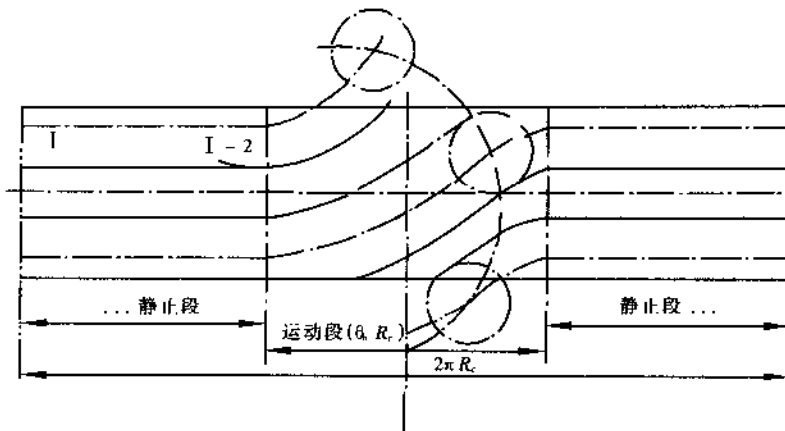


图 7-43 凸脊式圆柱分度凸轮按外径展开的轮廓示意图

数分为“单头”和“多头”的。一般来说,单头圆柱滚子凸脊式应用最广。

四、弧面凸轮分度机构

(一)弧面凸轮分度机构及其工作原理

弧面凸轮分度机构也称为蜗形凸轮分度机构或滚子齿式凸轮分度机构(Roller-gear Indexing Cam Mechanism),是美国非固森(Ferguson)凸轮公司的专利产品,因此又被称为非固森机构(Ferguson Drive for Indexing Mechanism)。它是一种适用于中、高速机械设备中的空间间歇运动机构。在各种分度凸轮机构中,弧面凸轮分度机构性能最好,属高速精密分度装置,有非常广阔的应用前景。已广泛应用在高速冲床、硅钢片高速冲槽机、洗衣粉自动计量包装机、电池自动生产线、点焊机转位、印刷机、加工中心换刀装置等机械中。如图 7-44 所示为弧面凸轮分度机构简图。弧面凸轮 1 如一个变螺旋角的弧面蜗杆,滚于 4 在从动盘 3 上沿径向呈辐射状均匀排列。当输入运动使凸轮轴 5 带动凸轮做匀速转动时,从动滚子 4 与凸轮凸脊的侧面啮合。在凸轮凸脊的螺旋角为 0 的曲面段与滚子啮合时,仅带动滚子自转,从动盘 3 处于静止状态,没有运动输出。当凸轮凸脊的螺旋角不为 0 时,凸轮工作曲面与滚子啮合,驱动滚子带动从动盘 3 绕轴 2 的轴线转动,轴 2 输出运动,这样,从动盘上的滚子依次与凸轮啮合,就实现了输出运动的间歇转位运动。

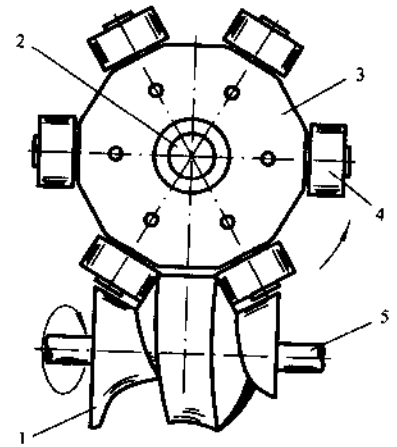


图 7-44 弧面凸轮分度机构简图

1—弧面凸轮 2—输出轴 3—从动盘
4—滚子 5—凸轮轴

(二)弧面凸轮分度机构的特点

(1)结构简单,刚性好,承载能力在凸轮机构中最大。

(2)设计限制少,分度范围宽: $n = 1 \sim 24$, 特殊的,可以做到 $n = 0.5$ (从动盘每转两圈停

歇一次),在小分度数时,比圆柱分度机构显示明显的优越性。

(3)该机构中心距可作微调,即可加预紧,消除间隙,使得该机构可获得较好的动力特性和运动特性,运转平稳,因此,它可用于高、中、低速各种场合。

(4)精度高,分度精度可达 $\pm 15'' \sim 30''$ 。

(5)凸轮工作面复杂,加工难度大,成本高。从动盘的加工也较前两种凸轮机构困难;

(6)若分度数超过 24,预紧易卡死,该机构优势变得不明显。

(三)弧面凸轮分度机构主要尺寸参数的确定

弧面凸轮分度机构主要参数包括运动参数和几何参数,其中有许多与圆柱分度凸轮机构基本参数的定义和计算是完全一样的,它们是:分度数 n ,动静比 K_d ,分度角 τ_h ,动程角 θ_h ,凸轮头数 G_m ,滚子数 m ,中心距 C 。

此外,弧面凸轮分度机构还有一些反映自身特点的结构几何尺寸,如图 7-45 所示。

(1)滚子尺寸 滚子宽度 B_0 和滚子半径 r_0 可根据接触刚度确定,也常用类比法设计,选用标准件。

(2)从动盘尺寸 r_f 为从动盘节圆半径,是指从动盘回转中心到滚子宽度中点轴线的半径,它是从动盘的主要尺寸,可用下面两个式子估算:

$$\left. \begin{aligned} r_f &= \frac{r_0}{\sin \frac{\tau_h}{4}} \pm (1 \sim 5) \\ r_f &= \frac{C}{1 + \frac{\tau_h \cdot V_m}{\theta_h \cdot \text{tg}[\alpha_m]}} \end{aligned} \right\} \quad (7-74)$$

式中 V_m 为运动规律无因次最大速度, $[\alpha_m]$ 为允许最大压力角。

从动盘基圆半径 r_{f0} 和从动盘最大外径 r_{fm} 也是经常用到的两个尺寸,由图 7-45 可知:

$$\left. \begin{aligned} r_{f0} &= \sqrt{\left(r_f - \frac{1}{2} B_0\right)^2 + r_0^2} \\ r_{fm} &= \sqrt{\left(r_f + \frac{1}{2} B_0\right)^2 + r_0^2} \end{aligned} \right\} \quad (7-75)$$

r_{f0} 涉及从动盘的制造, r_{fm} 是装配中需要保证的,它影响到 r_f ,并且用于零件之间是否干涉的检测。

(3)径距比 K_{rc} K_{rc} 是指从动盘节圆半径 r_f 与中心距 C 之比,它是影响压力角及曲面的曲率等的重要参数,分度数越大,径距比可以取得较大。

$$K_{rc} = \frac{r_f}{C} \leq \frac{1}{1 + \frac{\tau_h \cdot V_m}{\theta_h \cdot \text{tg}[\alpha_m]}} \quad (7-76)$$

(4)凸轮尺寸 凸轮外轮廓圆弧面半径 R_{CH} (mm) 为

$$R_{CH} = r_{f0} + (1 \sim 5) \quad (7-77)$$

凸轮最大外圆直径 D_{cm} 为

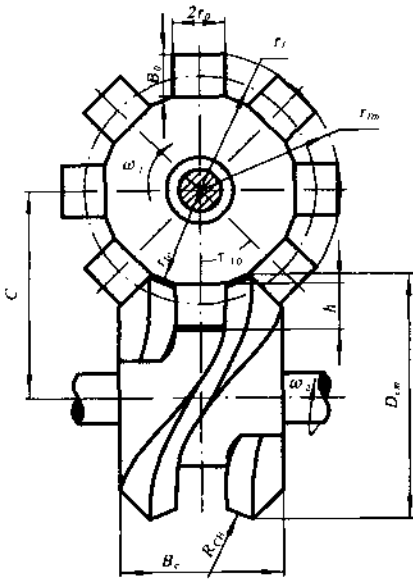


图 7-45 弧面凸轮机构几何尺寸关系

$$D_{cm} \approx 2(C - R_{cH} \cos \tau_k) - 2r_0 \sin \tau_k \quad (7-78)$$

凸轮宽度 B_c 为:

$$B_c \approx 2\left(r_f \sin \frac{\tau_k}{2} + \frac{r_0}{\cos \frac{\tau_k}{2}}\right) \quad (7-79)$$

凸轮外表面是旋转弧面,使得凸轮槽深 h 不好确定,一般将图 7-45 所示 h 定为槽深,以滚子不与底面相碰为宜,一般取

$$h = (1.1 \sim 1.25) B_0 \quad (7-80)$$

(四) 弧面分度凸轮机构的结构设计

弧面分度凸轮机构与圆柱分度凸轮机构一样,它也有脊型和槽型两种基本形式,如图 7-46 所示。

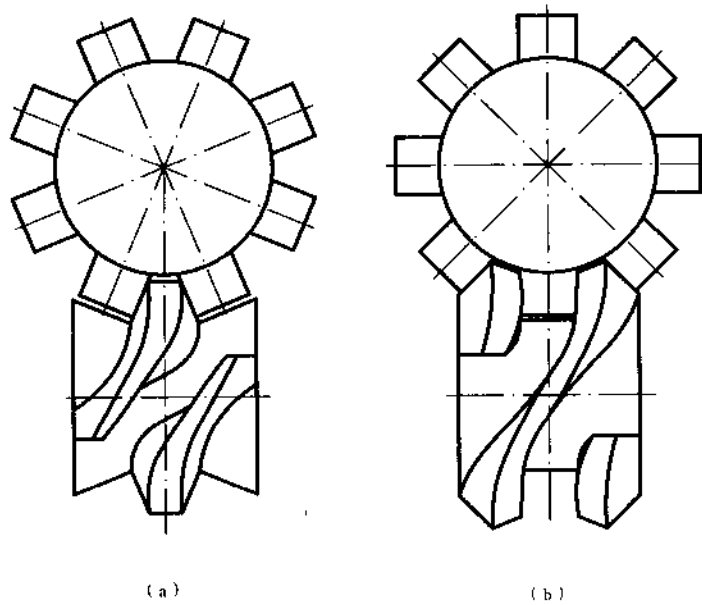


图 7-46 弧面分度凸轮机构的两种基本形式
(a) 脊型 (b) 槽型

脊型: 输出运动静止时,由两个相邻的滚子骑在凸轮的凸脊上,使从动盘保持确定的位置。

槽型: 输出运动静止时,一个滚子处于凸轮的沟槽内,两相邻的滚子骑在两边的凸脊上,使从动盘定位。

在分度数较少时,多采用脊型形式,这样凸轮加工较简单些。而在分度数较多时,脊型形式在预紧时易卡死,因而多采用槽型形式。

弧面凸轮的槽形有直槽与斜槽两种,如图 7-47 所示。直槽在槽的长度方向上各点的线速度和滚子上相应各点的线速度不一致,故磨损不均匀;斜槽的磨损较

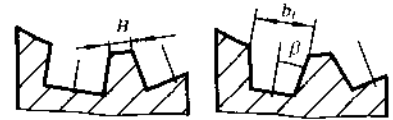


图 7-47 弧面凸轮槽形

均匀,但加工量大。斜槽的斜角 β 根据滚子和斜槽在相接触的长度方向上各点的线速度对应相等的条件而定,可由下式计算:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{b_1}{D_1} \quad (7-81)$$

式中 D_1 ——凸轮外径;

b_1 ——凸轮外径上的槽宽。

从动滚子的形状有圆柱形、鼓形和圆锥形。圆柱形滚子可用适当直径的滚动轴承代替。鼓形滚子对其轴线的偏斜误差不太敏感。各种滚子型式及其与工作盘的连接方式如图 7-48 所示。

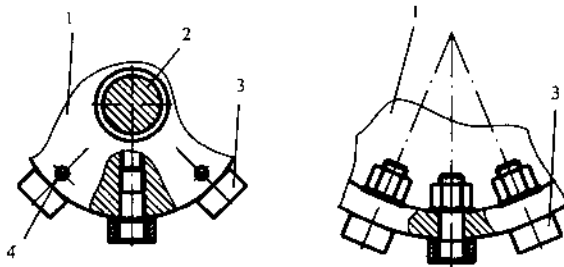


图 7-48 滚子型式及其固定方式

1—从动盘 2—从动轴 3—滚子 4—锁紧钉

第五节 其它间歇运动机构

一、不完全齿轮机构

不完全齿轮机构也称欠齿齿轮机构。它是由切去部分齿的主动齿轮与全齿或非全齿的从动齿轮啮合而构成。其步进运动原理是利用主动齿轮的欠齿部分与从动齿轮脱离啮合,使从动齿轮及其所带动的从动部件停止不动并锁紧定位。不完全齿轮机构可分为外啮合式不完全齿轮机构和内啮合式不完全齿轮机构两类基本形式。它们分别如图 7-49、图 7-50 所示。

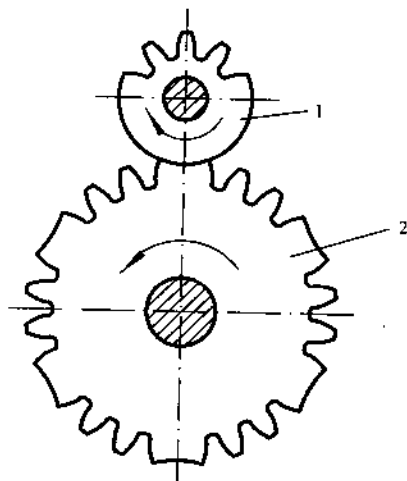


图 7-49 外啮合式不完全齿轮机构

1—主动轮 2—从动轮

图 7-51 为当主动轮齿数等于 1 时一对齿廓在啮合开始和终止时的情况。显然有从动轮每次转过的角度 $2\Psi_0$ 为

$$2\Psi_0 = \frac{2\pi}{N'_2} \cdot N_0 \quad (7-82)$$

式中 N'_2 为从动轮的假想全齿数, N_0 为 \widehat{ED} 内从动轮的整齿数。

$$N_0 = \frac{\Psi'_0}{\pi} \cdot N'_2 \quad (7-83)$$

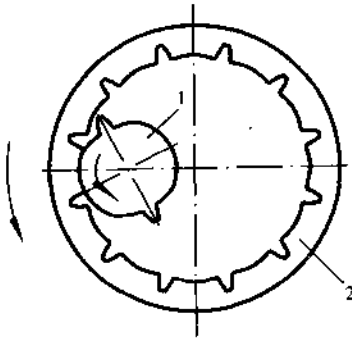


图 7-50 内啮合式不完全齿轮机构
1—主动轮 2—从动轮

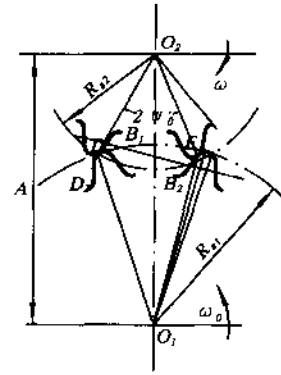


图 7-51 不完全齿轮机构
啮合关系图

$$\cos \Psi'_0 = \frac{A^2 + R_{a2}^2 - R_{a1}^2}{2A \cdot R_{a2}} \quad (7-84)$$

当主动轮两锁止弧之间的实际齿数 $N_1 > 1$ 时,其首齿和末齿与从动轮两锁止弧之间的实际齿数 N_2 的首齿和末齿啮合的情形与 $N_1 = 1$ 时相同。其余各对齿的啮合传动和普通齿轮传动一样。因此可以把不完全齿轮传动看成为 $N_1 = 1$ 的不完全齿轮和 $(N_1 - 1)$ 的普通齿轮传动的组合。这时从动轮每次转过的角度 $2\Psi_0$ 为

$$2\Psi_0 = \frac{2\pi}{N'_2} \cdot N_0 + \frac{2\pi(N_1 - 1)}{N'_2} = \frac{N_1 - 1 + N_0}{N'_2} \cdot 2\pi$$

即有

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= \frac{\Psi_0 \cdot N'_2}{\pi} + 1 - N_0 \\ N_2 &= N_1 - 1 = \frac{\Psi_0 \cdot N'_2}{\pi} - N_0 \end{aligned} \right\} \quad (7-85)$$

设 z 为从动轮的工位数,由式(7-85)可得:

$$z = \frac{N'_2}{N_1 + (N_0 - 1)} \quad (7-86)$$

不完全齿轮的主要设计参数的计算公式如下:

(1) 工作时间系数 K_t :

$$K_t = \frac{t_d}{t_j} = \frac{N_0 \cdot N'_1 + N'_2(N_1 - 1)}{N'_2(N'_1 - N_1 + 1) - N'_1 \cdot N_0} \quad (7-87)$$

式中 N'_1 为主动齿轮的假想全齿数。可见, K_t 只和齿轮齿数有关,设计时可不受结构限制。

(2) 锁止弧半径 R_1 :

$$R_1 = \frac{m}{2} \sqrt{(N'_1 + N'_2)^2 + (N'_2 + 2h_{a2})^2 - 2(N'_1 + N'_2)(N'_2 + 2h_{a2}) \cos(\frac{\theta}{2} - \Delta\theta)} \quad (7-88)$$

式中 m 为齿轮模数; h_{a2} 为从动轮的齿顶高系数,和普通齿轮一样为标准值; θ 为锁止弧两侧齿顶尖所对中心角; $\Delta\theta$ 为从动轮锁止弧上的齿顶厚所对应的中心角,其值为 $\Delta\theta = \frac{\Delta s}{R_{a2}}$ (Δs 为锁止弧上的齿顶厚,一般取 $\Delta s = 0.5m$)。

(3) 主动齿轮 N_1 首、末齿不发生齿顶干涉的齿顶高系数 h_{a1} 可由下式求出:

$$\cos\left(\frac{\theta}{2} + 2\gamma\right) = \frac{N'_2(N'_1 + N'_2) + 2h_{a2}(N'_2 + h_{a2}) - 2h_{a1}(N'_1 + h_{a1})}{(N'_1 + N'_2)(N'_2 + 2h_{a2})} \quad (7-89)$$

式中 γ 为齿间中心线到齿顶尖的中心角,其值为:

$$\gamma = \text{inv}\alpha_{a2} - \text{inv}\alpha_2 + \frac{\pi}{2N'_2}$$

式中 α_{a2} 、 α_2 分别为从动轮的齿顶圆压力角和分度圆压力角。 h_{a1} 一般在 $0 < h_{a1} < 1$ 范围内。

不完全齿轮机构结构简单,制造容易。但在啮合传动的开始和终了时,速度有突变,加速度也不连续,故冲击较大。一般适用于低速、轻载的场合,如在灯泡、铅笔、包装等自动机、半自动机和自动线以及计数装置中采用。

二、星轮机构

星轮机构也称为滚轮或针轮机构,原理上是不完全齿轮机构的变异型式。图 7-52 所示为两种不同结构的星轮机构。主动星轮 1 做匀速转动,其上有若干个柱销,分别和从动星轮 2 的齿间啮合并驱动星轮运动。根据从动件上柱销的分布情况,星轮可以作不同形式的步进运动。当星轮停止转动时,由定位弧锁紧定位。

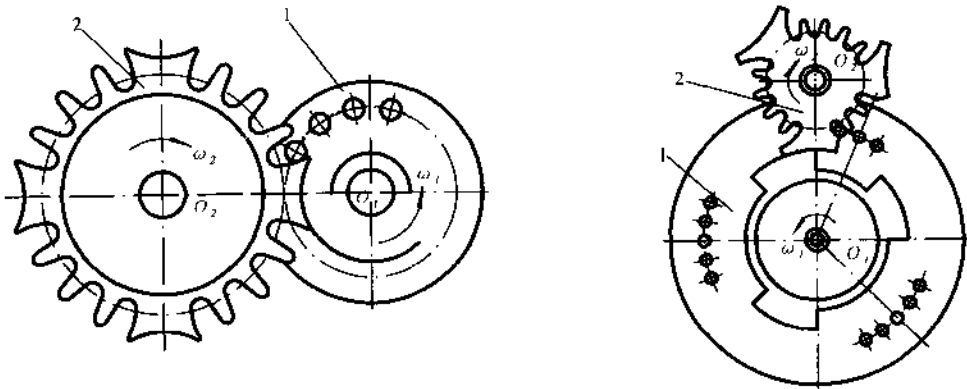


图 7-52 星轮机构
1—主动星轮 2—从动星轮

星轮机构的啮合传动原理和槽轮相似。在其它条件相同时,其角速度的变化比槽轮机构均匀,而且最大值也小。但在运动起、停时的瞬时角加速度大,因此有冲击。这种机构没有较明显的特点,故应用较少,在转速较低的情况下,因其结构简单还有应用,如火柴梗蘸药机等。

三、曲柄导杆机构

摆动导杆机构的变异型式用作步进运动,除槽轮机构外,曲柄导杆机构也是一例。图 7-53 为用在牙膏包装自动线上步进输送装置中的曲柄导杆机构。主动曲柄 1 等速转动时,导杆 2 相对摇块 4 滑动同时又随摇块绕固定轴心转动,导杆上的拨块 3 就周期地进入和退出槽轮的凹槽而驱动槽轮作步进运动,槽轮即带动输送带作步进送料。

曲柄导杆机构的运动原理如图 7-54(a) 所示。可以看出,它和槽轮机构的运动情况相同,因此具有槽轮机构的运动和动力性能。图 7-54(b) 为 $\omega_0 = 1.235 \text{ rad/s}$, $\lambda = 0.5$, $z = 6$

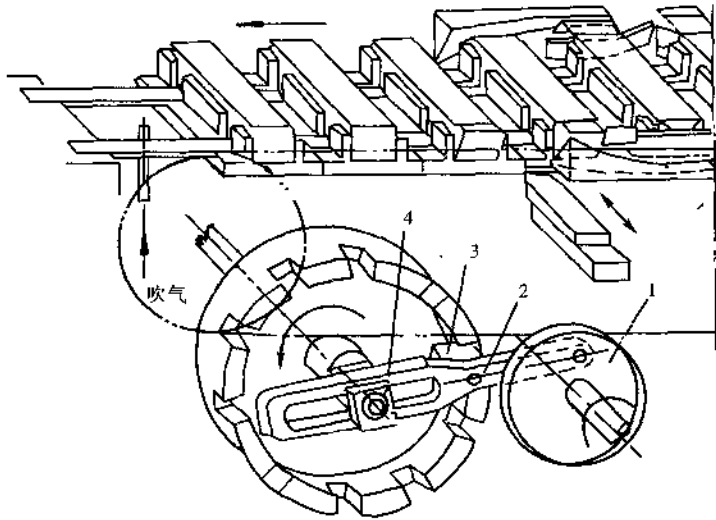


图 7-53 牙膏包装机上应用的曲柄导杆机构

1—曲柄 2—导杆 3—拨块 4—插块

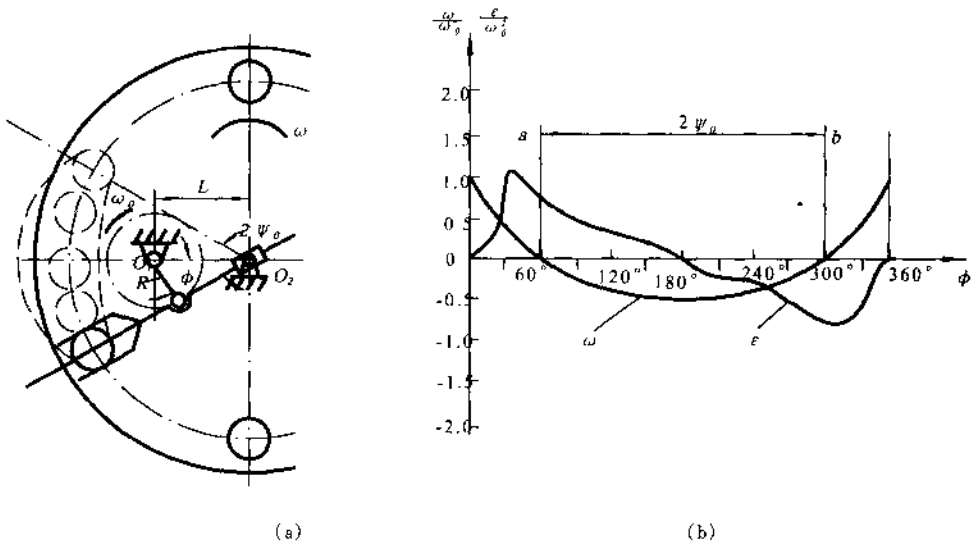


图 7-54 曲柄导杆机构的运动原理图

时的从动件角速度和角加速度图。主动件若在 $\omega = 0$ 时进入和退出从动件, 即可使从动件运动平稳。

曲柄导杆机构和槽轮机构相比有如下特点:

- ①主、从动件为低副接触, 力臂变化小, 故承载能力强, 工作可靠性好;
- ②主、从动件的回转中心距有单独灵活选择的余地, 有利于布局设计和改善受力状况;
- ③利用机构本身的结构形状定位性能差, 通常需借助附加定位装置。

由于上述原因, 这种机构较早地应用于多轴自动车床的转位中。

第六节 定位机构

一、定位机构的设计要求

在各种型式的步进机构中,不可避免的制造和装配误差,摩擦表面的磨损以及运动惯性等都直接影响机构的运动精度。为了保证确定的精度,通常在机构中设置定位机构。对于位置精度要求高或工作载荷较大的步进式机械设备,定位机构更是必须设置的重要部件。

设计定位机构应满足如下要求:

- ①应有足够的定位精度和刚度;
- ②定位精度能够长期保持,定位元件磨损小,寿命高;
- ③定位动作迅速、平稳、可靠;
- ④定位元件磨损后易于调整和更换;
- ⑤结构简单、紧凑。

二、定位机构的型式及定位精度分析

定位机构的型式很多,按定位方法可分为利用机构构件的轮廓表面定位和利用附加定位器定位两种。前者如槽轮、星轮、不完全齿轮等的低副定位弧,蜗形凸轮无升角轮廓曲线部分的双高副棱边等,这种定位方法,结构简单,无附加载荷,在一般情况下定位精度能够满足要求。但定位表面磨损大,而且较难补偿。当定位精度要求较高时,应设置附加定位器。

附加定位器按工作原理可分为弹性定位和刚性定位两种型式。

弹性定位依靠滚珠或滚柱在弹簧力的作用下,压紧在运动件上相应的定位孔或定位槽中实现定位,如图 7-55 所示。这种定位器的定位元件能够依靠运动件位移时产生的力量脱开定位孔或定位槽,而不需设置脱出机构,所以结构简单。但在有冲击或振动载荷作用

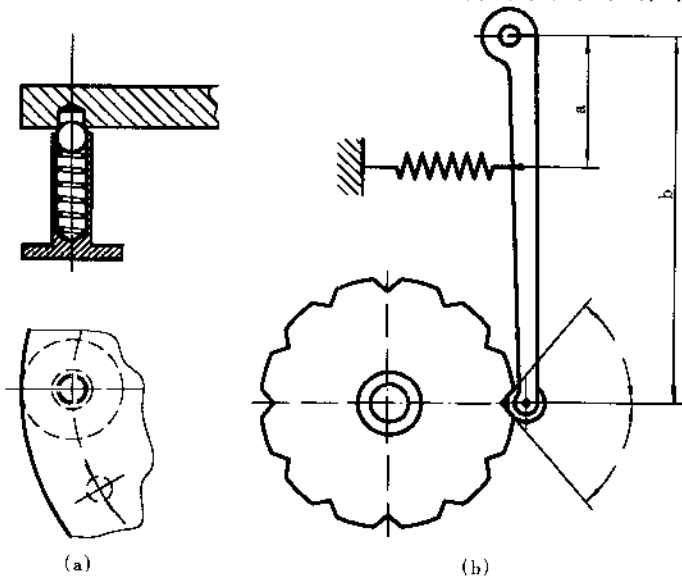


图 7-55 弹性定位装置

时,或者在运动件的转动惯量和摩擦力矩较大的情况下,难以实现准确定位。

刚性定位又可分为摩擦定位(如刹车定位、摩擦离合器定位等)、插销定位和啮合定位三种型式。

插销定位是使用较普遍的刚性定位装置。可分为单插销定位和双插销定位两种,如图7-56所示。插销定位具有较高的定位精度和可靠性,并能在有冲击和振动的情况下稳定地工作。双插销定位一般称为反靠定位,具有磨损少、定位附加冲击小、定位精度保持性强等特点。

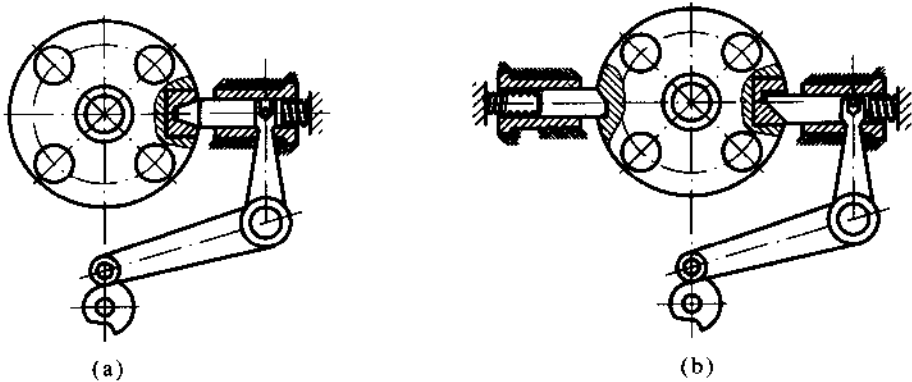


图 7-56 插销定位装置
(a)单插销定位 (b)双插销定位

啮合定位是一种精密定位法,通常采用的是鼠牙盘定位器,或称为端面齿盘定位器,如图7-57所示。工作盘11转位时,压缩空气经电磁换向阀14进入活塞6的下方,活塞抬起,通过三个顶柱8使上牙盘7上升与下牙盘12脱开。此时,电机1通过皮带传动2、4和蜗轮5带动拨销3转动。拨销拨动槽轮13使工作盘11转位。转位终了时,撞块15触动开关16,电磁阀换向,活塞下部放气,上牙盘在顶柱弹簧作用下下降与下牙盘啮合,实现定位。

鼠牙盘定位有如下优点:

- ①由于采用了多齿结构,所以定位精度高,一般可达 $\pm 3''$,最高可达 $\pm 0.4''$;
- ②重复定位精度稳定;
- ③定位刚度好。其齿面啮合长度一般不小于60%,齿数啮合率一般不低于90%;
- ④适应性强,只要工位数能整除鼠牙数,均能分度定位;
- ⑤定位精度保持性强,由于在使用过程中不同鼠牙相互啮合,有自动定心和均化误差的作用,因此有进一步提高定位精度的趋势。

鼠牙盘定位器的缺点是制造困难,成本高。

定位机构的定位精度,取决于定位机构的型式、加工装配精度和从动部件上定位孔的分度精度。例如,滚珠定位器的定位精度主要决定于定位器的中心是否处于定位孔的中心线上或定位孔的分布圆上;滚柱定位器的定位精度主要决定于滚柱的对称中心是否处于定位槽斜面的对称中心线上(图7-55)。弹性定位器的精度随着磨损的加大而不断降低,并且调整困难。在工作一段时间以后,定位孔的侧面会因磨损而产生凹槽,不但影响定位精度,而且会增大运动时的摩擦阻力。刚性定位器的定位精度主要决定于定位器的型式和结构。例如,摩擦式定位器无法避免相对滑动,因此定位精度不高。插销定位器的定位精度决定于

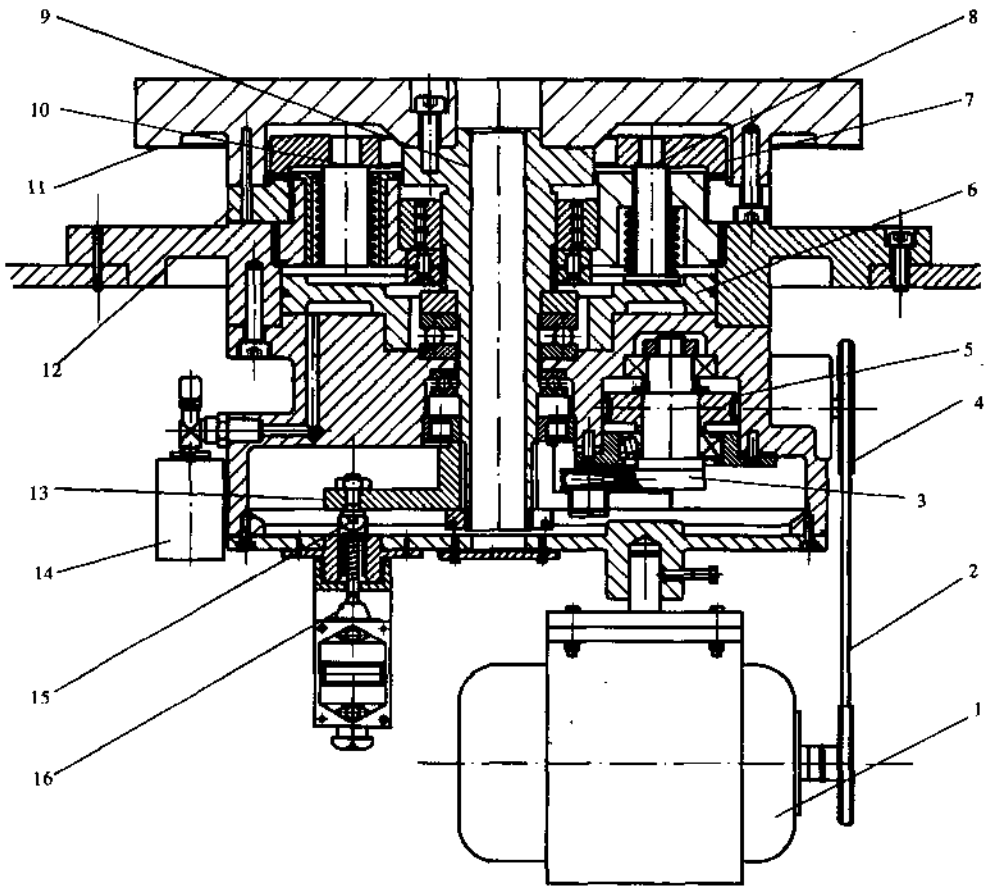


图 7-57 鼠牙盘定位装置

1—电机 2—皮带 3—拨销 4—皮带轮 5—蜗轮 6—活塞 7—牙盘 8—顶柱 9、10—轴
11—工作盘 12—牙盘 13—槽轮 14—换向阀 15—撞块 16—开关

插销的结构型式(图 7-58)和机构型式;鼠牙盘定位器的定位精度决定于鼠牙盘的齿形和制造精度。

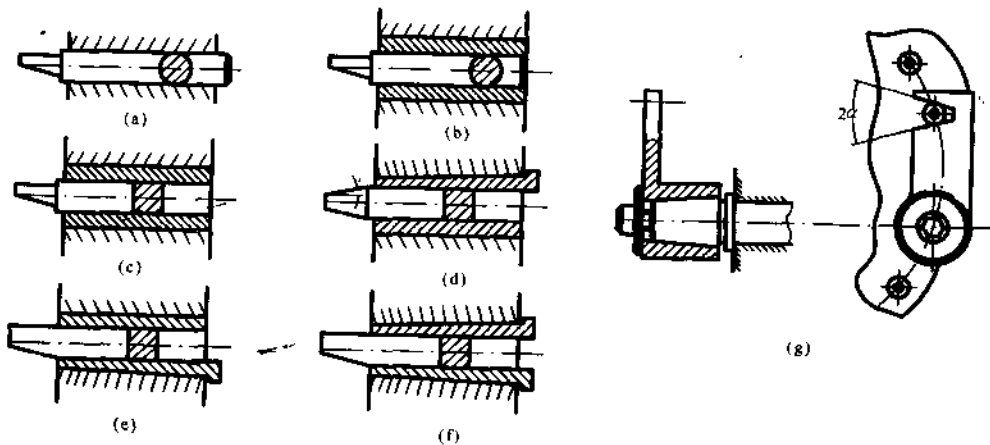


图 7-58 定位插销的结构型式

三、定位机构的设计计算

1. 弹性定位机构的设计计算

对于图 7-55(a)所示的滚珠定位装置,滚珠和定位孔的接触角 α (见图 7-59) 可选 30° 、 45° 和 60° 。定位孔直径为:

$$d_1 = d_2 \sin \alpha \quad (7-90)$$

式中 d_1 ——定位孔直径(mm);
 d_2 ——滚珠直径(mm)。

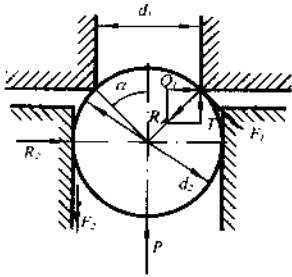


图 7-59 滚珠定位器计算图

滚珠定位器的定位弹簧应能克服从动件的静摩擦力矩,使其停止在准确的位置上。定位过程中,作用在滚珠上的力如图 7-59 所示。 R_1 、 R_2 分别为从动部件和滚珠导向套内壁对滚珠的反作用力; Q 为克服从动件静摩擦力矩的切向力; F_1 、 F_2 为摩擦力。则所需弹簧力 P 可由下式求得

$$P = \frac{M_c [1 \cdot \text{ctg} \alpha + f_1 + f_2 (1 - f_1 \text{ctg} \alpha)]}{r (1 - f_1 \text{ctg} \alpha)} \quad (7-91)$$

式中 M_c ——从动件的静摩擦力矩($\text{N} \cdot \text{m}$);

r ——从动件上定位孔分布半径(m);

f_1 、 f_2 ——分别为滚珠与从动件和导向套内壁间的摩擦因数。

对于图 7-55(b)所示的滚柱定位器,所需弹簧力为:

$$P = \frac{M_c}{r_w} \cdot \frac{b}{a} (f + \text{tg} \alpha) \quad (7-92)$$

式中 M_c ——从动件的静摩擦力矩($\text{N} \cdot \text{m}$);

f ——滚柱与从动件定位槽壁间的摩擦因数;

r_w ——从动件外径(m)。

2. 插销定位机构的设计计算

图 7-60 为插销定位器定位时插销的受力情况。设 Q 为从动件由于定位作用需克服的摩擦阻力矩所产生的切向力,则

$$Q = \frac{2M_c}{D} \quad (7-93)$$

式中 M_c 为总摩擦阻力矩($\text{N} \cdot \text{m}$); D 为从动件直径(m)。

设作用在插销斜面上的正压力为 N ; R_1 、 R_2 为插销导轨对插销的反作用力; F_1 、 F_2 、 F_3 为摩擦力。则插销的受力平衡方程式为:

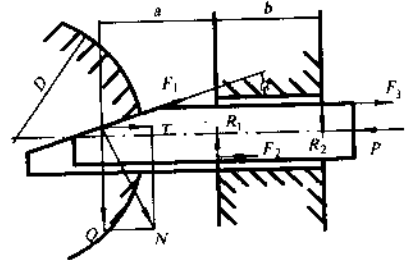


图 7-60 定位销受力图

$$\left. \begin{aligned} P - (T + F_1 \cos \alpha + F_2 + F_3) &= 0 \\ Q - R_1 + R_2 - F_1 \sin \alpha &= 0 \\ Q(a + b) - R_1 \cdot b - F_1(a + b) \sin \alpha &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7-94)$$

式中 P 为定位弹簧的弹力。解此方程组得:

$$P = \frac{2Mc}{D} \left[\frac{\operatorname{tg}\alpha + f_1 + f_2 \left(\frac{2a}{b} + 1 \right) (1 - f_1 \operatorname{tg}\alpha)}{1 - f_1 \operatorname{tg}\alpha} \right] \quad (7-95)$$

式中 f_1, f_2 ——分别为插销与从动件和导轨之间的摩擦因数。

对于作回转运动的定位器弹簧力的计算,可参照式(7-92)。

各种定位器弹簧力的实际选用值,一般应比计算值 P 大 25% 左右。

以上的受力分析,同样适用于定位销其它型式驱动力(见图 7-61)的计算,或用来对驱动定位机构进行设计和校验。

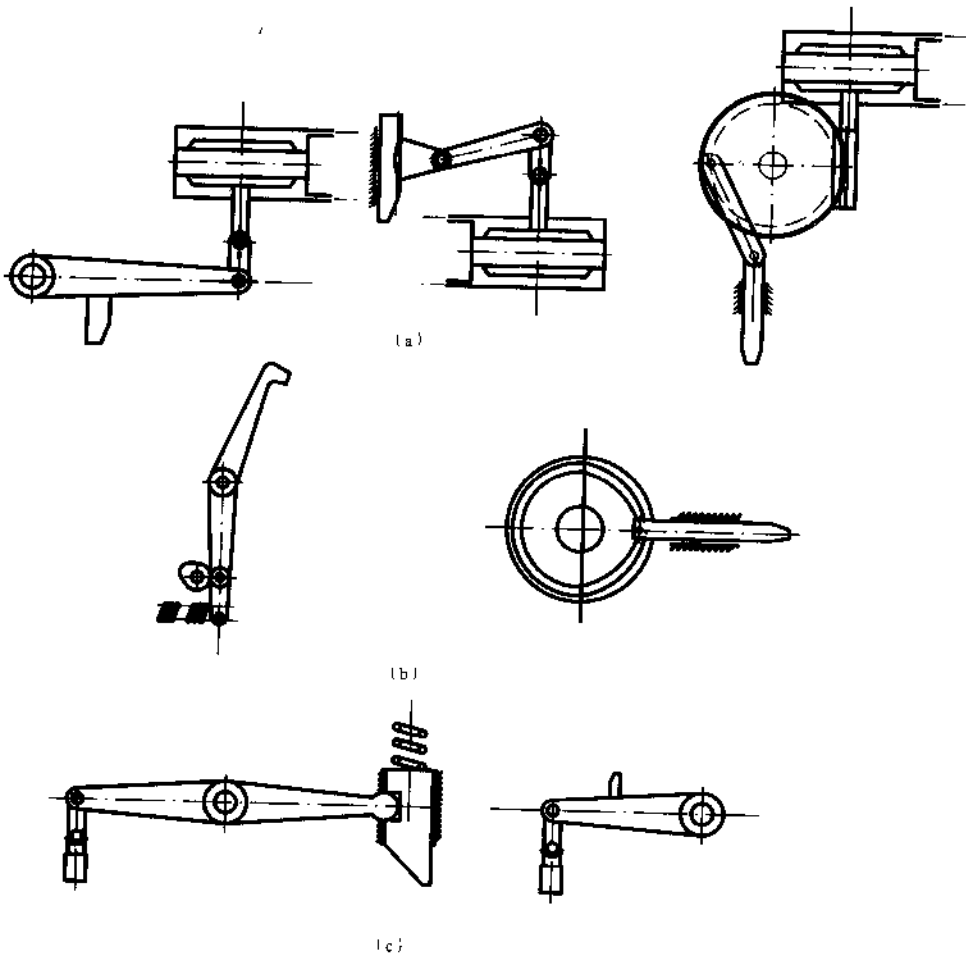


图 7-61 定位销其它型式

3. 鼠牙盘定位器的设计参数选择(见图 7-62)

(1) 齿数 z 选取齿数时应考虑转位部件的工位数或分度数。齿数应为工位的整数倍。当工位改变时也应满足这一要求。一般 z 可在 20~180 范围内选取。

(2) 压力角 α 目前常用的压力角有 30° 和 45° 两种,转位部件承受扭矩较大时宜用小

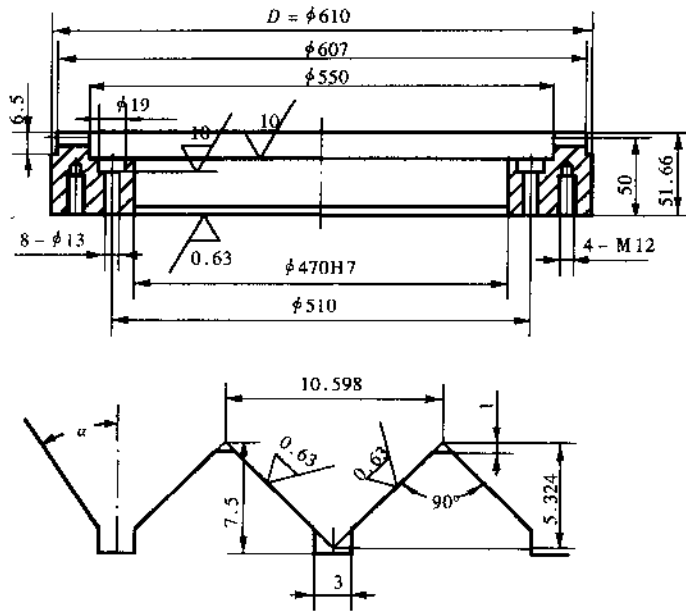


图 7-62 鼠牙盘工作图

值, 扭矩较小时宜用大值。

(3) 外径 D 外径 D 对转位部件受力后的稳定性有影响。 D 越大稳定性越高。设计时, 如果结构上允许, 工艺上可能, 应尽量取大值。

(4) 模数 m $m = \frac{D}{z}$, 但不存在准模数, 当 z 、 D 确定后, m 值即定。常取 $m = 2.5 \sim 7.5$, 轻载时取小值, 重载时取大值。

(5) 齿宽 B 一般取 $B = 8 \sim 25$ (mm)。当 z 和 D 较大时, B 相应取大值。

四、设计定位机构应注意的问题

通常, 插销式定位器的插销进入定位孔靠弹簧力实现, 而退出则用凸轮、液(气)动、电磁铁等完成。插销的运动方式可以是直线, 也可以是摆动。

圆柱形的插销制造简单, 配合容易, 但磨损后不能消除间隙, 因此影响定位精度; 棱形的插销虽然制造麻烦一些, 但磨损后可用镶条调整间隙, 故精度保持性好。作回转运动的定位器, 其回转导向面最好做成锥面, 这样定位精度高, 也便于调整。

定位销的头部, 单斜面比双斜面好, 因为靠斜面定位有使定位销松动的倾向。头部斜角 α 应接近于自锁角, 一般取 15° 和 30° 。应避免使用圆锥形头部, 因为在定位孔磨损而成椭圆形锥孔后, 定位表面会产生间隙, 而且无法调整, 定位精度随之下降。图 7-58(g) 的 V 形头部比楔形好, 因为此时从动件上安装的是定位销, 而定位销直径的一致性和安装孔的分度精度易于保证。

为了减少因定位不精确对从动部件造成的误差, 定位孔应分布在离回转中心尽可能远的圆周上。

定位机构的材料选择,一般按定位孔部位和定位销的材料硬度相当,通常用 45 钢、40Cr 钢经调质或 20Cr 钢经渗碳淬火至 HRC60 ~ 62。定位销和定位孔的配合可选用 H7/h6 以保证精度。

鼠牙盘的材料一般可用 40Cr 钢,齿部经淬火至 HRC50 左右,齿面需研磨。

第八章 自动机械供料机构设计

第一节 概 述

一、供料机构的任务、基本组成及设计要求

供料机构的任务是把待加工的物品(工件)从存料器(料箱)中分离出来,按照自动机的加工要求,定量、定时、定向地送到加工位置。

供料机构主要由四大部分(机构、装置)组成。

1. 定时装置

定时装置主要是按照自动机生产节拍,使供料机构定时工作,准时供料。

在定时装置设计中,主要是解决工件供送与自动机加工节奏协调一致问题。一般由供料机构与相关的其它机构(如工艺执行机构)之间的运动传动链(内联传动链)来保证,所以供料机构的运动循环必须与自动机工作循环相协调。也可采用独立驱动的供料机构,例如电磁振动供料器、供送料机械手,但要由控制系统或者设计诸如闸门等隔离装置,使供料机构停止或送料。

2. 定量装置

定量装置是根据自动机加工工艺的要求,在每一个工作循环送出规定数量的工件。

定量可分为量(如重量、体积)和数(如件、个),例如酒类、洗衣粉等物料主要是定量,螺钉、香皂、香烟等主要是定数,成卷的塑料带、薄铁皮、细钢棒等物料则是定长度。设计时要根据供送物料的形、性态等来确定。定量装置往往需要隔离装置、计数机构等来配合。

3. 定向装置

保证工件按照工艺加工的方位要求送出。

定向供料在单件物品加工中是一个关键问题。定向机构一般与纠正、剔除机构等配合工作。

4. 其它装置

例如,定位装置、隔离装置、卷料的矫直机构、带状料的纠偏调位装置、不符合要求工件的剔除机构、缺料检测机构、计数机构等等。

定位在自动机设计中也是一个比较重要的问题,送料不到位或有偏差都会影响自动机的正常工作。在设计中,可把定位装置归到工艺执行机构中,也可归到供料机构中。

任何供料机构必须具有定时和定量装置,而定向和其它装置可根据工件及加工要求设置。

供料机构是自动机、自动线中的主要工作机构之一,其性能优劣及自动化程度直接影响到自动机的生产率、加工质量以及劳动条件。因此,对供料机构有如下一些要求:

①根据自动机的生产节拍及工位位置,快速、准确、可靠地将工件送到位;

- ②供料过程平稳、无冲击,不能损伤工件;
- ③适应性强,调整方便;
- ④结构简单,工作可靠。

二、供料机构的分类

由于自动机所加工产品的品种繁多、形式多样,工件的尺寸、形状、结构、材料性能亦不同,因此供料机构的种类庞杂,供料原理、结构形式各不相同。从找出共性、便于讨论与设计这个主要目的出发,可按照供送物料的形、性态把供料机构分成:液体料供料机构、粉粒料供料机构、条带及线棒料供料机构、单件及板片料供料机构、特殊结构物料供料机构。

若按照驱动控制方式分类,则有机械式、电气式、气动式、液压式以及各种驱动方式的组合。其中机械式供料机构及电磁振动供料器应用最广泛。

第二节 液体料供料机构

一、液体料特性及其供料过程分析

液体料是液态物料的统称。呈液态的物料很多,一般把黏度在 $1\text{Pa}\cdot\text{s}$ 以下的液体料称为低黏度液体料,例如酒类、饮料、各种化学溶液、牛奶等。把黏度在 $1\text{Pa}\cdot\text{s}$ 以上者称为黏稠性液体料,例如冰霜、牙膏、鞋油、糨糊等。还有一些液体受温度影响较大,温度高时黏度下降成为低黏度液体,温度低时黏度增高成为黏稠液体,所以称之为半液体,例如食用油、果酱等。在有些液体中还含有少许固体微粒,例如果汁。

液体料供料一般是将其作为产品装入容器中,所以供料就是最后操作。

液体料的特点之一是流动性好,但不同液体料的流动速度差异较大,而流速又受自身黏度、外界作用力以及温度等影响。低黏度液体一般靠自身重力即可以一定流速流动。黏稠性液体流动性比较差,往往要在一定外力作用下,才能达到一定流速。液体料的特点之二是有体积无形体。

液体料这两个显著特点表明:供料过程中送料的问题基本解决了,可沿料道自流,可料后加压或料前减压,同时无定向问题。但是,液体料是容积(盛)在一起,所以分离一定是关键问题。再者,不同液体料的黏附能力不同,所以料道要尽可能短,使出料口靠近接料口,以减少定量后的损失。

液体料的定量有下列几种方法。

1. 重量定量法

按照重量定量精度较高,但需要称重装置,因而结构复杂、成本高、速度慢,加之液体料一般以体积为计量单位,所以很少采用重量定量法。

2. 体积定量法

这是液体料常用的定量方法,其供料机构结构简单、速度较高,但准确性受各种因素(如气泡)影响而有所差异。一般设计若干定容积容器(分离一定量容器),用其从大容器中舀出所需要的量,分离、定量一次完成。

3. 液位定量法

液位定量法是通过控制容器内液体料的液面达到定量目的。例如各种有刻度的试管、容器等。液位定量法也是液体料常用的定量方法之一。

4. 流量法

在液体料流量一定时,通过控制灌装时间达到定量目的。采用这种定量法的供料速度比较高,但准确度低。一般适宜于低黏度液体料的供料。

二、液体料供料机构的形式及供料原理

当所需要量的液体料被定量一分离出来后,再将其灌入诸如瓶子、罐、袋等容器内,灌装完毕,自动机的工艺操作也就结束了。供料机构往往同时完成定量—分离—灌装三个动作。所以也把液体料供料机构称之为灌装机构、灌装阀等等。

(一) 液位定量的灌装机构

如图 8-1 所示的旋塞式灌装机构,它由计量筒 1、细管 2、贮液罐 3、液管 4、旋塞 5 等组成。在图 8-1(a)中,三通旋塞 5 接通贮液罐和计量筒,贮液罐内的液体料因压力差经液管 4 流入计量筒,计量筒中与进入液体等体积的空气,因受液体料的排挤由细管 2 排出。当计量筒中的液体升高使液面遮住细管下端口时,筒内空气通路被隔断,此时,液体沿细管继续上升而筒内液面变化甚微,直到细管内液而与贮液罐液面持平,液体流动停止,定量结束。这时旋塞转动 90°,堵住进液管口,接通计量筒和灌装口 6,如图 8-1(b)所示,筒内液体料就灌入容器中,分离、灌装同时完成。

计量筒内液位高度通过细管在筒内的插入深度来改变,将细管往下插,液位降低,如图 8-1(c)所示,反之液位升高,依此实现定量。

灌装的液体量可根据计量筒内液位高度来计算,误差大小取决于细管和旋塞内液体的量。定时靠旋塞驱动机构来控制,灌装时间取决于液体料的流动速度。

图 8-2 所示的灌装机构由排气管 1、弹簧 2、套筒 3、橡皮环(拢瓶罩、定心锥、瓶口座)4、

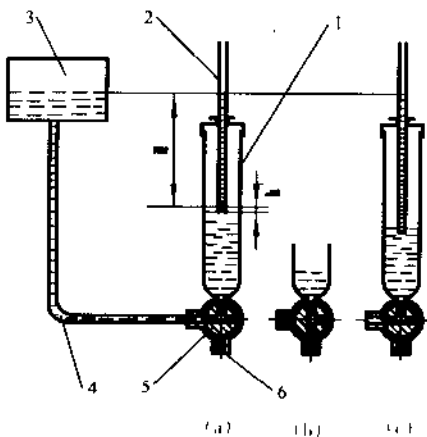


图 8-1 旋塞式灌装机构

1—计量筒 2—细管 3—贮液罐
4—液管 5—旋塞 6—灌装口

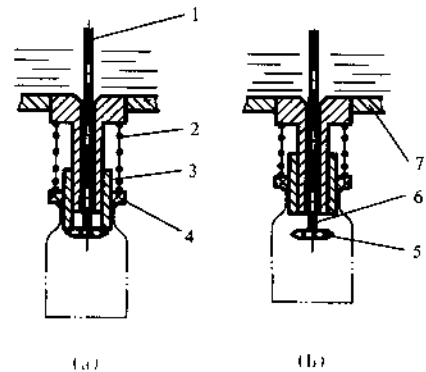


图 8-2 碟阀式灌装机构

1—排气管 2—弹簧 3—套筒
4—橡皮环 5—碟阀 6—排气口 7—贮液罐

碟阀 5 等组成。在图 8-2(a)中,套筒和橡皮环受弹簧作用使碟阀堵住套筒的灌装口。在图 8-2(b)中,瓶托机构使瓶子升起,瓶口压紧橡皮环同套筒一起上升,碟阀与灌装口脱开,贮液罐内液体料流入瓶中,而瓶内空气由排气管排出。当瓶内液体升高遮住排气口 6 时,瓶内残留空气被灌入的液体略微压缩,液面高出排气口少许,液体流动停止,灌装结束。改变排气管高低位置(即在瓶中插入深度),瓶内液位就变化,从而实现定量。其定量精度取决于容器有效容积精度,但能保证容器内的液面高度一致。

定时靠碟阀开、闭时间,即瓶托机构来控制,这段时间应大于碟阀打开后,液体料流够所需量的用时。

(二)按体积定量的灌装机构

在图 8-3 所示的滑阀式灌装机构中,定量杯 2 和滑阀 5 固结,贮液罐 1 和套筒 3 固结,灌装管 4 插在套筒中。在图示位置,定量杯和滑阀处于最低点,贮液罐中液体料注满定量杯。当瓶口对住灌装管出口时,凸轮 7 使滑阀升起,定量杯高出贮液罐液面,完成定量一分离,同时,滑阀中空侧口对住灌装管进口,定量杯内液体料流入瓶中,完成灌装。定量杯容积即灌装液体料量。

在图 8-4 所示的灌装机构中,灌装管 5 内腔隔板上、下各有一个侧开孔,通过套筒 4 内环处,可使灌装管内腔上、下接通,从而完成灌装;当灌装管下降,使两侧开孔脱离套筒内环处后,内腔上、下不通,贮液罐中液体料注入定量杯。拢瓶罩上的斜孔用于排气。

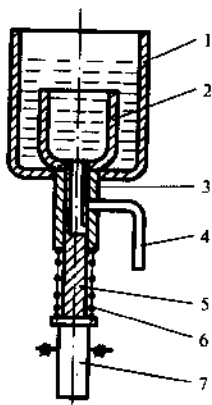


图 8-3 滑阀式灌装机构

- 1—贮液罐 2—定量杯
- 3—套筒 4—灌装管
- 5—滑阀 6—弹簧
- 7—凸轮

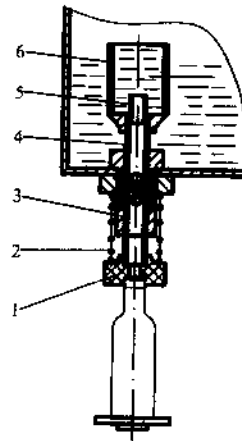


图 8-4 滑阀式灌装机构

- 1—拢瓶罩 2—弹簧
- 3—阀体 4—套筒
- 5—灌装管 6—定量杯

(三)按流量定量的灌装机构

如图 8-5 所示的截止阀式灌装机构,当定心锥 10 下无瓶时,在外弹簧 9 作用下,通过拉杆 4 使横梁 3 下降,横梁压下套杆 2、截止阀 5,又通过内弹簧 6 使心杆 1 下端的凸锥 7 关闭锥阀,这时,贮液箱中的液体料通过阀座与套杆 2 之间的环缝隙注入阀腔。当瓶子顶起定

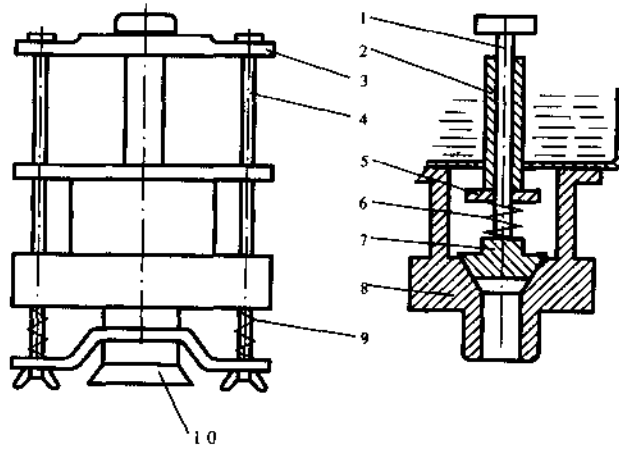


图 8-5 截止阀式灌装机构

1—心杆 2—套杆 3—横梁 4—拉杆 4—外弹簧 5—截止阀 6—内弹簧
7—凸锥 8—阀座 9—外弹簧 10—定心锥

心锥时,横梁升起,通过定位锥使心杆上升打开锥阀,阀腔中的液体料就可灌入瓶中,灌装量取决于截止阀、锥阀关闭时间。

以上几种灌装机构都是通过阀的开、闭,靠液体料自重力自流完成灌装,所以也称为常压(重力)灌装法,适应各种低黏度普通液体料(如白酒、牛奶、酱油)的灌装。

(四)等压、真空灌装机构

对于一些物化性质特殊的液体料,不适宜采用上述的常压灌装法。例如,对于含有气体的汽水、啤酒、香槟酒等,为减少二氧化碳的损失和防止灌装时产生过量气泡而影响定量,可采用使瓶内与贮液罐中保持相等压力的等压(正压或负压)灌装法;对于含维生素较高的蔬菜汁、果汁等,为减少瓶中的含氧量(防氧化),可采用负压(真空)灌装法;对于有毒易挥发类液体(如农药),为防止泄露污染环境,也应采用真空灌装法。等压、真空灌装法主要是在常压灌装机构的基础上增加加压或减压装置。

如图 8-6 所示,贮液罐 1 液面以上空腔加有一定压力,当瓶口贴紧拢瓶罩后,先打开充气阀,通过插在灌装阀中的气管 4 使贮液罐与瓶内压力相等,然后打开灌装阀进行灌装,而瓶内气体又被挤排入贮液罐中,当瓶内液面上升遮住气管口时,灌装基本结束。泄压口 5 用于瓶子在脱离拢瓶罩前,排除瓶子上部被压缩的气体,以防脱离后瓶中液体喷出。等压灌装法为料后加压灌装,缺点是瓶中气体被压回到贮液罐中而造成液体料的氧化和污染,不卫生。

图 8-7 为一种真空灌装机构,真空泵 3 通过真空管 6 在贮液罐 2 上部建立真空区,当瓶口贴紧拢瓶罩后,通过气管 5 使瓶内亦保持一定真空度,然后打开灌装阀 4 进行灌装,当瓶内液面上升遮住气管口时,灌装基本结束。真空灌装法为料前减压灌装,当瓶中气体及杂物被抽进贮液罐中会造成液体料的污染,但含氧量大大降低,液体料保质期长。另外,若瓶子有破损,则不能灌装(漏气),这可防止产生灌装废品。

图 8-8 为真空室和贮液罐分开的双室灌装机构,当瓶口贴紧拢瓶罩后,真空室 3 通过气管 2 使瓶内成真空。当打开灌装阀后,贮液罐 7 中的液体料通过吸管 6 被吸进瓶中完成

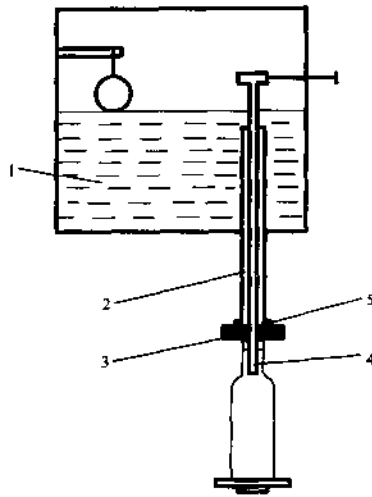


图 8-6 等压灌装机构

1—贮液罐 2—阀体 3—拔瓶罩
4—气管 5—减压口

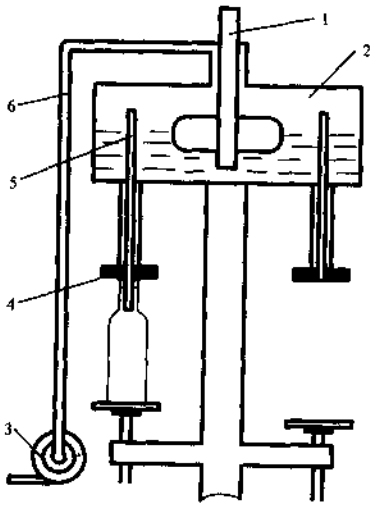


图 8-7 真空灌装机构

1—进液管 2—贮液罐 3—真空泵
4—灌装阀 5—气管 6—真空管

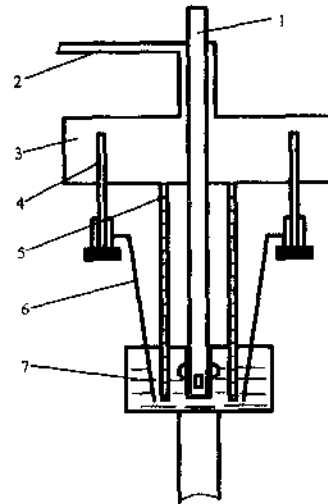


图 8-8 双室真空灌装机构

1—进液管 2—气管 3—真空室
4—气管 5—回液管 6—吸管
7—贮液罐

灌装。由于瓶中气体及杂物不接触贮液罐中的液体料,所以基本无污染,灌装的卫生性好。

有些灌装机构先对瓶抽真空(排掉瓶内空气及杂物),再给瓶中通入有益气体(如二氧化碳),以实现等压灌装,可以防止液体料被污染及氧化变质。

等压灌装法的料后加压的压力和真空灌装法的料前减压真空度一般都比较低,目的并

非为了加快液体料流速以改变其流动性。

(五) 压力泵、定量泵

压力泵及定量泵灌装时的压力或真空度一般比较高,目的是加快液体料流速以改变其流动性,适宜于黏稠液体料的灌装。泵的形式比较多,如齿轮泵、叶片泵、活塞泵、螺杆泵等等。

图 8-9 所示为一种压力泵灌装机构。当瓶口贴紧拢瓶罩 6 打开灌装阀后,由液料泵 5 将贮液罐 4 中的液体料泵进瓶中,瓶中空气可由溢流管 3 排除,当瓶灌满时,溢流管可溢出液体料。当贮液罐中液面下降后,通过浮子打开供料阀 2,供料槽 1 中的液体料可补入贮液罐。定量是通过控制流量液料泵的灌装时间实现的(流量法定量)。

图 8-10 为一种活塞式定量泵灌装机构。锥头 2 与活塞杆 6 固结,活塞体 3 和锥头构成锥阀,活塞架 4 为四片花瓣式结构(如图中 A-A 剖视),活塞杆可在其中滑动。当活塞杆上移而杆上定位套 5 未触及活塞架时,锥头脱离活塞体,这时缸体 1 上腔(接料箱)中的液体料流入活塞架,并进入缸下腔;当定位套触及活塞架时,活塞架、活塞体以及活塞杆和锥头一起上移,液体料不断流入缸下腔;当活塞杆下移时,锥头先触及活塞体关闭锥阀,完成液体料的分离,随后活塞架、活塞体以及活塞杆和锥头一起下移,挤压缸下腔中的液体料,经料管 7、灌装头注入容器中,完成一次灌装。定量是通过控制活塞杆的行程来实现的,定位套在杆上的位置决定锥阀的开启程度,从而影响液体料的流动性、流速及供料量。这种定量泵适宜于冷霜类黏稠液体料的灌装。

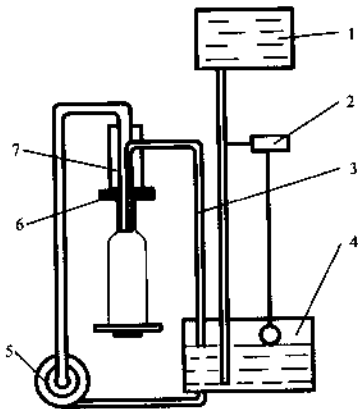


图 8-9 压力泵灌装机构

- 1—供料槽 2—供料阀 3—溢流管
4—贮液罐 5—液料泵 6—拢瓶罩
7—阀体

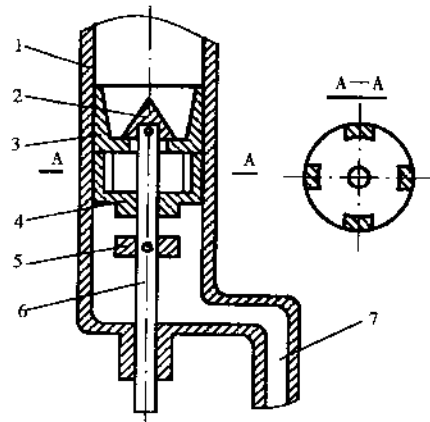


图 8-10 活塞泵灌装机构

- 1—缸体 2—锥头 3—活塞体 4—活塞架
5—定位套 6—活塞杆 7—料管

三、液体料供料机构的设计与计算

1. 灌装阀开闭机构

液体料灌装时,必须打开灌装机构中的灌装阀,灌装阀开闭机构形式比较多。通过瓶托机构使瓶升降,以开闭灌装阀的开闭机构可称之为间接式。在图 8-11 所示的滑道式瓶托

机构的位置 I, 瓶子被送进滑道并升起; 到位置 II, 瓶子升到最高位, 瓶口贴紧拢瓶罩, 灌装阀打开进行灌装; 在位置 III, 灌装完毕, 灌装阀关闭, 瓶子下降到低位。

滑道(凸轮)升程 H 必须保证瓶口压紧拢瓶罩, 瓶子下降最低位应保证瓶口低于灌装机构。凸轮升程角 α 、回程角 β 大小以及凸轮运动规律应保证瓶子直立顺利滑动, 且液体料不至于从瓶口溅出。一般 $\alpha > 30^\circ, \beta > 70^\circ$, 选用等速运动规律。瓶子在高位行程 L 由灌装时间决定。

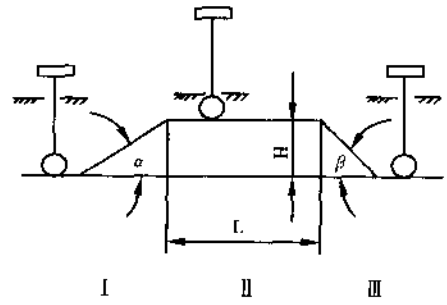


图 8-11 滑道式瓶托机构示意图

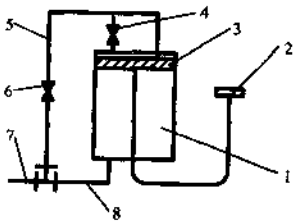


图 8-12 气动式瓶托机构示意图

1—气缸 2—瓶托 3—活塞
4、6—阀 5、7、8—气管

图 8-12 为气动式瓶托机构, 当瓶子升起时, 阀 6 闭, 阀 4 开, 气压由管 7、8 进入气缸 1 下腔, 推动活塞 3、瓶托 2 使瓶子升起灌装; 灌装完毕, 瓶子降落时, 阀 6 开, 阀 4 闭, 气压经管 5、8 同时进入气缸上、下腔, 瓶托和瓶靠自重力下降, 速度较缓可防止液体料溅出。

用杠杆、拨叉、棘轮、凸轮等可直接开闭灌装阀, 或通过测量液体料的压力(适合于含气体液料)、液面位置, 得到的信号通过电磁控制灌装阀。这些灌装阀开闭机构可称之为直接式。

2. 供料时间、供料速度确定与计算

根据上述各种灌装机构的工作原理可知, 无论采用何种定量方法, 最后灌进瓶中的液体料取决于灌装阀的开闭时间——供料(灌装)时间 t , 可按下式计算:

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{V}{vA} \quad (8-1)$$

式中 V ——定量容积;

Q ——灌装阀或泵流量;

v ——液体料流速;

A ——灌装阀内液体流道截面积, 一般不大于灌装口面积。

在其它条件一定时, 供料时间取决于液体料的流速, 而流速既受液体物化特性(黏度、温度)影响, 又与流道结构、灌装压力、灌装要求等有关, 最高流速以液体料不产生气泡、不飞溅为准。液体料流速可查阅有关设计手册, 必要时根据具体情况试验测定。

在流速一定时, 可采用“工序分散原则”来缩短供料时间, 提高生产能力。即将单灌装头、大定量、一次灌装, 分成若干个灌装头、多工位、小定量、同时灌装。例如图 8-13 所示的多工位转盘式自动灌装机, 瓶托机构为一圆柱凸轮, 瓶子在高位行程段的灌装工位数为 6 个, 每个工位灌装所需定量的 $1/6$, 理论灌装时间就可缩短 $1/6$ 。

当理论供料时间确定后, 在自动机主轴转速一定时, 可计算瓶托机构高位行程 L 或灌装阀开闭机构行程。实际供料时间应稍大于理论供料时间, 由此可计算自动机生产能力(单位一般取每分钟多少瓶、罐、袋等)。

3. 灌装机构结构设计

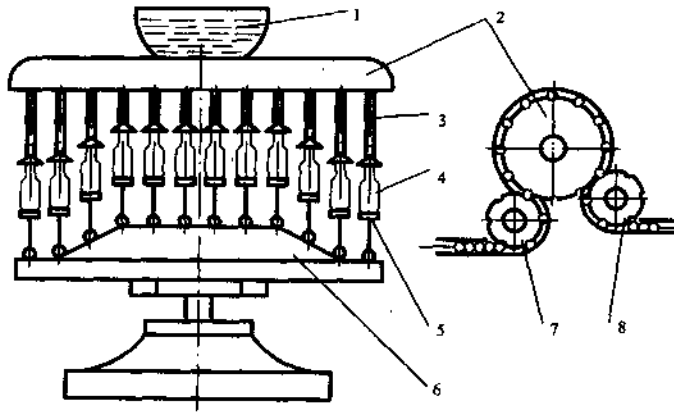


图 8-13 自动灌装机的灌装装置

1—液槽 2—回转灌装盘 3—灌装头 4—容器 5—瓶托 6—凸轮滑道 7—空瓶上瓶器 8—卸瓶器

机件应采用耐腐蚀材料制作。对于食用液体料,应选用不锈钢。灌装阀内部机件应光滑加工,设计合理可靠的密封装置以减少泄漏。液体料所流经料道应平整光滑。对附着力强的液体料,料道要尽可能短,使出料口靠近接口,以减少定量后的损失,必要时可涂敷不粘层。结构设计时应考虑便于清洗。

第三节 粉粒料供料机构

一、粉粒料特性及其供料过程分析

生产中的粉粒料非常多,可按照其粒度进行分类。例如面粉、奶粉、洗衣粉等可称之为粉体;白糖、大米、绿豆、药丸、花生等等可称之为颗粒。

当把粉粒料作为原料,由供料机构送出一部分到加工工位,这种情况供料机构要配合工艺执行机构工作;当把粉粒料作为产品装入容器中,这时供料是最后操作。

粉粒料的有些物化特性与液体料相似,例如有一定流动性,但其流动性、流速主要取决于粒度、颗粒形状、湿度等。粉粒料一般以重量作为计量单位,但视密度影响定量的准确性。

粉粒料供料主要问题是分离——定量。常用定量方法有两种:第一种是按体积定量,其定量机构的结构较简单,调节方便,但定量精度不高,误差一般只能控制到 2% ~ 3%,适宜于小定量、微细粉体料供料后的再加工。第二种是重量定量法,误差可控制到 0.1%,但供料机构的结构比较复杂,一般适宜于视密度不稳定、易受潮结块的颗粒料的定量包装,对昂贵物料或加工工艺严格(如精确配方、精确用料量)的粉粒料应采用重量定量法。

二、按体积定量的粉粒料供料机构

(一)转盘容杯式供料机构

如图 8-14 所示,在转盘 6 上装有四个圆筒状容杯 7,用活门 3 封底口,护圈 8(固结有刮板 5)、有机玻璃罩 2、转盘组成一容料室,工作时,料由料斗 1 落入容料室,转盘在转动中由刮板 5 将料拨入容杯并刮去溢出部分,装满料的容杯,随转盘转到卸料工位时,顶杆拨开

活门底盖,粉粒料倒落,完成供料过程。

当需要调节定量时,可换装容杯,或者在原容杯中套容杯。图 8-15 所示为一种可调容杯式供料机构,上容杯 2 装在上转盘 1 上,下容杯 3 装在下转盘 4 上,当需要调节定量时,通过调节机构 6 使下转盘上下移动靠近或离开上转盘,使上下容杯重叠部分变化,从而改变其定量容积。活门 5 采用张开放式打开,在图中左边位置,活门闭合;在右边位置,活门张开,容杯中的料通过漏斗落入容器内。

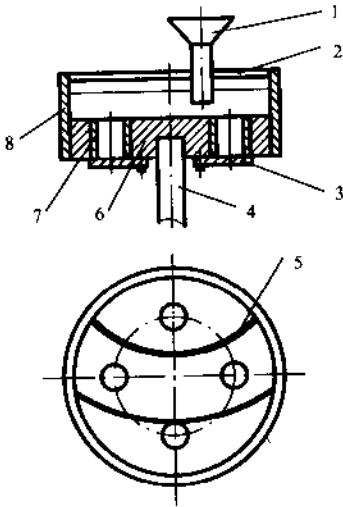


图 8-14 转盘容杯供料机构

- 1—料斗 2—罩 3—活门
4—转轴 5—刮板 6—转盘
7—容杯 8—护圈

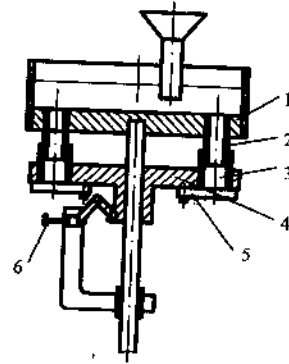


图 8-15 可调容杯供料机构

- 1—上转盘 2—上容杯
3—下容杯 4—下转盘
5—活门 6—调节机构

容杯式供料机构的生产能力按下式计算：

$$Q = V \cdot \rho \cdot n \cdot m \quad (8-2)$$

式中 V ——定量杯容积(cm^3),对于可调容杯为其组合容积;

ρ ——物料视密度(kg/cm^3);

n ——转盘转速(r/min),一般为间歇转动;

m ——容杯数。

(二)转鼓式

转鼓式供料机构由鼓体和转鼓两部分组成,如图 8-16 所示,鼓体上有装料斗和落料斗,转鼓上开有容料槽,可在鼓体中转动,当容料槽口对住装料斗时,料斗中物料填充进容料槽,鼓继续转动,鼓体内壁刮去多余料;当鼓转动使容料槽口对住落料斗时,物料倒落入容器,完成供料过程。通过调节螺钉 3 可改变容料槽的容积。容料槽形状有圆柱、长直槽、圆锥、锥柱、凹弧等,其中圆锥、锥柱、凹弧等敞口型便于物料的填充和倒落。

图 8-17 为凹弧转鼓式供料机构,物料由料斗填入凹弧容料槽,随转鼓 1 转动,物料经引导管 3 落入袋中,两条塑料(或纸)带 2 由压边器 4 粘合,由牵引、切断器 5 封袋的上下口并切断。

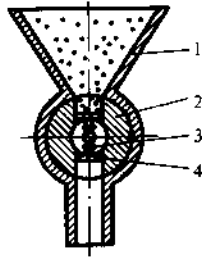


图 8-16 转鼓式供料机构
1—鼓体 2—转鼓
3—调节螺钉 4—调节片

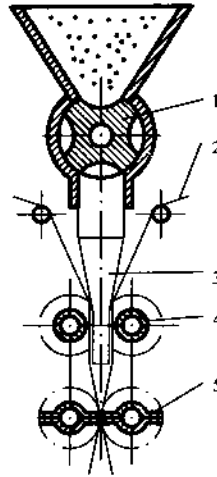


图 8-17 凹弧转鼓式供料机构
1—转鼓 2—塑料带
3—引导管 4—压边器
5—牵引、切断器

转鼓式供料机构的生产能力按下式计算:

$$Q = K \cdot V \cdot \rho \cdot n \cdot m \quad (8-3)$$

- 式中 K ——充满系数, 一般 K 取 $0.6 \sim 1$;
 V ——容料槽体积(cm^3);
 ρ ——物料视密度(kg/cm^3);
 n ——转鼓转速(r/min), 一般为间歇转动;
 m ——容料槽数。

(三) 螺杆式

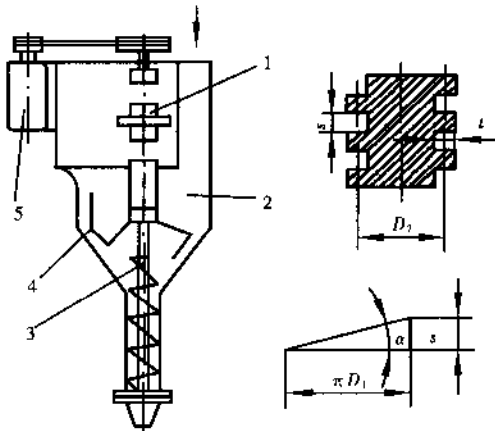


图 8-18 螺杆式供料机构
1—离合器 2—料斗 3—螺杆 4—搅拌器 5—电动机

螺杆式供料机构如图 8-18 所示。螺杆 3 设置在料斗 2 导管中, 由离合器 1 实现其与驱动装置的接合与脱开, 当螺杆转动时, 物料填充进入定截面螺旋槽中, 随螺杆的转动, 物料不断填充、输送, 最后由出料口落入容器中, 只要控制螺杆的转数(时间), 即可完成定量供料。螺杆 3 和搅拌器 4 可将结块物料破开。

当螺杆垂直安装时, 物料从上向下受螺杆推挤作用易于充满螺旋槽, 为保证供料的准确度和稳定性, 螺杆必须经过精加工, 螺杆外径与导管内径间配合间隙要适当, 在导管内的螺距数应大于 5 个。螺旋

槽一般采用单头矩形截面。螺杆式供料机构适宜于易结块的粉料的供料。

螺杆式供料机构生产能力按下式计算:

$$Q = G \cdot n \quad (8-4)$$

$$G = V \cdot \rho \cdot n_0$$

$$V = s \cdot t \cdot L / 2$$

$$L = \pi D_1 / \cos \alpha_1$$

式中 G ——螺杆一次供料量(kg);
 n ——螺杆转速(r/min);
 V ——每圈螺旋槽的容积(cm^3);
 ρ ——物料视密度(kg/cm^3);
 n_0 ——供料一次螺杆的转数(或供料时间);
 s ——螺距(cm);
 t ——槽深(cm);
 L ——圈螺旋周长(cm);
 D_1 ——螺旋中径(cm);
 α_1 ——对应中径的螺旋升角。

(四) 柱塞式

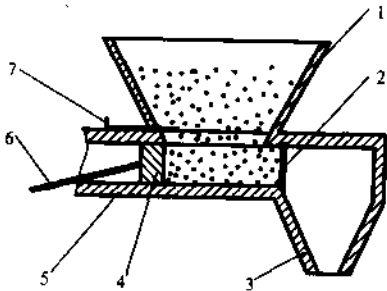


图 8-19 柱塞式供料机构

1—料斗 2—活门 3—出料斗 4—柱塞
5—缸体 6—连杆 7—进料活门

这种供料机构的主体是由缸体和柱塞组成,如图 8-19 所示。当柱塞 4 向左移动时,吸动活门 2 闭合,料斗 1 中的物料填充缸内;当柱塞 4 向右移动时,推动物料、打开活门使料由出料斗 3 落入容器中。柱塞式适宜于流动性较差的物料,结构也比较简单,但定量准确度较低。

柱塞式供料机构的生产能力按下式计算:

$$Q = K \cdot F \cdot s \cdot n \cdot \rho \quad (8-5)$$

式中 K ——充满系数,一般 K 取 0.8~1;
 F ——柱塞面积(cm^2);
 s ——柱塞行程(cm);
 n ——柱塞往复次数(次/min);
 ρ ——物料视密度(kg/cm^3)。

除了上述几种按体积分量的粉粒料供料机构外,还有插管式、滑板式、可移动料斗式、输送带式等等。输送带式是一种连续式供料机构,往往和其它供料机构配合使用。

三、按重量定量的粉粒料供料机构

按重量定量的供料机构是在按体积分量的供料机构基础上,增设称量装置,如天平秤、电子皮带秤等等。

(一) 天平秤间歇式供料机构

图 8-20 为天平秤供料机构原理示意图。料斗 1 中的物料经电磁振动供料器 2 加到秤盘 3 中,当达到所需重量时,天平秤一端的触点开关 6 断开,使电磁振动供料器停止上料,而秤盘

中已计量的物料则经漏斗 4 倒入容器中,完成供料过程。改变砝码 5 的位置即可调节定量值。

图 8-21 为制袋、充填包装机用的天平秤和容积式定量组合供料机构。料斗 1 中的物料先加到称量斗 2 中,用天平秤 3 称重,达量后由电磁阀 4 发出信号,停止给料斗 1 中加料。在天平秤下面是一个由分离盘 5 和格子盘 6 组成的转盘,当其匀速转动时,称量斗 2 中的物

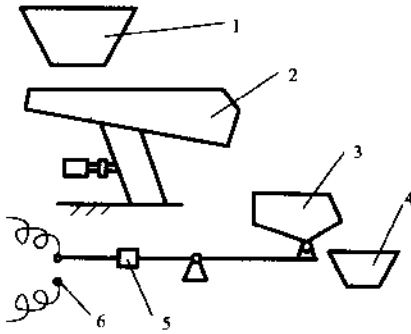


图 8-20 天平秤供料机构原理

- 1—料斗 2—供料器 3—秤盘
4—漏斗 5—砝码 6—开关

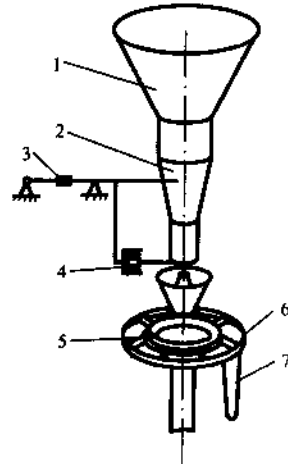


图 8-21 组合供料机构

- 1—料斗 2—称量斗 3—天平秤
4—电磁阀 5—分离盘
6—格子盘 7—出料斗

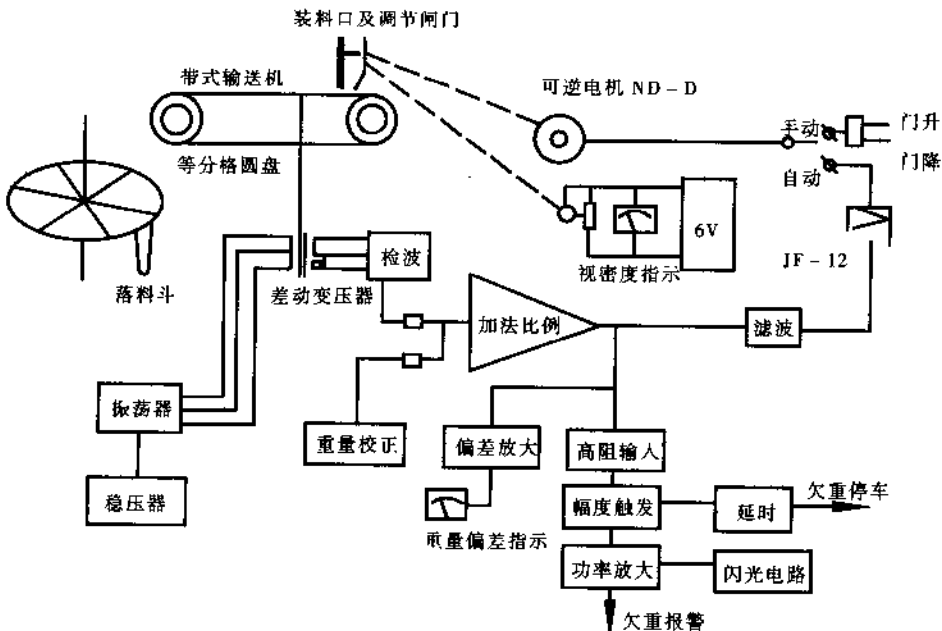


图 8-22 电子皮带秤供料原理

料等份地落入各个格子中(相当定量容杯),再由出料斗7装入塑料袋中。

(二)电子皮带秤连续式供料机构

如图8-22所示,物料由料斗落在输送皮带上形成连续的物质流,检测装置检测到皮带上物料重量变化后,通过差动变压器将重量变化转换成电量信号,信号经检波、对比校正、放大等综合处理后,控制可逆电机来调节闸门的开合度,从而控制皮带上物料层厚度,以保证物料以恒定重量被输送。物料从皮带上落下时,被匀速转动的等分格圆盘截取相等重量的物料,经圆盘分格,通过落料斗装入容器中,完成供料过程。只要调配好皮带的速度与等分格圆盘的转速,即可达到所需要的定量。

除上述按重量定量的供料机构外,还有振动供料双杠杆自动秤、皮带杠杆组合秤、螺旋供料电子秤等等。

粉粒料可按流量来定量,如可使物料从定截面的料口流出,根据流速和活门开闭时间(供料时间)就可确定供料量。但物料的视密度、流量、流速等必须稳定。

第四节 条、带、线、棒料供料机构

一、细长、薄宽物品供送过程分析

细长、薄宽物品按照其形状和尺寸,可分成两类:一类是具有一定直径(一般小于10mm)的金属丝、细棒(管)等称之为线棒料;另一类是有一定宽度、较薄的金属带、塑料带等称之为条带料。因料的长度尺寸较大,常常自绕或绕在料轮上而成卷,所以也统称为卷料。这类物料用途广泛,如可用于对其它物料的包装、捆扎等等;也可下料、裁剪成工件。

这类物料供料时的主要问题是定出所需要的长度,所以称之为定长,这可采用行程控制来实现(一般是间歇式供料),或者采用匀速输送、控制供送时间来实现(连续式供料)。

料的供送可采用牵引或推送,最常用的供送机构是滚轮(适宜线棒料)或辊轴(适宜条带料)。对于纸带、塑料带类软体材料,宜采用辊轴夹持住后牵引输送;对于金属带类硬体材料,采用辊轴夹持住后牵引或推送。对于成卷的、有一定弹性的物料,在加工前要进行矫直、矫平。条带料在输送时应防止跑偏。供送这类物料一般无定向问题。

总之,这类物料的供料过程是:送料→定长→加工(切断、裁工件)。供料机构比较简单。

二、定长供料机构形式及供料原理

(一)条带料供料机构

图8-23所示为带钢自动冲压机供料机构。带钢盘绕在卷盘1上,先输入矫直机构2中通过滚轮碾压矫直、矫平,然后由送料机构4的一对辊轮送到冲头5下面进行冲裁工件。送料机构起着推送作用,同时有夹持作用,保证冲压时带钢不动,协调好送料机构和冲头之间的运动关系,即可保证送料、冲压依次完成。

图8-24是双层纸糖果包装机的供纸机构。内层纸1和成卷的外层商标纸2分别由纸架引出,一对送纸轮3将其压合后向下送出,定刀片5和滚刀4配合将纸带切断成单张。单张纸长度由送纸轮和滚刀之间的传动比确定。

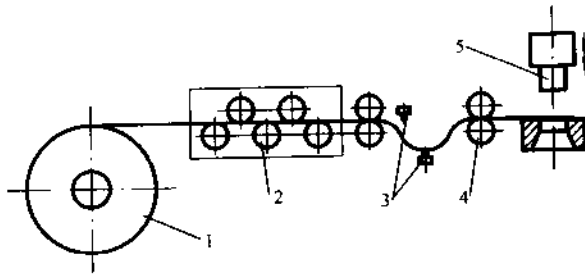


图 8-23 自动冲压机供料机构

1—卷盘 2—矫直机构 3—限位开关
4—送料机构 5—冲头

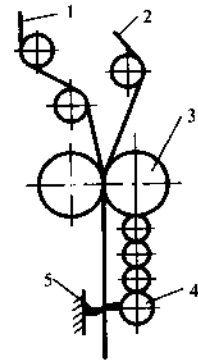


图 8-24 糖果包装机供纸机构

1—内层纸 2—商标纸
3—送料轮
4—滚刀 5—定刀片

以上介绍的条带料供料机构均采用定轴转动辊轮供送,供送时辊轮又可将料适当校平并能握持住料。条带料还可以采用往返运动夹板供料。若能在带料边上预先冲出均布孔,则可采用钩式或齿轮式供送,如照相机胶片的过片机构。

(二) 线棒料供料机构

线棒料可采用定轴转动滚轮、往返运动弹簧锥夹头或钢球锥夹头供料机构供送。对棒料亦可采用靠自重垂直下送挡块式、重锤推送式等等。

如图 8-25 所示的灯丝绕制机的供送料机构,芯线由放线轮 1 送出,经过导线轮 2 由收线轮 7 收起,在芯线连续供送中,绕线架 4 围绕芯线连续转动,将钨丝放线轮 6 上的钨丝,经钨丝挂轮 5 以一定螺距绕在芯线上,所绕灯丝的螺距由芯线送料轮和

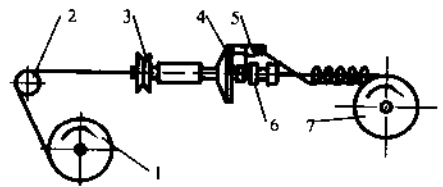


图 8-25 灯丝绕制机送丝机构

1—放线轮 2—导线轮 3—皮带轮 4—绕线架
5—钨丝挂轮 6—钨丝放线轮 7—收线轮

三、定长供料机构设计与计算

1. 供料机构传动比

由前面分析已知,定长度可通过控制行程,或者控制时间来实现。若供料机构和工艺执行机构(如冲头、裁剪刀)采用行程开关、时间继电器等进行控制,则设计时设定好行程开关位置或时间继电器时间即可。如图 8-26 所示的自动捆扎机送料机构,绕在料轮 1 上的扎带 3 由滚轮 2 送出,当扎带沿导轨 4 进入衬舌 5、7 之间,到位触及行程开关 6 后,送料即停止。

若采用机械传动来实现定长供料,则应由传动链之间的传动比来保证。设所需料长度为 L ,送料辊(滚轮)工作直径为 D ,送料轮转速为 n_1 ,执行机构工作转速为 n_2 ,则两机构之间的传动比按下式计算:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{L}{\pi D} \quad (8-6)$$

对于条带料送料辊, D 取辊外径; 对于棒料送料滚(如图 8-27 所示), D 按下式计算:

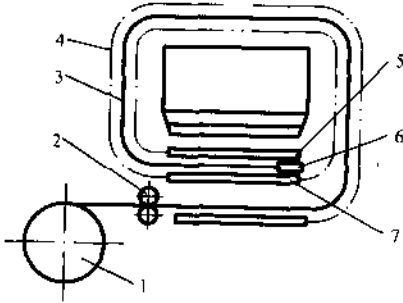


图 8-26 自动捆扎机送料机构

1—料轮 2—滚轮 3—扎带
4—导轨 5,7 衬舌 6—行程开关

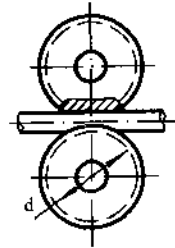


图 8-27 凹槽送料滚轮

$$D = d + d_1 \quad (8-7)$$

式中 d ——滚轮直径;

d_1 ——棒料直径。

传动比计算式也称为传动平衡方程、内联传动链协调方程。

例如图 8-24 所示糖果包装机的供纸机构, 设规定糖纸长度为 L , 送纸轮 3 的外径为 D , 和其同轴的传动齿轮齿数为 z_1 , 和滚刀 4 同轴的传动齿轮齿数为 z_2 , 由送纸轮到滚刀之间的传动平衡方程为:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{L}{\pi D} \quad (8-8)$$

2. 送料轮咬入条件及矫直量

当用滚轮供送有一定厚度或直径的板、棒料时, 滚轮必须能咬住坯料方能进行输送。由图 8-28(a) 知, 咬入的力学条件为:

$$F \cdot f \cos \theta > F \sin \theta \quad (8-9)$$

$$f = \operatorname{tg} \rho > \operatorname{tg} \theta$$

即

$$\rho > \theta$$

而

$$f > \frac{\sqrt{d^2 - (A - b)^2}}{A - b} \quad (8-10)$$

式中 F ——滚轮对坯料正压力;

θ ——咬入角;

f ——摩擦因数;

ρ ——摩擦角;

A ——滚轮中心距;

b ——坯料厚度或直径;

d ——滚轮直径。

由图 8-28(b) 知, 矫直量可按式计算:

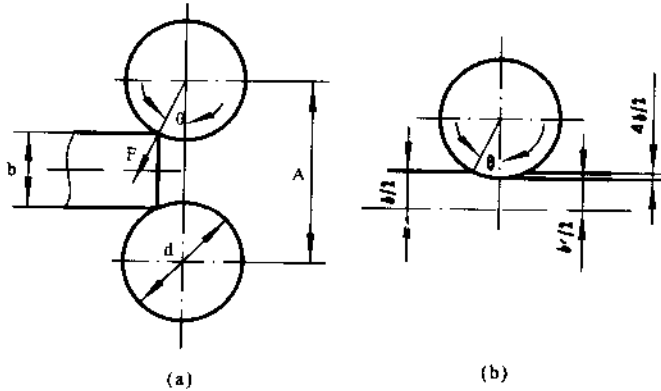


图 8-28 咬入条件及矫直量

$$\Delta b = b - b' = d(1 - \cos\theta) \quad (8-11)$$

取 $\theta = \rho$, 代入上式得:

$$\Delta b_{\max} = d(1 - \cos\rho) \quad (8-12)$$

式中 b' ——矫直后坯料尺寸;
 Δb ——矫直量;
 Δb_{\max} ——允许最大矫直量。

总之,咬入的力学条件是咬入角小于摩擦角,只要所取的矫直量不大于允许最大矫直量,就能咬住进行矫直和送料。若坯料表面比较光滑及不允许送料中损伤,可采用弹性送料滚轮。

送料轮直径越大,送料速度越高。若采用进、出双滚轮送料,并使出料滚轮的线速度高于进料滚轮线速度 2% ~ 3%,则可使坯料受一定张力而不会弯曲,这样可提高送进精度。

3. 锥夹头、弹簧锥夹头

这两种夹头主要用于棒料的间歇式送料。钢球锥夹头结构及工作原理如图 8-29 所

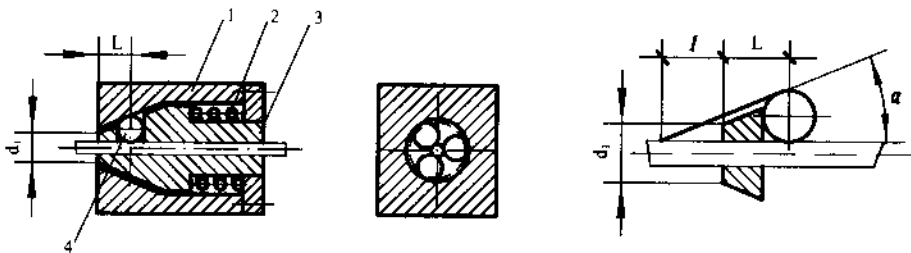


图 8-29 钢球锥夹头

1—锥座 2—弹簧 3—锥头 4—钢球

示,棒料穿过锥头 3 心孔,当驱动机构使锥座(套)1 向右送进时,棒料受左边矫直器或其它装置(图中未画出)的制动力作用,锥头相对锥座 1 左移,靠锥面使若干个钢球 4 收拢,从而将棒料夹住一起送进。当锥座向左返回时,棒料又被右边的停料器或者工艺执行机构作用,

锥头和钢球相对锥座右移,松开棒料而停止送进。

钢球夹住棒料的条件是锥座内锥角 α 应大于摩擦角。内锥角越小,夹紧力越大,这容易损伤棒料表面,同时钢球嵌入锥孔太紧而影响返回时放松棒料。一般内锥角 α 取 $10^\circ \sim 17^\circ$ 。

钢球锥夹头主要结构尺寸按下式计算:

$$L = R \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{2}(d_1 - d) \operatorname{ctg} \alpha \quad (8-13)$$

式中 R ——钢球半径;

d_1 ——锥头开孔尺寸;

d ——棒料直径,一般取 $(d_1 - d) = (0.5 \sim 2) \text{mm}$ 。

将钢球锥夹头中的弹簧 2 和钢球 4 去掉,并将锥头 3 改成开口弹簧锥头,即成弹簧锥夹头,如图 8-30 所示。锥头一般用 T8A、T10A、T8Mn 等材料制作,也可以在夹紧部位镶硬质合金。夹紧部位热处理后硬度 HRC58~62,弹性部分 HRC40~45。锥头内孔与棒料截面相一致,锥角一般为 $30^\circ \sim 35^\circ$ 。对推送式夹头,锥套(座)内锥角可比锥头锥角大 1° ;对牵拉式夹头,可小 1° 。当棒料直径在 $2 \sim 5 \text{mm}$ 时,锥头最小内壁厚为 $2 \sim 3 \text{mm}$;直径在 $6 \sim 8 \text{mm}$ 时,壁厚取 $2.5 \sim 4 \text{mm}$;直径在 $9 \sim 12 \text{mm}$ 时,壁厚取 $5 \sim 6 \text{mm}$ 。根据锥头弹性及棒料情况,锥头可开成单缝槽、十字槽、花瓣槽等。

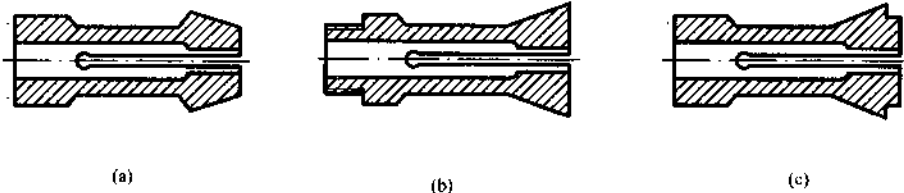


图 8-30 弹簧锥夹头

对于成卷物料,在放送过程中,因牵引惯性影响,可能会出现卷料回松及送料不均匀的现象,这在高速送料中尤为突出。为此,应在卷料供料机构中设置刹车制动装置,以使放出的卷料始终保持张紧状态。

第五节 单件及板片料供料机构

一、单件物品形态分析及定向方法

生产中所涉及的单件物品非常多,例如螺钉、铆钉、盒、瓶、罐、香皂、香烟、纽扣等等。单件物品一般是作为半成品再送入自动机进行加工、包装的。由于单件物品五花八门,形态(特别是外形)各异,而且在加工中一般有方位要求,所以,单件物品供料主要是解决输送、定向问题。

按照单件物品外形结构复杂程度,可将其分为一般结构件和复杂结构件两大类。复杂结构件要采用特殊供料机构(如工业机器人、机械手)来送料。一般结构件根据其外形主体结构特征,可分成旋转体和非旋转体(或称板块体)两类。根据旋转体的尺寸比例,可分为

球、轴柱(长度 l 与直径 d 的比值 $l/d \geq 1$)和盘($l/d < 1$)。对板块体,当高度(厚度)远小于长度和宽度尺寸时称之为板,当高度、长度和宽度尺寸接近时称之为块。

根据一般结构件的对称轴和对称面数目、外形结构及尺寸比例,可把旋转体分成 I、II、III 级结构,板块体分成 I、II、III、IV 级结构。上述分类方法及结果见表 8-1、表 8-2。

表 8-1 旋转体物品结构分类




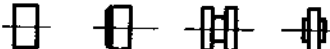


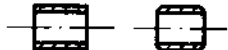







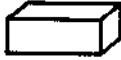


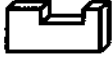








级 别		组 别		名 称	物 品 结 构
I	两个对称轴			球	
II	一个对称轴和一个对称面	1	$l/d \gg 1$	轴	
				轴套	
		2	$l/d \ll 1$	盘	
				环	
		3	$l/d \approx 1$	滚柱	
				空心柱	
III	一个对称轴	1	$l/d \gg 1$	轴	
				套筒	
		2	$l/d \ll 1$	盘	
				环	
		3	$l/d \approx 1$	滚柱	
				杯	

表 8-2

板块体物品结构分类

级 别	组 别	名 称	物 品 结 构	
I	三个对称面	1	$L/B > 1$	板 $H/B > 1$ 
		柱 $H/B \approx 1$ 		
	2	$L/B \approx 1$	板 $H/B < 1$ 	
		柱 $H/B \approx 1$ 		
II	两个对称面	1	$L/B > 1$	板 
		柱 		
	2	$L/B \approx 1$	板 	
		柱 		
III	一个对称面	1	$L/B > 1$	板 
		柱 		
	2	$L/B \approx 1$	板 	
		柱 		
IV	无对称面	1	规则体 	
		2	复杂曲面体 如风叶片、叶轮、曲拐轴等	

在旋转体中,被列为Ⅰ级结构的球类物品,在送料时一般无需定向;列为Ⅱ级结构的,需按对称轴进行一次定向;对于Ⅲ级结构物,需按对称轴和相关面进行两次定向。显然,轴柱类沿轴心线定向最稳定,盘类用端面定向最稳定。在运送板块体时,需要的定向次数要比相应级别的旋转体更多。例如,Ⅰ级结构的柱类要定向三次。一般级别越高,定向次数越多。由此得出如下结论:

- ① 旋转体相对板块体定向要容易,但其定向时的稳定性比板块体差。
- ② 物品对称轴、对称面越多,越容易定向;结构尺寸差异大,定向较容易。
- ③ 旋转体宜按轴线定向,板块体应采用面定向;轴柱类宜按轴线定向,盘类宜按面定向。
- ④ 外形越简单,越容易定向。

单件物品由于定向难,因而送料速度不高,影响了自动机生产能力的提高。所以在设计这类物品时,应考虑其结构工艺性。例如:

- ① 尽可能使结构对称化。例如一根轴,可能的情况下,使轴两端头的结构完全相同。有时在零件上除功能结构外,再设计一些和功能结构对称的工艺结构。
- ② 设计工艺定位面或其它定向结构,如工艺孔、工艺凸台等。
- ③ 尽可能采用使物品不易重叠、嵌入、绞缠的结构,以便于取出、分离、运送。
- ④ 改变加工工艺,改单件加工为卷料送料加工。

单件物品送料机构根据人工参与程度,可分为料仓式送料机构和料斗式送料机构两种。

二、料仓式送料机构

料仓式送料机构是由人工将物品整理定向后,装入按物品形体特征设计的料仓中,在料仓中成队列的物品依次由送料机构取出、分离、供送到指定工位,完成送料任务。这种送料方法适合于尺寸、重量较大,或送料中不允许碰撞、摩擦,或形态复杂、自动定向困难的物品。

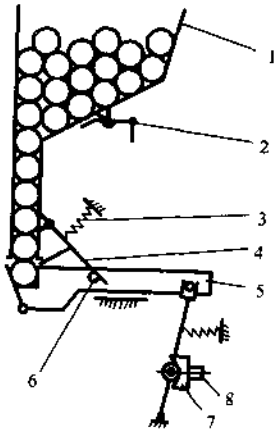


图 8-31 直线送料料仓式送料机构

- 1—料仓 2—消拱器 3—弹簧
4—隔料器 5—送料器
6—挡销 7—凸轮机构
8—轴

如图 8-31 所示的直线送料料仓式送料机构,当人工把物品装入料仓 1 后,物品依次沿料槽向下移动,在图示位置,最底下的物品落入送料器 5 的容纳槽中,凸轮机构 7 使送料器向左运动送料时,隔料器 4 受弹簧 3 作用面顺时针转动,挡住料槽下口,从而达到分离、送料的目的。当送料器向右返回后,隔料器受挡销 6 作用做逆时针转动而让开料槽口,料槽中最下面一个物品又落入送料器中,进行第二次送料。消拱器 2 可防止料仓中物品架空。

图 8-32 所示是回转送料料仓式送料机构,工件 3 装入料仓 2 中,由回转送料器 1 取出一个,回转送到加工工位。

由以上几例可知,料仓式送料机构由料仓、隔料器、送料器、消拱器以及驱动机构等组成,但主要是三部分:料仓、

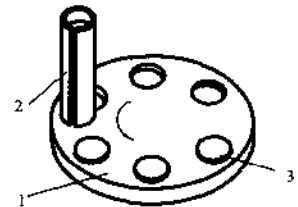


图 8-32 回转送料料仓式送料机构

- 1—回转送料器 2—料仓
3—工件

隔料器和送料器。

(一)料仓

料仓起储料和送料作用。料仓结构要根据物品的形态、尺寸和加工要求来确定。常用形式有槽式、管式和斗式料仓。

1. 斗式料仓

斗式料仓的料斗和料槽为一体。可由人工一次将若干个物品定向堆放入料斗,物品再由料斗落入料槽,这样可减少人工装料的频次。

斗式料仓的结构形式比较多,如图 8-33 所示是一些常见形式。由于物品在料斗中互相挤压而造成拱形架空,所以一般都在料斗中设置有消拱器(搅拌器)1。图 8-33(b)、(c)所示的消拱器靠近料槽入口,以消除小拱,适用于表面比较光滑的物品;对于表面比较粗糙、摩擦阻力较大的物品,拱形发生在料槽入口上部而形成大拱,这可采用图 8-33(d)、(e)所示的消拱器,其料槽入口较大,便于落料,当消拱器动作时,经常有几个物品同时接触消拱器,致使其上面的、周围靠近的物品均运动,从而可以消除小拱和大拱。消拱器可连续或间歇性工作。

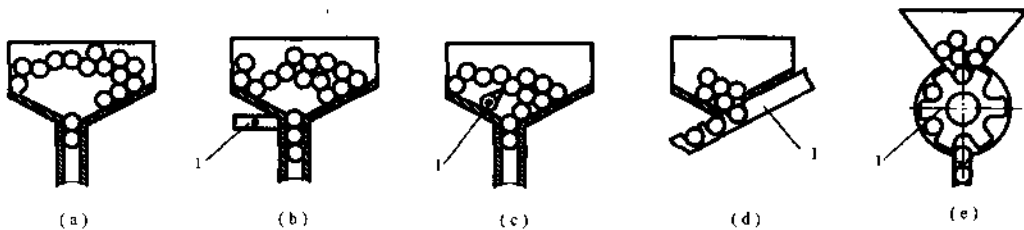


图 8-33 斗式料仓
1—消拱器

2. 槽式料仓

槽式料仓是根据物品的结构形态而专门设计的,料仓即料槽,物品只能成队列放入,储量一般较小。槽式料仓有图 8-34 所示的几种形式。图 8-34(a)为 U 型料槽,适用于料仓水平布置或者倾斜角较小时。图 8-34(b)为半封闭式,用于料仓是垂直布置或者料仓较长时,上面的包边可防止物品从料槽中脱出。图 8-34(c)为 T 型,用于诸如铆钉、螺钉、推杆等带肩、台阶类物品的运送。图 8-34(d)为板式,用于带肩、台阶类物品的运送。另外还有如单杆式、双杆式、V 形槽式料仓等等。

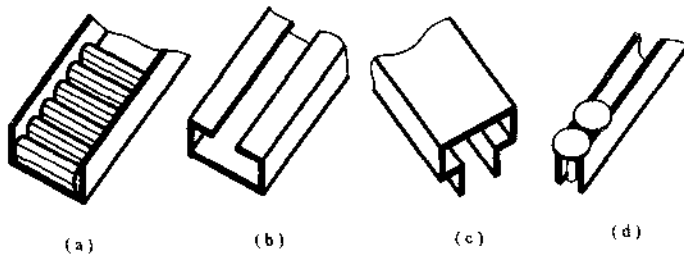


图 8-34 槽式料仓

3. 管式料仓

管式可看做是槽式的变形,其结构简单、制作方便,主要用于旋转体物品的供料。根据制作材料,管式料仓可分成刚性和柔性两种。刚性管式料仓用钢管或工程塑料制成,在管内可供送各种旋转体物品,圆环内工件则可套在管外供料;柔性料仓用弹簧钢丝绕成,可以适当弯曲、伸缩,适用于储存和运送球、柱、轴类工件。

在设计或选用管子时,应使管内径比工件外径大 $1/10 \sim 1/50$,弯曲段的最小曲率半径要保证不卡住工件,当管道较长时,可在管壁的适当位置开观察孔,以观察工件输送情况,及时排除卡住、挤塞等故障。

不同形态的物品可采用不同的料槽结构形式,即便同一种物品亦可采用不同结构的料槽,所以应仔细分析物品的形态,在满足供送要求的前提下,设计或选用结构简单、供送可靠、速度高的料槽形式。

(二) 送料器

送料器的作用主要是把物品从料槽中取出,分离后送到所指定的工位。根据其运动特点,送料器可分成直线往复式、摇摆式、回转式和复合运动式等。

1. 直线往复式

直线往复式送料器通过推板、推杆或送料手等将物品从料槽中取出,分离后送到所指定的工位。其中推板和推杆是将落在送料平台上的物品推送到加工位置,如图 8-35 所示。推板适用于板块状物品的供送,亦可供送平放的圆盘、盖、环类物品;推杆用于管、套类物品的供送,必要时可根据物品的形态来确定送料平台工作面的形状,如平面、V 形等等。

送料手适应性比较广泛,一般由托臂、夹板和拉簧等组成。物品落入托臂和夹板之间的容纳槽中,靠弹簧力夹紧物品。当供送的要求较低时,可采用无夹板和拉簧的托臂式(前部有容纳槽)送料手。

直线往复式送料器结构简单、安装方便,但供料速度较低,一般用作单工位自动机的供料机构。

2. 摇摆式

摇摆式可看做是直线往复式送料手的变形,如图 8-36 所示。一般由摇臂 1、夹板 2 和弹簧 3 等组成。当摇臂顺时针摆动使容纳槽对准料槽口时,夹板被料槽下部侧面的挡板顶开,物品就落入容纳槽中,靠弹簧力夹紧。然后逆时针摆动将物品送到加工工位。

摇摆式送料器结构简单,供料速度较直线送料手要高,亦适合于单工位自动机的供料。

3. 回转式

回转式一般做单向旋转运动。图 8-37 为自动磨圆柱销的供料机构。当送料盘 2 顺时针转动使容纳槽对准料槽 1 时,物品

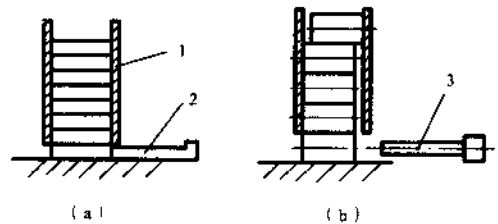


图 8-35 直线往复式送料器
1-料槽 2-推板 3-推杆

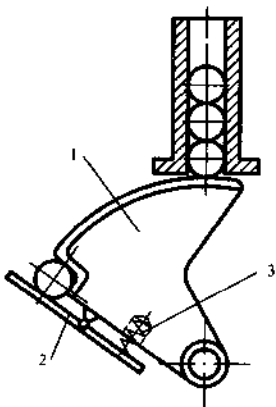


图 8-36 摇摆式送料器

1—摇臂 2—夹板 3—弹簧

被容纳槽接住、分离、供送到加工部位,然后由砂轮进行磨削。必要时可设置两顶尖将柱销夹住。然后逆时针摆动将物品送到加工工位。

回转式送料器结构较复杂,但供料平稳、速度较高,广泛用于多工位自动机或要求高效、连续作用的供料。

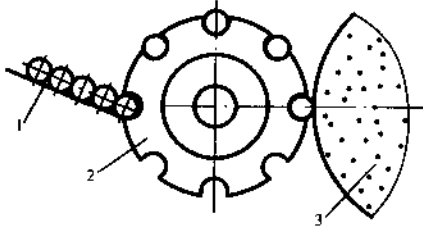


图 8-37 回转式送料器
1—料槽 2—送料盘 3—砂轮

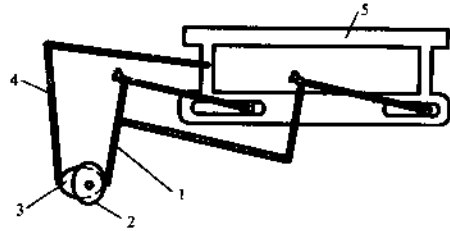


图 8-38 复合运动送料器
1、4—摆杆 2、3—凸轮 5—送料板

4. 复合运动式

复合运动送料器的运动轨迹较复杂,例如四边形、升降与回转组合等。一般是根据加工工艺要求而设定的。实现复合运动的机构比较多,如连杆机构、凸轮机构、组合机构等。图 8-38 为凸轮与连杆机构组合式供料机构,当物品从料槽中落入送料板 5 左端第一个容纳槽后,凸轮 2 通过摆杆 1 使送料板升高,接着凸轮 3(双联凸轮)通过摆杆 4 使送料板向右移动一个工位。这时,根据工艺要求或者将物品直接放在自动机工位上,或者由推杆推入到第一工位夹具中。随后送料板作下降和返回运动。料槽中的物品又落入左端第一个容纳槽。与此同时,第一工位中的物品已加工完毕,被装入第二个容纳槽中。重复上述动作,直到物品经过自动机的所有工位后,一个工艺循环结束。

送料器还有拨轮式、插板式、摆动料槽式等等。

(三) 隔料器

隔料器配合送料器完成物品的分离,即控制物品单个地从料槽进入送料器。摇摆式、回转式送料器一般兼有隔料器的作用。而当物品较重或垂直料仓中物品数量较多时,一般应设置隔料器。常用的隔料器如图 8-39 所示。

图 8-39(a)、(b)为直线往复插板(销)式,通过插板(销)插入或退出料槽完成隔料任务。一般隔料速度小于 150 件/min。适用于球、柱、轴、套、管、板块类物品的隔料。当插板(销)速度较高时,可能使料槽中物品跳动;但速度过低时,插板(销)有可能被物品顶住而卡死。图 8-39(c)、(d)为摇摆插板式,隔料速度可达到 150~200 件/min。适用于球、柱、轴、套、管类物品的隔料。图 8-39(e)、(f)为旋转式,其工作平稳,可连续隔料并有推送作用,一般隔料速度可达到 200 件/min 以上。其中图 8-39(e)为拨轮式,适用于球、短柱、环类物品;图 8-39(f)为螺旋式,适用于球、柱、环、螺钉等带肩类物品。

(四) 料仓式供料机构的设计与计算

料仓式供料机构是由人工进行定向,供料机构只是完成取料、分离和运送任务,所以是一种半自动供料机构,结构相对要简单,在设计时主要解决好下面一些问题。

1. 料槽布置及物品在料槽中的移送方式

无论是料槽式、管式还是斗式料仓,物品最后都是由料槽送出。料槽起着导向及滑道作

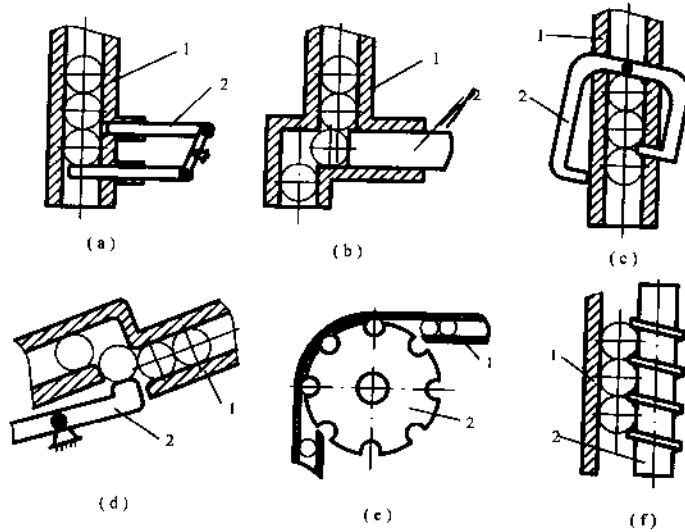


图 8-39 常用隔料器
1—料槽 2—隔料器

用。料槽可垂直、水平或倾斜布置成直线、曲折、曲线或者空间螺旋状。在料槽中的物品可靠自重下滑、强制推送(如推板、弹簧推板、重锤推板)、气吹、料槽振动等方式进行送进。

2. 料槽的倾斜角

当料槽倾斜布置并靠物品自重下滑时,料槽工作面(即物品滑移面)与水平面之间的夹角称为料槽的倾斜角,用 α 表示。 α 的大小要通过受力分析来确定,一般当物品在料槽中滚动时, $\alpha = 7^\circ \sim 15^\circ$,物品表面光滑时取小,反之取大;当物品在料槽中滑动时, $\alpha > 25^\circ$ 。

3. 料槽滑道的宽度

料槽的宽度要根据物品形态来确定,当物品靠自重下滑时,要合理确定料槽与物品之间间隙 e 的大小。

如图 8-40 所示,设物品长度为 l ,宽度(或直径)为 d ,对角线长为 C ,料槽滑道的宽度为 B ,则有:

$$B = l + e \quad (8-14)$$

由于间隙 e 的存在,移动中的物品有倾斜的可能(如图中虚线所示)。当 $C \geq B$ 时,倾斜后的物品有被卡住的可能;当 $C < B$ 时,物品有失去定向的可能。当物品出现倾斜时,物品受到重力、滑道右壁的摩擦力 F 、正压力 N_0 作用, F 和 N_0 的合力为 N ,合力 N 的方向角(即摩擦角)为 ρ ,显然,只要对角线角 $\theta > \rho$,物品就不会继续倾斜移动。

根据图中几何关系可知:

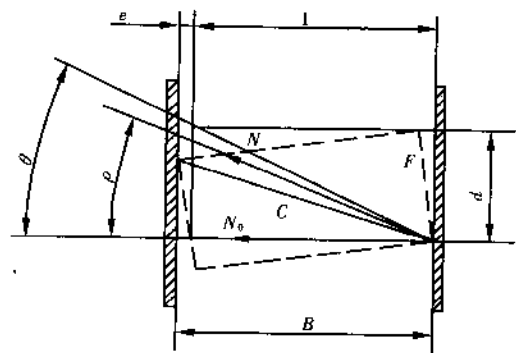


图 8-40 料槽滑道宽度计算

$$\cos\theta = \frac{l+e}{C} = \frac{l+e}{\sqrt{l^2+d^2}} \quad (8-15)$$

即

极限情况下, $\theta = \rho$, 则有

$$\begin{aligned} e_{\max} &= \sqrt{l^2+d^2}\cos\rho - l \\ &= \frac{\sqrt{l^2+d^2}}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\rho}} - l \\ &= d \left[\sqrt{\frac{1+(\frac{l}{d})^2}{1+f^2}} - \frac{l}{d} \right] \end{aligned} \quad (8-16)$$

式中 f ——滑动摩擦因数, 一般取 0.1~0.5。

分析上式可知, 摩擦因数越大, e 值越小, 即物品表面越粗糙越容易倾斜, 此时, 间隙要越小, 或者尽可能提高滑道表面光滑度; l/d 比值越大, e 值越小, 即物品越长, 越容易倾斜, 间隙要越小。一般当 $l = (3 \sim 4)d$ 时, 最好采用强制送进。

可按照下式计算及确定 e 值:

$$e_{\max} = e_{\min} + \Delta l + \Delta b \quad (8-17)$$

式中 e_{\min} ——按 H9/h8 或 H11/h10 配合公差选取;

Δl ——物品长度公差;

Δb ——滑道制造精度。

4. 料槽弯曲段的弯曲半径

由前述已知, 料槽滑道可设计成弯曲的、曲折的, 这样可缓解物品运动速度(特别是降低最终速度), 以避免物品的撞伤。弯曲段的宽度、弯曲半径可参考图 8-41 计算确定:

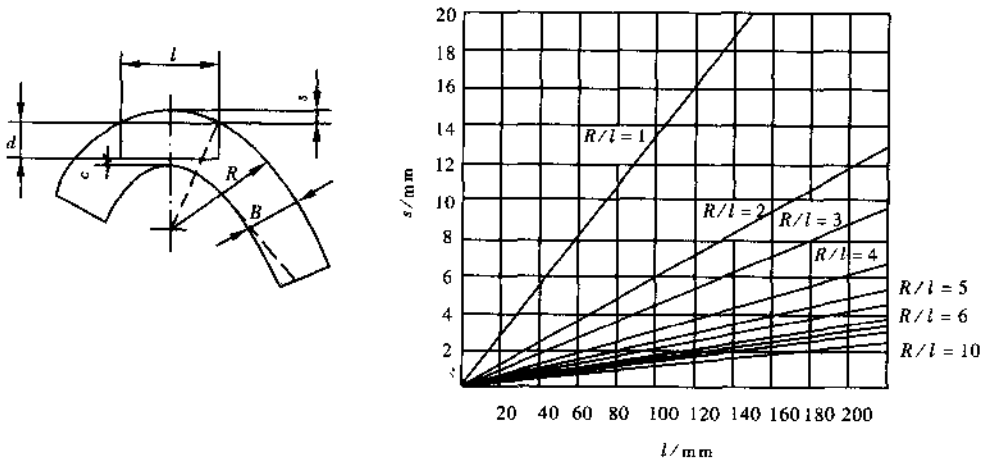


图 8-41 弯曲段计算图

$$B = d + s + c \quad (8-18)$$

$$R^2 = (R - s)^2 + \frac{l^2}{4}$$

$$R = \frac{s}{2} + \frac{l^2}{8s} \quad (8-19)$$

式中 B ——弯曲段宽度；
 d ——物品直径或宽度；
 R ——弯曲段外侧圆弧半径；
 s ——对应物品长度 l 时，弯曲段的弧高；
 c ——滑道内壁与物品之间的间隙；
 l ——物品长度。

其中，弧高 s 可根据物品长度 l 、 R/l 比值，由图 8-41 查取。滑道直线段的宽度应比弯曲段宽度小 s ，如图 8-41 中的虚线所示。

5. 料槽的结构设计

料槽材料一般采用钢板或型钢，热处理后硬度 HRC45 ~ 50，滑道表面要进行光整加工。料斗可采用薄钢板弯制而成。

6. 供料速度

料仓式供料机构的供料速度要根据自动机的工作速度来确定，一般不宜太高，以保证物品平稳供送。

7. 提高料仓式供料机构供料速度的方法

当采用料仓式供料机构供送形态复杂以及诸如具有大小头、正反面的物品时，对操作者的要求比较高，也容易使人紧张。如果在料槽的某些部位设置一个定向机构，进行二次定向，则可弥补上述之不足。

二次定向是利用物品的特征（如形态、尺寸、重心位置等），在其输送过程中自动完成定向，有两种实现方法：一是从送料槽中剔除不合乎要求者；二是对不合乎要求者进行矫正，下面看几个实例。

图 8-42 为几种剔除法定向装置。图 8-42(a) 的滑道中有一个掉落孔，当盒、罩形物品下滑时，底朝下口朝上者靠惯性力越过掉落孔继续下滑，而底朝上者就会从掉落孔中翻下而被剔除，从而保证滑道上送出的均为口朝上者。图 8-42(b) 所示的滑道侧面有一个缺口，当带肩物品下滑时，大头在缺口一边的，到缺口处时因重心位置影响而从缺口掉落，小头在缺口一边的则可继续下滑。图 8-42(c) 采用带式输送，当物品运动时，大头在前者借重心位置偏前，到带子转弯处就被送到接料槽中，而小头在前者就会冲过转弯处而被剔除出去。

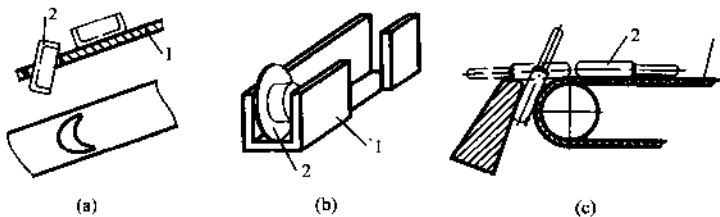


图 8-42 剔除法定向原理
1—滑道 2—物品

图 8-43 为几种矫正法定向装置。其中图 8-43(a) 是使物品翻转定向装置，可将口朝

下的物品翻转成口朝上,从而保证物品口朝上,用于盒、盖、罩类物品的定向输送;图 8-43(b)可将物品挂在滑道上(小端朝下),用于诸如螺钉类零件的定向输送;图 8-43(c)通过可自由摆动的挂钩,使物品开口端朝上送出。

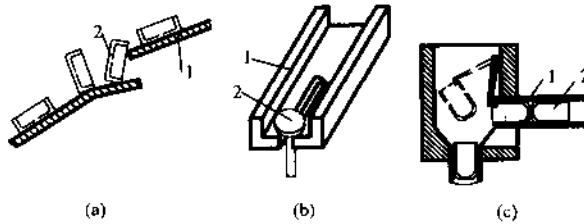


图 8-43 矫正法定向原理
1—滑道 2—物品

三、料斗式供料机构

料斗式供料机构是由人工定期将物品倒入料斗中,在料斗中成堆的物品由供料机构自动定向、取出并输送到指定工位,所以是一种自动供料机构,适宜于重量轻、体积小、外形结构简单(特别是对称轴、对称面较多)等物品的供料。

(一)料斗式供料机构的定向方法

料斗式供料机构是根据数学概率来确定物品的方向的,常用的定向方法有型孔选取法、抓取法,排队后二次定向法。

1. 型孔选取法

型孔选取法是由定向机构中的落料孔进行筛分、套住物品,只有位置及形态与型孔相符的物品,才能通过型孔并得以定向输送。

2. 抓取法

抓取法是由定向机构抓取物品的某些特征部位(例如内孔、凸肩、凹槽),使物品得以定向、分离并送出。

3. 二次定向法

这种方法在讨论料仓式供料机构时已经述之。在电磁振动供料器料斗设计中应用最多。一般先对物品进行排队,再进行二次定向。

采用这三种定向方法的料斗式供料机构形式比较多。按照定向机构运动形式,可分为直线往复式、摇摆式、回转式等;按照机构结构形式,可分为插板式、圆盘式、转鼓式、钩子式等。

(二)往复运动插板式料斗

插板式料斗是由插入料斗中的定向机构套住或抓取物品,完成定向输送。

1. 直线往复插板式

如图 8-44 所示,由料斗 1、剔除器 2、料槽 3、插板 4 和驱动机构等组成。工作时,驱动机构使插板在料斗中升起,料斗中与插板顶部形状、方向一致的物品被抓取,当插板升起对住料槽接口时,物品滑入料槽并送到指定工位。剔除器 2 可排除定向错误的物品。

当插板比较宽时,一次可套住或抓取若干个物品;将插板换成圆柱棒,物品可套在圆柱棒上被送出,这即插棒式料斗。将插板换成空心管(刚性或柔性),物品可由管内送出,这即所谓的插管式料斗。

插板起着定向、分离、供送以及搅拌作用。插板顶部形状可根据物品形态来确定,常用的有直槽、V形槽、半圆弧、矩形、台阶等。

主要参数的计算与确定:

(1)平均供料率 Q (件/min) 当物品在插板顶部滚动时

$$Q = n \cdot L \cdot k / d \quad (8-20)$$

当物品在插板顶部滑动时

$$Q = n \cdot L \cdot k / l \quad (8-21)$$

式中 n ——插板往复频次,一般 $n = 10 \sim 60$ 次/min;

L ——插板顶部有效工作长度, $L = (7 \sim 10)d$ (或 l);

d ——物品直径;

l ——物品长度;

k 上料系数(即物品被插板套住或抓取的概率), $k = 0.3 \sim 0.6$ 。

插板运动速度一般取 $0.3 \sim 0.5$ m/s。供料率 Q 在 $40 \sim 100$ 件/min。在设计凸轮运动规律时,应使插板上升较缓下降较快,到最高位置时的加速度为零,甚至有停留,以防止料斗中物品被插板冲出,或因惯性使物品从插板顶部跳出而掉落,或保证物品有足够时间滑入料槽。

(2)料斗及插板结构设计

插板顶部倾斜角 α :当物品滚动时, $\alpha = 7^\circ \sim 15^\circ$;滑动时, $\alpha = 20^\circ \sim 30^\circ$ 。

插板行程 H :对于 $l < 8d$ 的轴类物品, $H = (3 \sim 4)l$;对于 $l = (8 \sim 12)d$ 的轴类物品, $H = (2 \sim 2.5)l$;对厚度为 h 的盘类物品, $H = (5 \sim 8)h$ 。

料斗宽度 B :料斗相对插板偏置式, $B = (8 \sim 10)l$;插板位于料斗中间时, $B = (12 \sim 15)l$ 。

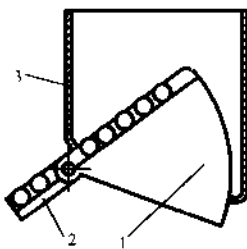


图 8-45 摇摆插板式料斗

1—扇形插板

2—料槽

3—料斗

2. 摇摆插板式

将插板的直线往复运动改成摇摆运动,即成摇摆插板式(亦称为扇形板式)料斗,如图 8-45 所示。其供料过程较之直线往复插板式要平稳,振动、噪声也较小。

平均供料率按下式计算:

当物品滚动时

$$Q = 0.8n \cdot L \cdot k / d \quad (8-22)$$

当物品滑动时

$$Q = 0.8n \cdot L \cdot k / l \quad (8-23)$$

式中 n ——扇形插板往复频次,一般 $n = 20 \sim 65$ 次/min;

L ——扇形插板有效工作长度,一般 $L = 250 \sim 400$ mm;

对于光轴, $L = (3 \sim 12)l$;

盘、环、带肩类, $L = (8 \sim 12)d$;

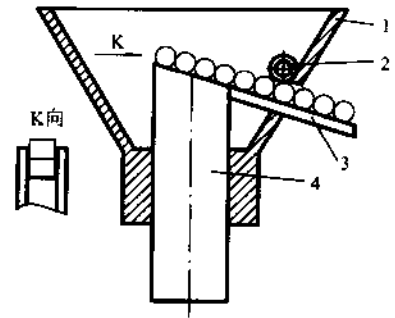


图 8-44 直线往复插板式料斗

1—料斗 2—剔除器 3—料槽 4—插板

- d ——物品直径;
- l ——物品长度;
- k ——上料系数, $k = 0.2 \sim 0.6$ 。

扇形插板最大线速度一般取 $0.5 \sim 0.9 \text{ m/s}$ 。供料率 Q 在 $40 \sim 100$ 件/min。在设计插板驱动机构时,应使插板上摆缓、下摆快,摆到最高位置时的加速度为零。因扇形板上物品较多,所以摆到最高位置停留时间要长一些。

料斗及扇形插板结构设计可参考直线往复插板式。

插板式料斗结构比较简单,应用范围广,可适应不同形态物品的供送,如圆柱、环、圆盘、带肩类等。

(三)回转式料斗

回转式是当料斗或定向机构回转时,通过定向机构套住或抓取物品,完成定向供送。

1. 转盘式

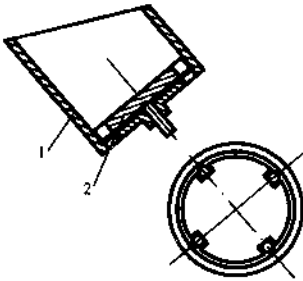


图 8-46 转盘缺口式料斗
1—料斗 2—转盘

如图 8-46 所示,主要由料斗 1 和转盘 2 组成。料斗和转盘倾斜布置,转盘在料斗中回转时,料斗中的物品就被转盘上的缺口(型孔)选取,然后随转盘一起转到最高点,使缺口对住料槽接料口,物品即向下滑入料槽而送出。

转盘起着定向、分离、供送以及搅拌作用。转盘的结构形式如图 8-47 所示。一般当物品长径比 $l/d \gg 1$ 时,宜用图 8-47(a) 所示的弦向布置缺口结构;当 $l/d \ll 1$ 时,宜用图 8-47(b) 物品直立结构;当 $l/d = 1$ 时,采用图 8-47(c) 的径向布置结构。

平均供料率 Q (件/min) 按下式计算:

$$Q = nzk \quad (8-24)$$

式中 n ——转盘转速,一般 $n = 8 \sim 12$ (r/min);

z ——转盘缺口数目, $z = \pi D/m$;

k ——上料系数, $k = 0.4 \sim 0.9$ 。

D ——转盘外径;

m ——节距,即相邻两缺口间的弧长。

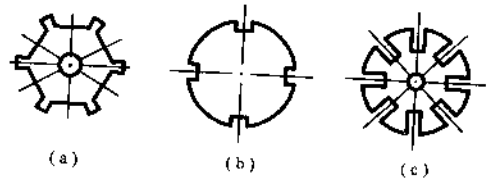


图 8-47 转盘结构形式

转盘最大线速度一般取 $0.3 \sim 0.6 \text{ m/s}$,供料率 Q 可达到 $100 \sim 150$ 件/min。转盘倾斜角 α 应大于摩擦角,以免未落入缺口的物品被转盘带到料槽接料口而卡住。倾斜角 α 影响上料率 k ,当物品直立于转盘缺口时, $\alpha \leq 30^\circ$,否则上料率 k 明显下降;对弦向缺口的转盘, α 可取得大一些。

将转盘改成可回转的空心管,即成为旋转管式料斗,如图 8-48 所示。转管 2 在料斗 1 中旋转时,物品滑到料斗中心而落入管内并被送出。其供料率 Q 在 $40 \sim 100$ 件/min,上料系数 k 在 $0.3 \sim 0.6$ 。

在图 8-49 所示的料斗中,呈锥形的转盘 1 在料斗 2 内转动,物品在与转盘锥面间的摩擦力及离心力的作用下,沿周向排队移动,到料槽接料口处时,进入料槽内被送出。这种料斗通用性较大,最高供料率 Q 可达 1000 件/min。

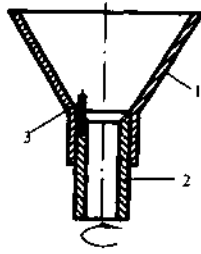


图 8-48 旋转管
式料斗
1—料斗 2—转管
3—搅拌器

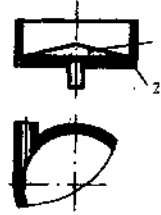


图 8-49 转盘周向
送料斗
1—转盘 2—料斗

2. 转鼓式

转鼓式一般是由转鼓(即料斗)将物品带起后,再使其落下,在下落过程中掉入定向槽内被送出。如图 8-50 所示,将物品倒入转鼓 1 内,当转鼓转动时,由鼓体上的刮板 3(或凹槽)带起物品,转到一定高度时物品降落,由料槽 2 接住并定向排队送出。其供料率 Q 在 30~60 件/min,当刮板结构及安装比较合理时,供料率 Q 可达 100~150 件/min,上料系数 k 在 0.2~0.5。一般转鼓的转速 $n = 8 \sim 15 \text{r/min}$ 。

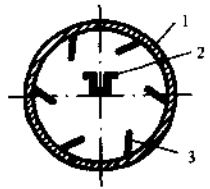


图 8-50 转鼓
式料斗
1—转鼓 2—料槽
3—刮板

将图 8-49 所示的料斗立式布置,在锥盘以较高速度转动时,亦可带起物品并使其掉落入料槽接口中送出。

在图 8-51 所示的料斗中,定向机构由转盘 1、圆环 3、销钉 2 及转筒 4 组成鼠笼装置。当鼠笼转动时,料斗 5 中的物品进入转筒及鼠笼并被带起,到料槽接口时,被抛出落入料槽 6 中送出。其供料率 Q 在 50~80 件/min,上料系数 k 在 0.2~0.4。鼠笼的转速 $n = 18 \sim 30 \text{r/min}$ 。

转鼓类料斗转鼓的倾斜角 α 一般取 $30^\circ \sim 45^\circ$ 。

3. 钩子式

如图 8-52 所示,在圆盘 6 上固结有钩子 3,由安全离合器 4 驱动做逆时针转动,装入料斗 1 中的物品经活门 2 下面滑向钩子,当钩子勾住物品后,被带起再倒落入料槽 5 的接料管中。若接料管内充满物品,则钩子压在接料管中物品上而卡住,这时安全离合器脱开,使圆盘及钩子不转动。

(1)平均供料率

$$Q = n \cdot z \cdot k \quad (8-25)$$

式中 n ——圆盘转速;

z ——钩子数;

k ——上料系数, $k = 0.2 \sim 0.6$ 。

一般钩子的线速度 $v = 0.2 \sim 0.5 \text{m/s}$,供料率 Q 可达到 120~140 件/min。

(2)钩子的结构设计 钩子的弯曲段应做成锥形,一般锥角 $\beta = 6^\circ \sim 10^\circ$;大端直径 $d = (0.45 \sim 0.6) d_0$;弯曲段长 $L = (1.2 \sim 1.3) l$ 。这里的 l 为物品长度, d_0 为物品孔径。

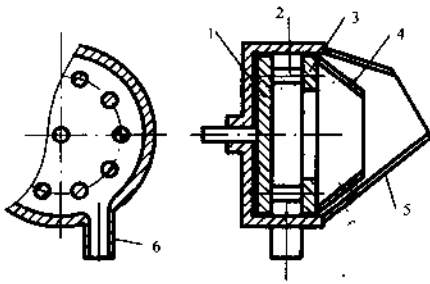


图 8-51 鼠笼转鼓式料斗

- 1—转盘 2—销钉 3—圆环
4—转筒 5—料斗 6—料槽

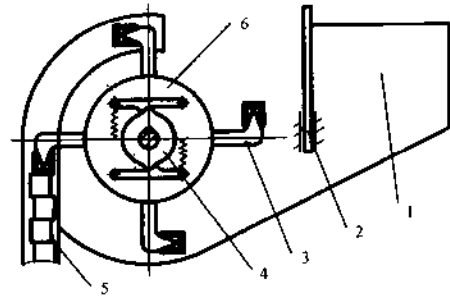


图 8-52 钩子式料斗

- 1—料斗 2—活门 3—钩子
4—离合器 5—料槽 6—圆盘

当物品的 $d_0 = 6 \sim 20\text{mm}$, $l = 10 \sim 70\text{mm}$ 时, 圆盘直径 $D = 350 \sim 400\text{mm}$ 。

另外, 钩子间的间距不应等于物品长度的整数倍; 料斗底部应设计成 V 形斜面。

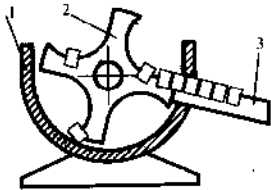


图 8-53 桨叶式料斗

- 1—料斗 2—拾料桨叶
3—料槽

4. 桨叶式

如图 8-53 所示, 转动的拾料桨叶 2 从料斗 1 中捞取物品, 随着桨叶继续转动, 挂在桨叶上的物品沿两个桨叶间的圆弧滑动, 当桨叶对住料槽 3 时, 物品就由桨叶滑入料槽上再送出。桨叶式的供料率 Q 在 $120 \sim 140$ 件/min。

另外, 还可利用转动桨叶将料斗中物品拨入定向料槽中进行供送, 这即拨动桨叶式料斗。

(四) 带式料斗

如图 8-54 所示为皮带提升机式料斗。在皮带 2 上等距离地嵌镶着磁铁, 当皮带循环运动时, 由磁铁吸住料斗 1 中的物品, 提升后送到料槽 3 中而送出。或者将皮带倾斜布置, 将磁铁换成柱销, 由柱销挂住物品再送出。一般皮带的速度 $v = 0.1 \sim 0.4\text{m/s}$, 上料系数 $k = 0.2 \sim 0.4$, 供料率 $Q = 60 \sim 150$ 件/min。

图 8-55 所示为刮板带式料斗, 其供料率 Q 可达 $100 \sim 500$ 件/min。

带式料斗常用于自动线中对物品进行提升及供送。

通过机械搅拌、喷油、气流等, 使料斗中的物品运动起来, 在运动中或者落入料槽中, 或者被定向机构抓住, 亦可实现物品的自动定向供送。

(五) 二次定向装置

二次定向装置一般都是根据物品特征而专门设计的, 其形式非常多。在讨论料仓式供料机构时已举了几个实例。这里再以图 8-56 所示的几种定向装置为例, 进一步阐述二次定向原理以及设计构思方法。

图 8-56(a) 中的单缺口 1 和挡板 2 配合, 剔除大端朝下的物品, 使小端朝下者成单列送出; 图 8-56(b) 是组合定向装置, 接板 3、4 配合使横躺者竖立起来, 挡板 2 和缺口 1 配合剔除仍未竖立者, 当竖立者继续在多缺口滑道上移动时, 底朝上的物品因重心偏移, 跌落而被剔除, 这使得所有竖立、口朝上物品成单列送出; 图 8-56(c) 中的挡板 2 绊倒竖立者, 缺口 1

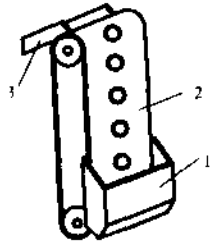


图 8-54 带式料斗

1—料斗 2—皮带
3 料槽

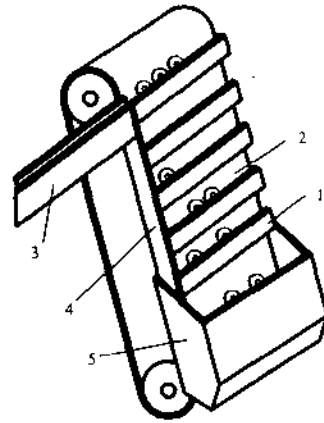


图 8-55 刮板带式料斗

1—刮板 2—皮带 3—料槽
4—挡板 5—料斗

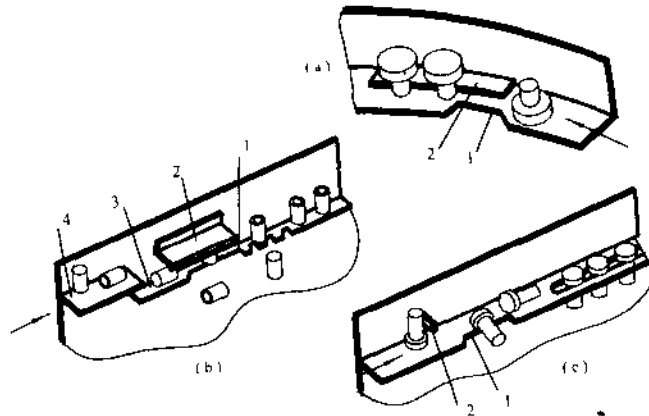


图 8-56 二次定向装置

1—缺口 2—挡板 3,4—接板

剔除横移动者,滑道上的长条槽孔可挂住物品台肩,使小头朝下依次送出。

其它一些常用的二次定向装置及应用见表 8-3。

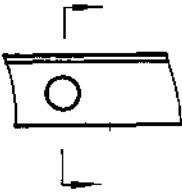
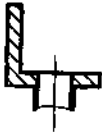

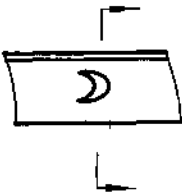
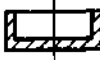
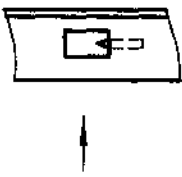


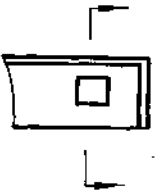
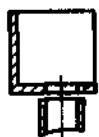

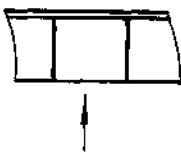


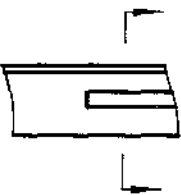
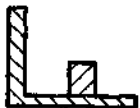

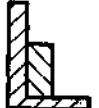

表 8-3 常用二次定向装置

定向装置	平面图	剖面图(向视图)	典型物品及送出结果	功能
单缺口				使物品成单列剔除 横向前进者

续表

定向装置	平面图	剖面图(向视图)	典型物品及送出结果	功能
多缺口				使物品成单列剔除 口朝下的杯类物品
挡板				使物品成单层送出 可将直立者绊倒
				台阶类物品大头朝 下送出
				台阶类物品大头朝 下送出
罩板与 缺口组合				直立物品送出横卧 者剔除
成型槽口				台阶类物品挂在槽 中送出
				与槽口一致者从槽 口送出

续表

定向装置	平面图	剖面图(向视图)	典型物品及送出结果	功能
成型槽口				圆柱及管类物品轴线垂直从孔中送出
				盆类物品口朝上送出 剔除口朝下者
槽口加定向销				对有底筒套类物品, 当底朝前时, 由开口处落下; 当开口朝前时, 被销子套住后, 底则朝下由开口处落下
槽口与挡板				对有底筒套类物品, 当底朝前时, 底朝下由开口处落下; 当开口朝前时, 可越过槽, 碰挡板后, 底则朝下由开口处落下
轨道				使物品直立送出可将直立者绊倒
				槽口朝下排列整齐送出
				使物品成单列大端朝上送出

续表

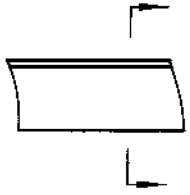




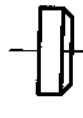
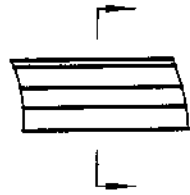

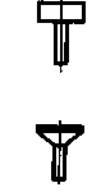
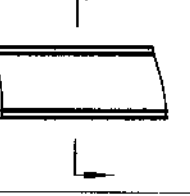


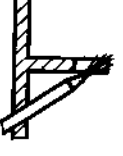
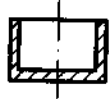

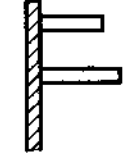
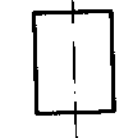
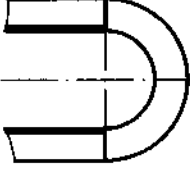


定向装置	平面图	剖面图(向视图)	典型物品及送出结果	功能
正角滑道				使物品贴壁送出
负角滑道				盘类物品单层送出
成型滑道				使长度大于直径物品初步定向 V 形物品供送
等宽滑槽				与槽口同宽者送出 使物品对齐
气吹与缺口组合				将开口朝下者从缺口处吹掉
台阶接板				使横卧者直立
转向滑道				使物品掉头

图 8-57 是二次定向装置在电磁振动料斗中的平面布置图。在料斗的螺旋滑道上设置了挡板 1、缺口 2 和拱形板 3, 挡板可刮掉重叠者, 并可绊倒直立者, 缺口 2 使物品成单列, 拱形板 3 内宽度等于物品宽度, 保证物品单列送出。

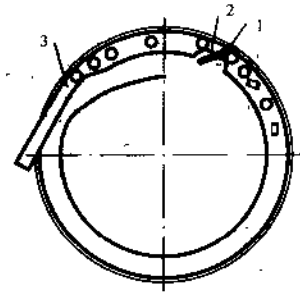


图 8-57 电磁振动料斗中的二次定向装置
1—挡板 2—缺口 3—拱形板

四、板片料供料机构

板片料多为裁制而成, 周边规矩, 可叠起来成摞, 按照方位要求装入料斗或料槽中。例如成叠的纸、成摞的金属薄片(圆形、方形或其它)、计算机光盘影碟等。所以可采用单件物品料仓式供料机构的供料原理。但由于这类物品一般较薄, 所以关键是取出和分离问题。常用的板片料供料机构有推板式、摩擦轮式、吸盘式和胶粘式。

(一) 推板式

当物品有一定厚度和硬度时, 可采用这种供料机构, 其工作原理与料仓式供料机构中的直线往复送料板的送料原理相同, 这里不再赘述。

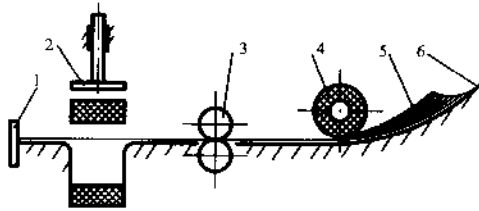


图 8-58 香皂包装机供纸机构

- 1—挡纸板 2—推皂头 3—滚轮
4—橡胶滚轮 5—纸张 6—料仓

(二) 摩擦轮式

通过摩擦轮与物品表面之间的摩擦力, 将所需要的物品取出、分离、运送, 适合于薄而软物品的运送。如图 8-58 所示是香皂包装机的供料机构, 将一沓纸 5 装入料仓后, 它会自动成扇形状, 当橡胶滚轮 4 下降与纸片接触时, 滚轮靠摩擦力将最上面一张纸片拉出送给滚轮 3, 再由滚轮夹持住送到包装工位, 接着推皂头 2 将香皂连同纸片压入回转工作台的香皂盒中, 经过折角、折边、涂胶、烘干等工序, 完成香皂的包装。其缺点是橡胶滚轮拉纸不稳定, 有时会拉出数张纸。

图 8-59 是香烟包装机的供纸机构, 将一沓纸装入料仓后, 以纸片自重(或加重块)使下面的数张纸被针头 3 刺穿。在摩擦轮 2 与纸片接触时, 纸片左端被抬高, 以增加摩擦力, 在摩擦轮与纸片间, 摩擦力大于纸片与纸片之间的摩擦力, 以及拉破针头处的纸片所需要的阻力时, 摩擦轮就将最下面的一张纸片拉出送给滚轮 5, 再使纸片垂直后送到包装工位。此时烟包由推烟板 1 向左推进, 经过折角、折边等, 完成包装。其优点是可保证每次送出一张纸片, 工作可靠, 但针头拉破了纸片, 影响美观, 应用范围有限。

(三) 吸盘式

吸盘式有气吸盘和电磁吸盘, 可用于各种板片类

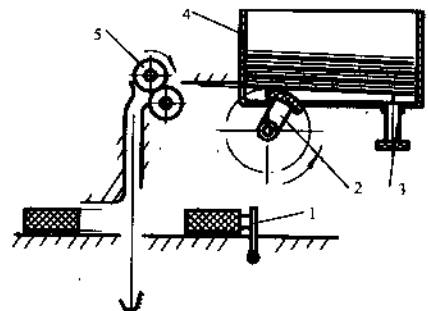


图 8-59 香烟包装机供纸机构

- 1—推烟板 2—摩擦轮 3—针头
4—料仓 5—滚轮

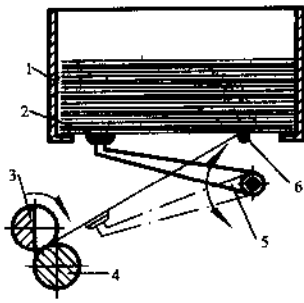


图 8-60 香烟贴花机供纸机构

1—料仓 2—吸头 3—缺口滚轮
4—滚轮 5—摆杆 6—托纸滚筒

物品的供送,一般要求物品表面要平整。如图 8-60 是香烟贴花机用的气吸式供料机构,纸张装入料仓后由托纸滚筒 6 托住,当固结在摆杆 5 前端的吸头 2 接触纸片后抽气,吸头就吸住最下面的一张纸片。然后摆杆逆时针摆动到图中虚线所示位置而将纸片拉出,此时正好对着缺口滚轮 3 的缺口,纸片左端顺利到达图示位置,接着吸头断气,滚轮 3、4 配合将纸片送到加工工位。为使纸片供料过程顺利进行,摆杆和缺口滚轮的相对位置以及吸头启闭时间必须有严格的协调配合。这种送纸机构能保证纸片的完整性,但需要一套抽气装置。

(四)胶粘式

胶粘式广泛用于纸类物品的供送,往往在供送中完成工艺加工(粘贴)。例如给瓶、罐贴标签,当瓶、罐移动到胶刷处时,胶刷将胶粘剂涂刷在瓶表面上,瓶子继续移动到标签料仓处时,瓶子涂有胶的一面接近纸张并粘住,取标签、分离、贴标签一次完成。

五、工件的分配、汇总机构

在自动机、自动线生产中,有时需要把一个供料机构中的同一种工件送给几个工位或几台自动机上,进行平行加工,这就需要分配供料机构,简称为分路器;有时则需要把几个供料机构中的不同工件送到一个工位或一台自动机上,进行集中加工,这需要汇总供料机构,简称为合路器。

(一)工件的自动分配机构

工件的自动分配是将来自同一料仓或料斗中的工件,按照工艺要求分别送到不同的加工工位。按其功用,可分成分类分配和分路分配。

1. 分类分配机构

分类分配是将同一料仓或料斗中送来的不同工件,按照其尺寸、结构或材质等进行分类后,分别送到不同的加工位置。主要是对工件进行分类供送。例如邮件分拣、工件尺寸分拣等。

如图 8-61 所示的翻板式分配机构。料槽 1 中的工件依次落入分类料槽 6 中,当工件直径小于规定尺寸时,可经分类料槽直接进入料槽 3 中;当工件直径较大时,则碰撞挡板 5 并发出信号,使翻板 4 动作,工件就掉落入料槽 2 中,实现分类供送。

在图 8-62 所示的鼓轮分配机构中,做间歇回转的鼓轮 2 将料仓 1 中的工件逐个地经检测工位,经电测头检测得到的信号,使闸门 3 做相应动作,从而使工件分别由出口 4、5、6 送出。

另外如振动筛的筛分亦可实现分类供送。

2. 分路分配

分路分配是将同一料仓或料斗中送来的相同工件,分别送到几个加工位置。这可起到平衡工序节拍作用,用一个高效供料机构同时对几台自动机进行供料。

如图 8-63 所示的摇板式分配机构,工件由料槽 1 下落时,撞击分路摇板 2 使其左右摆动,工件就分别进入料槽 3、4 中。一般垂直布置,适应于小型工件的分路供送。

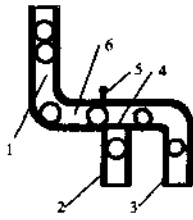


图 8-61 翻板式分配机构

1、2、3—料槽 4—翻板
5—挡板 6—分类料槽

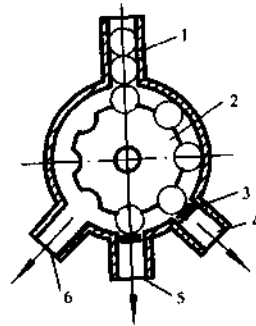


图 8-62 鼓轮式分配机构

1—料仓 2—鼓轮 3—闸门
4、5、6—出料口

图 8-64 是推板式分配机构,推板 2 接住料槽 1 中的工件后,左右往复运动,将其交替送入料槽 3、4 中。



图 8-63 摇板式

分配机构

1、3、4—料槽
2—分路摇板

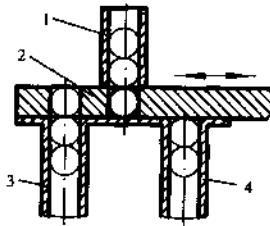


图 8-64 推板式分配机构

1、3、4—料槽 2—推板

(二) 工件的自动汇总机构

工件的自动汇总是将来自几个料仓或料斗中的工件,按照工艺要求汇集到一个料槽或送到加工工位。按其功用,可分成组合汇总和合流汇总。

1. 组合汇总

组合汇总是将来自几个料槽或料斗中的不同工件,按一定的比例汇集在一个料槽中送出。

如图 8-65 所示的组合汇总机构,当隔离器 2 抬起时,从料槽 1 向料槽 3 中送出一种工件,然后隔离器关闭,插板 4 打开,由推板 6 从料槽 5 中向料槽 3 中送出另一种工件,这样在料槽 3 就形成两种工件的交替供送。

2. 合流汇总

合流汇总是将来自几个料仓或料斗中的相同工件,汇集到一个料槽中送出。

如图 8-66 所示的摆动式汇总机构,摆动料槽 1 可接住料槽 2、3、4 中的相同工件汇总后送出。

若将图 8-66 中摆动料槽做成回转盘,再加一接料口,使回转盘旋转,则成为回转式汇总机构。

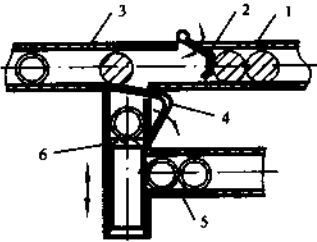


图 8-65 隔板式组合汇总机构

1、3、5—料槽 2—隔离器
4—插板 6—推板

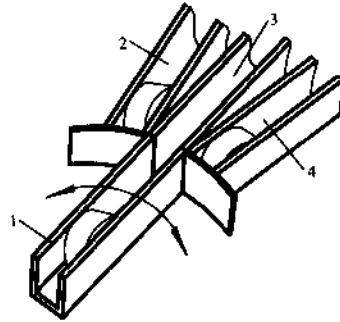


图 8-66 摆动式汇总机构

1—摆动料槽 2、3、4—料槽

第六节 供送料机械手及机器人

一、概 述

随着自动机、自动线的高速、高度自动化,对供料机构的生产率、供料准确性等提出了更高的要求,同时也要求供料机构更加灵活、柔性化,以适用供送不同的物品,这使得供送料机械手及机器人在自动机、自动线上得到愈来愈广泛的应用。供送料机械手可看做是一种无料槽、滑道的供送料机构。它在一个位置(料槽)抓取物品(工件),然后将其搬运到另一个位置。在自动机、自动线中,物品供送(上料、卸料)过程中的基本动作是:上料时,先由料槽中取出工件,带着工件到指定工位,将工件放在工位上,返回;卸料时则从工位上取下工件、带走、放到料箱中。上料时一般有位置及方位要求,而卸料时一般无严格要求,所以上料是关键。要完成上述动作,供送料机械手的手爪必须到达两点(取料点——料槽;放料点——加工工位),这可通过机械手的立柱和手臂来实现;手爪必须做两个动作(抓取料和放下料),这可通过机械手的手爪闭合、张开来实现;方位要求一般通过机械手的手腕来满足。供送料机械手满足供送料要求的运动轨迹应该是:直线下降(对正料槽)——直线升起(取出工件)——平面圆弧摆动(最合理,亦可用其它)——直线下降(对正工位)。所以,供送料机械手广泛采用圆柱坐标。

供送料机械手是一种专用的工业机械手,其执行程序一般是固化好的,或只能进行简单编程,所以机械手的动作是固定的,一种机械手只能供送一种或有限的几种物品,程序控制系统相对比较简单。机器人的机械系统和机械手相差无几,但机器人可根据需要,编制不同的执行程序,就能完成各式各样的动作,所以能供送不同的物品,适用范围更广,但控制系统复杂。

供送料机械手、机器人的结构形式比较多,一般根据供送物品以及供送要求来确定。下面通过一些实例来说明它们在自动机、自动线中的应用。

二、供送料机械手

例 8-1 圆柱坐标吸盘式供料机械手。

如图 8-67 所示。机械手臂 5 转至料槽 3 上部,立柱 4 通过凸轮机构 2 驱动而下降,使手爪 7 抓住(通过抽气)料槽中的一个工件;立柱升起,立柱及手臂 5 通过摆杆 1 作用而转至转盘 8 上部,对正工位后下降,将工件放在转盘相应工位上,然后转盘转位。机械手立柱的升降、手臂摆动以及抽气系统必须由机械手控制系统控制,按照规定动作程序进行工作。挡销 6 限制手臂的活动范围,以保证手爪能对正工件。

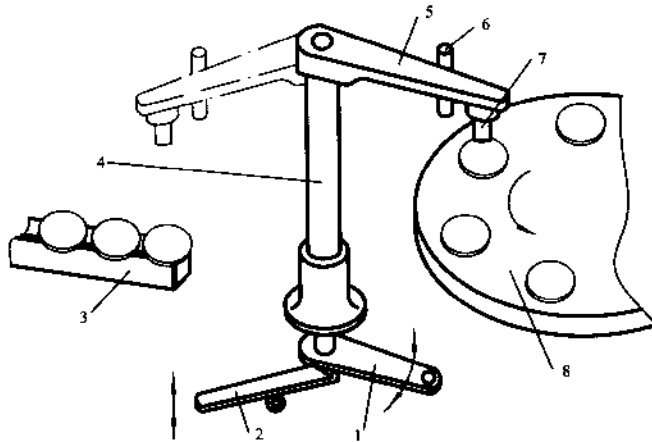


图 8-67 供料机械手(一)

1—摆杆 2—凸轮机构 3—料槽 4—立柱 5—手臂 6—挡销 7—手爪 8—转盘

例 8-2 圆柱坐标弹性夹头式供料机械手。

如图 8-68 所示,手臂 4 和外套筒 5 结为一体,内套筒 7(空套在立轴 6 上)和外套筒 5 采用滑键 8 连接,内套筒通过凸轮机构、齿轮 10、齿条 11 而摆动,从而使外套筒、手臂以及手爪做平而圆弧摆动;立轴 6 由凸轮机构通过摆杆 12 作用而升降,从而带着外套筒、手臂以及手爪做上下运动。手爪由夹头 1、推杆 3、弹簧 2 等组成,其中夹头是一个弹性夹头。当手爪对正料槽后,下降抓取工件时,通过工件的反作用力,使弹性夹头张开,工件即进入夹头内;当机械手摆动到自动机转盘上方,并使手爪下降时,通过推杆 3 将工件顶出夹头而放置在转盘工位上(或装入另一个工件内)。

例 8-3 圆柱坐标抓钩式供料机械手。

如图 8-69 所示,手爪由抓钩 1、压簧 2、顶柱 3 和杠杆 5 组成。当手爪触及工件时,工件通过抓钩头部的斜而使抓钩张开。工件进入抓钩内后,压簧 2 使抓钩复位从而夹持住工件。手臂 4 和升降套筒 6 为一体,心轴 12 穿过升降套筒的孔、固定立柱 8 的螺旋槽(凸轮槽)和中心轴 7 的孔。当中心轴由气缸 13 驱动而升起时,心轴 12 上的滚子 11 在固定立柱 8 的螺旋槽中盘旋上升,从而使托在压簧 9 上的升降套筒 6、手臂 4 以及手爪既升降又转动,直到升降套筒与固定立柱内凸肩接触后,手臂即升、转到位。这时中心轴再上升少许,顶起杠杆 5 而压下顶柱 3,使抓钩张开将工件放下。

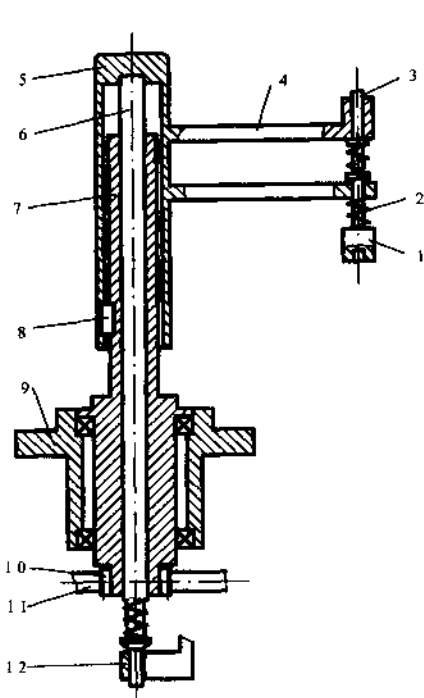


图 8-68 供料机械手(二)

- 1—夹头 2—弹簧 3—推杆 4—手臂
5—外套筒 6—立轴 7—内套筒 8—滑键
9—机座 10—齿轮 11—齿条 12—摆杆

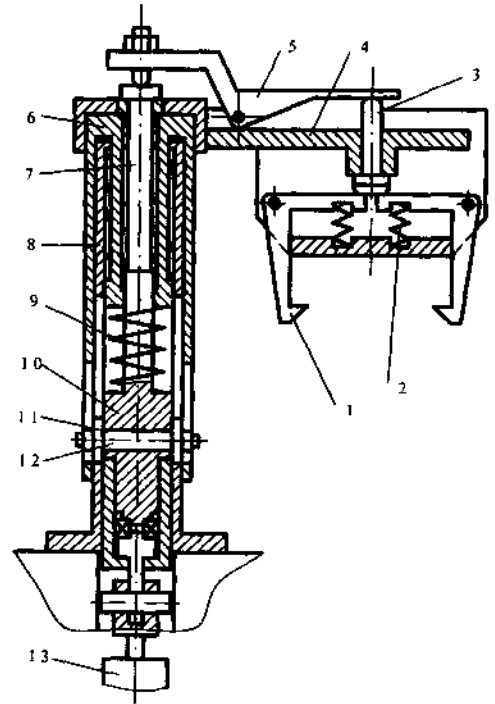


图 8-69 供料机械手(三)

- 1—抓钩 2—压簧 3—顶柱 4—手臂 5—杠杆
6—升降套筒 7—中心轴 8—固定立柱 9—压簧
10—中心轴大端 11—滚子 12—心轴 13—气缸

设计固定立柱上的凸轮槽时,其下部一段应是铅直的,以保证抓取工件时手爪能垂直升降。

三、供送料及装配机器人

例 8-4 精密插入装配机器人。

如图 8-70 所示。该装配作业的任务是由一台直角坐标机器人 1 和圆柱坐标机器人 4,将基座零件、轴套和小轴装配在一起。基座零件 7 先由供料机构 6 传送并定位,然后机器人 4 的手爪从轴套供料机构 5 中取出一个轴套并装入基座孔中,再由机器人 1 从小轴供料机构 3 中取出一个小轴并装入轴套中。机器人 1 的手爪具有视觉和触觉功能,视觉传感器为一台电视摄像机,而其手腕 2 的触觉用四个应变片传感器制成力反馈手爪,用弹簧片制成柔性手腕,手爪抓取小轴后,逐渐接触到轴套,施以微小的作用力,使两个零件进行装配,在装配作业中,沿 x 、 y 、 z 方向的力传感器输出的力变化信号,就成为装配过程的控制信号,插入装配完成后,由行程开关发出结束信号。该机器人不仅可以用于轴套类零件的装配,而且也可用于自动生产线上电子元器件、集成电路板上芯片、家用电器零部件以及汽车发动机的在线组装。

例 8-5 堆垛搬运机器人。

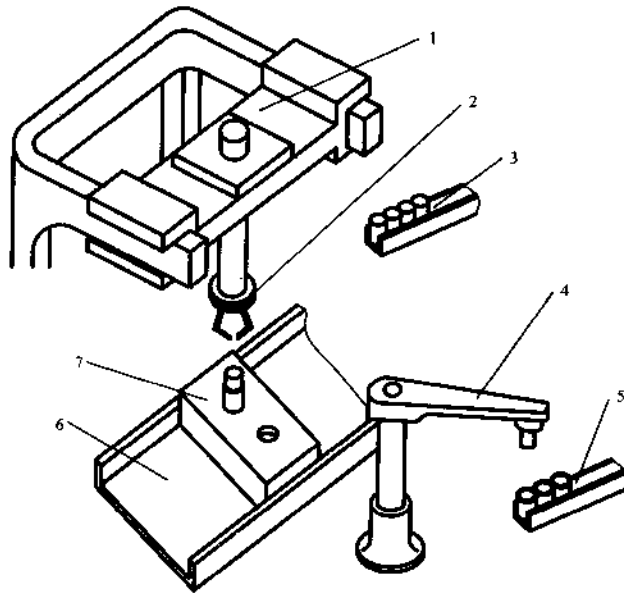


图 8-70 精密插入装配机器人

- 1—直角坐标机器人 2—手腕 3—小轴供料机构 4—圆柱坐标机器人
5—轴套供料机构 6—基座供料机构 7—基座零件

如图 8-71 所示。该系统由机器人 3、板式输送机 1、滚轴式输送机 4 等组成。货物由输送机 4 连续、依次并以一定间隔输送到机器人工作位置,然后由机器人 3 的手爪抓取一定

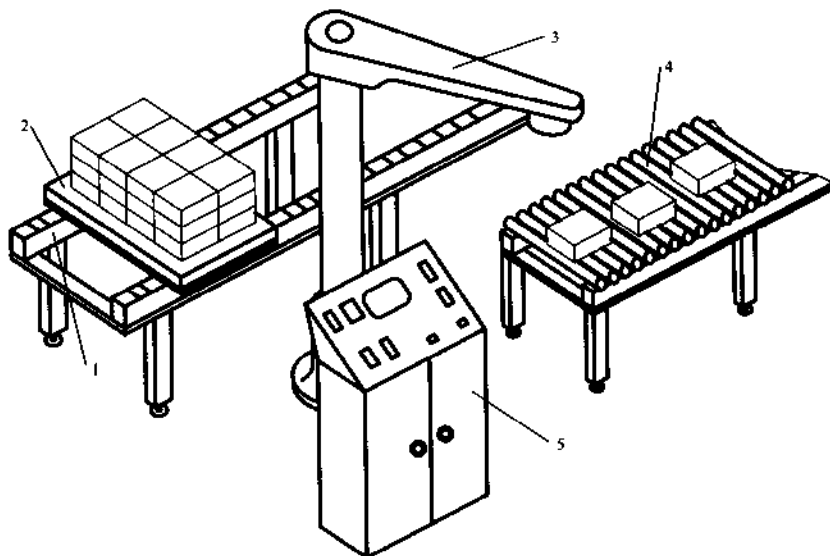


图 8-71 堆垛搬运机器人

- 1—板式输送机 2—货板 3—机器人 4—滚轴输送机 5—控制系统

的货物,并按照一定的模式堆列在板式输送机的货板 2 上,完成装货操作;板式输送机再将已装货的货板向卸载输送机传送,等待二次包装或直接入库。控制系统 5 主要由计算机、操作工作台等组成,计算机内已存储有货物在货板上的各种堆列模式,可供调用,控制机器人、各个输送机协同工作,完成货物的自动堆垛搬运,并且还可以采用示教输入的方式,存储机器人的动作指令,完成给定的示教模式下的货物自动堆列与搬运操作。

第九章 电磁振动给料机的设计

第一节 概 述

电磁振动给料机(以下简称电振机)是由电磁激振器驱动的一种振动机械。它的用途很广,例如,用来向皮带输送机、斗式提升机给料以及为工业窑炉定量配料等。在轻工业机械中电振机也有广泛的应用,例如在糖果包装、钟表元件加工、铅笔橡皮头装配等生产环节中均有应用。

目前,轻工业生产中应用的电振机主要有直线料槽往复式[图9-1(a)]和螺旋料槽转动式[图9-1(b)]两种形式。前者料槽作往复直线运动,适合于不需定向排队的轻小物料的供送;后者简称振动料斗,带有螺旋槽的圆形料斗作扭转振动,适合于不需定向排队的单件物品的供送。

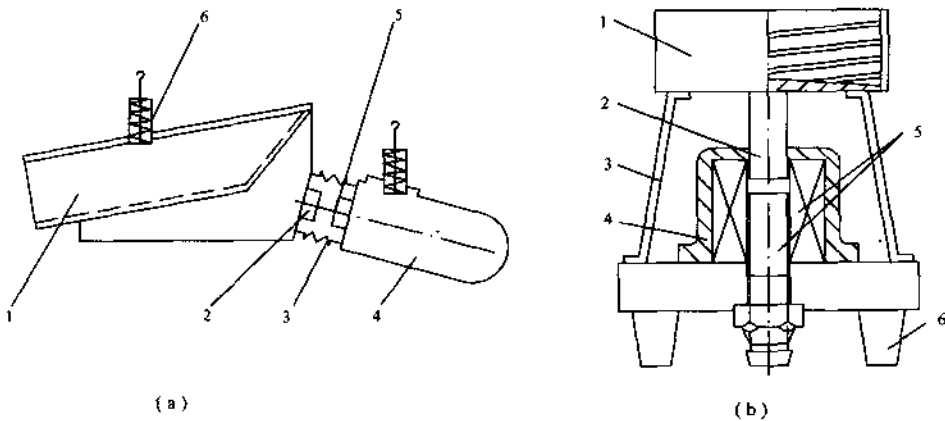


图9-1 电磁振动给料机
1—料斗 2—衔铁 3—主振弹簧 4—振壳体 5—线圈 6—弹簧

这两种类型的电振机都由三个主要部分组成:

- ①槽体部分:包括料槽或料斗1、衔铁2、主振弹簧3。
- ②电磁激振器部分:包括激振器壳体4、铁心及线圈5、配重等。
- ③减振器部分:包括心座支撑弹簧或悬挂弹簧6。

电振机是利用电磁力驱动和机械共振原理进行工作的,它与其它供料机相比有以下一些优点:

- ①无电动机及变速传动机构,没有摩擦运动部体,结构简单,不需润滑,而且重量轻,便于维护。
- ②供料速度可调,可适应多种物料,调整方便。

③靠微小振动使物料单方向运动,无强烈搅拌、撞击、摩擦等现象,故机体不易损坏,使用寿命长。

④电振机是在近共振状态下工作的,所需激振力较小,节能。

⑤电振机可与电子秤联动实现定量给料的自动控制。

电振机具有下述缺点:

①不适于处理黏性较大或带有油污、水渍的轻薄片状物料。

②设计或调整不合适时会产生较大振动和噪声。

第二节 电振机工作原理及物料输送原理

一、工作原理

图 9-2 表示了电振机的工作原理。

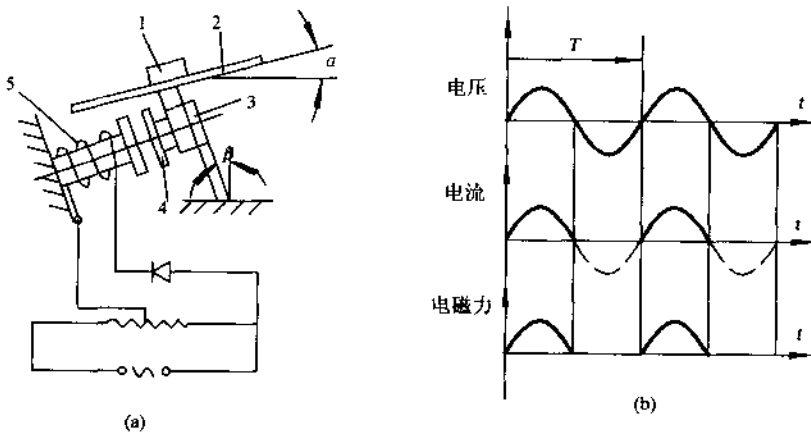


图 9-2 电磁振动给料机工作原理图

1—物料 2—供料槽体 3—弹簧 4—衔铁 5—线圈

图 9-2(a)中物料 1 放在由主振弹簧 3 支撑的供料槽体 2 上,衔铁 4 与槽体主振弹簧联成一体,绕于铁心上的线圈 5 中流过的是经过半波整流后的单向脉动电流,电磁铁就产生了相应的脉冲电磁力。图 9-2(b)表示在正半周内线圈中有电流流过,铁心便产生一次脉冲电磁力吸引衔铁,使槽体向后运动,主振弹簧因此而变形,贮存了一定的势能;在负半周内线圈中无电流通过,电磁力消失,弹簧就恢复变形,带着槽体向前运动,在达到振幅位置之后又返回向后运动。由于电磁力是一个周期变化的强迫作用力,因此电振机是一个以电磁力为周期干扰力的强迫振动系统。

当电振机采用不同的运动参数(振幅、频率、振动角、倾角……)时,物料就在槽体工作面上出现不同形式的运动。物料的基本运动形式有以下 4 种:

①相对静止 物料随工作面一起运动。

②正向滑动 物料与工作面保持接触,同时沿输送方向对工作面有相对运动。

③反向滑动 物料与工作面保持接触,同时逆输送方向对工作面有相对运动。

④抛掷运动 物料在工作面上被轻微抛起,腾空沿工作面向前作抛物线运动。

上述4种形式中,相对静止不能供送物料,反向滑动对供物料没有直接意义。从理论上来说,只有正向滑行和抛掷运动才有实用意义。但由于运动参数的某些限制,在实际工作中上述几种运动形式可能有各种不同的组合形式。轻工业机械中的电振机一般都是采用抛掷运动形式来工作的,所以下面的分析是以抛掷运动为主。

二、物料输送原理

物料在槽体中的输送如图9-3所示。

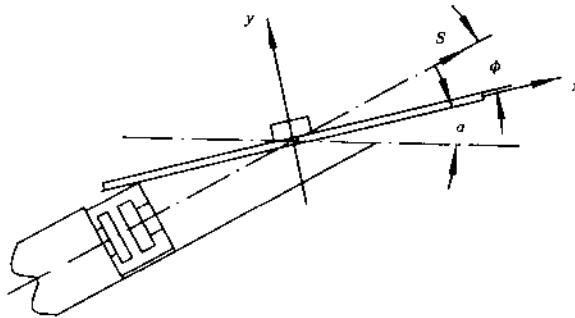


图9-3 物料在槽体中的输送

图中 α 为料槽倾角, ϕ 为振动方向角,槽体在电磁力作用下沿 S 方向作简谐振动,则槽体沿 S 方向的位移可表示为

$$S_1 = A_1 \sin \omega t \quad (9-1)$$

式中 A_1 ——槽体沿 S 方向的单振幅;

ω ——振动圆频率。

将槽体振动位移 S_1 分解到 x 方向(平行于工作面)和 y 方向(垂直于工作面),便得到槽体在 x 和 y 方向的分位移:

$$S_{1x} = A_1 \cos \phi \cdot \sin \omega t \quad (9-2)$$

$$S_{1y} = A_1 \sin \phi \cdot \sin \omega t \quad (9-3)$$

依次求上式对时间的一阶导数和二阶导数,便得到沿 x 方向和 y 方向的速度分量及加速度分量:

$$v_{1x} = \omega A_1 \cos \phi \cdot \cos \omega t \quad (9-4)$$

$$v_{1y} = \omega A_1 \sin \phi \cdot \cos \omega t \quad (9-5)$$

$$a_{1x} = -\omega^2 A_1 \cos \phi \cdot \sin \omega t \quad (9-6)$$

$$a_{1y} = -\omega^2 A_1 \sin \phi \cdot \sin \omega t \quad (9-7)$$

因此可以做出槽体运动曲线如图9-4所示。

物料在槽体中受到的力有重力、惯性力、摩擦力(未抛起时),物料的受力状况如图9-5所示。图中, β 为主振弹簧与铅垂线夹角, Q 为物料颗粒重量,可分解为

$$Q_x = Q \cdot \sin \alpha \quad (9-8)$$

$$Q_y = Q \cdot \cos \alpha \quad (9-9)$$

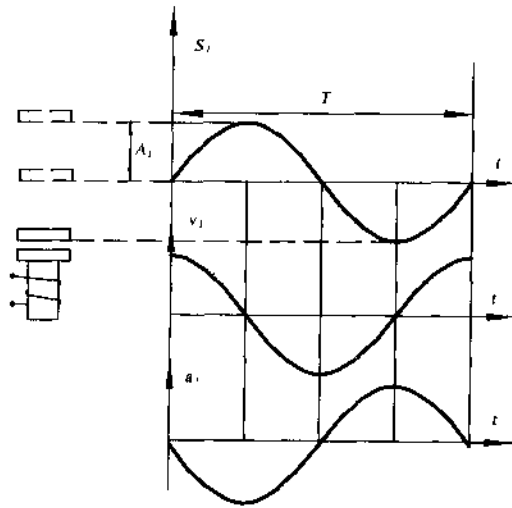


图 9-4 槽体运动曲线图

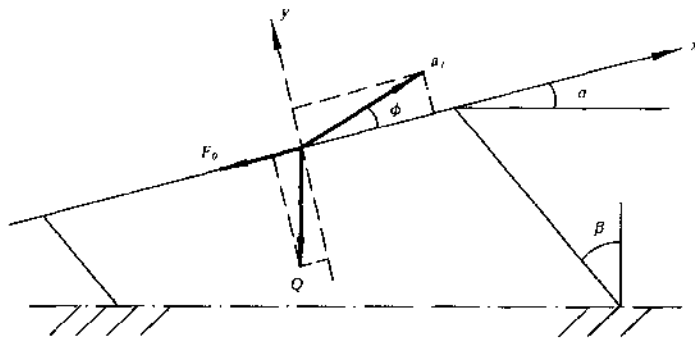


图 9-5 物料受力图

$$F_0 = -f_0 N \quad (9-10)$$

式中 N ——物料对工作面的正压力；

F_0 ——槽体对物料的摩擦力；

“-”号对应于正向供料；

f_0 ——物料与工作面间的静摩擦因数。

$$f_0 = \tan \mu_0$$

式中 μ_0 ——静摩擦角。

假设物料对工作面的相对位移为 Δx 和 Δy ；相对速度为 $\Delta x'$ 、 $\Delta y'$ ；相对加速度为 $\Delta x''$ 、 $\Delta y''$ 。

1. 正向滑动

当物料沿 x 方向滑动时，物料颗粒沿 x 方向的合力应为 0，即

$$-m(\alpha_{1x} + \Delta x'') - Q \sin \alpha - f_0 N = 0 \quad (9-11)$$

正向滑动开始瞬间，物料对工作面的相对加速度 $\Delta x'' = 0$ ，则上式即成为

$$-m\alpha_{1x} - Q \cdot \sin\alpha - f_0 N = 0 \quad (9-12)$$

物料沿 y 方向对工作面的正压力为

$$N = m(\alpha_{1x} + \Delta y'') + Q \cdot \cos\alpha \quad (9-13)$$

因物料没有抛掷运动,故相对加速度 $\Delta y'' = 0$,则上式即成为

$$N = m \cdot \alpha_{1x} + Q \cdot \cos\alpha \quad (9-14)$$

将式(9-6)、(9-7)、(9-14)代入式(9-12)可得

$$m \cdot \omega^2 A_1 \cdot \cos\phi \cdot \sin\omega \cdot t - m \cdot g \cdot \sin\alpha - f_0 (-m \cdot \omega^2 A_1 \cdot \sin\phi \cdot \sin\omega t + m \cdot g \cdot \cos\alpha) = 0 \quad (9-15)$$

化简整理后可得

$$\sin\omega t = \frac{g \cdot \sin(\mu + \alpha)}{\omega^2 \cdot A_1 \cos(\mu_0 - \phi)} \quad (9-16)$$

令 $K = \omega^2 A_1 / g$, K ——机械指数(振动强度),

$$D_K = \frac{K \cdot \cos(\mu_0 - \phi)}{\sin(\mu_0 + \alpha)}, D_K \text{——正向滑行指数。}$$

则

$$\sin\omega \cdot t = \frac{1}{D_K} \quad (9-17)$$

当正向滑行指数 $D_K < 1$ 时 $\omega \cdot t$ 无解,这时物料不能出现正向滑动,可见出现正向滑动的条件是 $D_K > 1$,满足这一条件时的 ωt 称为正向滑始角 Ψ_K 。由于绝大多数电振机 $\mu_0 - \phi = -90^\circ \sim 90^\circ$, $\mu_0 + \alpha = 0 \sim 180^\circ$,所以 $\cos(\mu_0 - \phi)$ 和 $\sin(\mu_0 + \alpha)$ 均为正值,这时的正向滑始角 Ψ_K 必在 $0 \sim 180^\circ$ 范围内,我们称此区间为正向起滑区;当反向滑动时,摩擦力与坐标正向一致, $F_0 = fN$,同样可推导出反向滑始角在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 范围内,如图 9-6 所示。

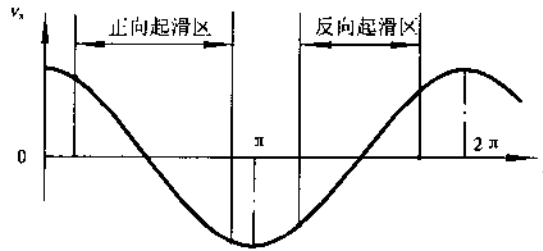


图 9-6 正向起滑区和反向起滑区

当槽体向前向上加速运动时,物料由于惯性对底板的正压力较大,故摩擦力较大,物料不能发生相对运动。当槽体作减速运动时,物料由于惯性减小了对槽体的正压力,致使摩擦力减小,物料就有可能发生正向相对滑动。

当处于滑行运动状态时,为了使物料出现比较良好的滑行运动和获得较大的输送速度,选取的正向滑行指数 D_K 远大于 1,通常 $D_K = 2 \sim 3$ 。

2. 抛掷运动

物料在槽体内出现抛掷运动时,槽体受到的物料的正压力 $N = 0$,并且在开始出现抛掷的瞬时相对加速度 $\Delta y'' = 0$,因此由式(9-13)及式(9-7)可得:

$$N = m(-\omega^2 A_1 \cdot \sin\phi \cdot \sin\omega \cdot t) + m \cdot g \cdot \cos\alpha = 0 \quad (9-18)$$

则

$$\sin\omega t = \frac{g \cdot \cos\alpha}{\omega^2 \cdot A_1 \sin\phi}$$

令机械指数 $K = \frac{\omega^2 \cdot A_1}{g}$, 抛掷指数 $D = K \cdot \frac{\sin \phi}{\cos \alpha}$

则 $\sin \omega \cdot t = \frac{1}{D}$ (9-19)

当抛掷指数 $D > 1$ 时, ωt 有解, 因此出现抛掷运动的条件是 $D > 1$, 满足此条件的 ωt 称为抛始角 Ψ_α 。由于电振机的 α 和 Ψ 均在 $0 \sim 90^\circ$ 范围内, 因此抛始角 Ψ_α 必在 $0 \sim 180^\circ$ 范围内, 此范围称为抛始区, 如图 9-7 所示。

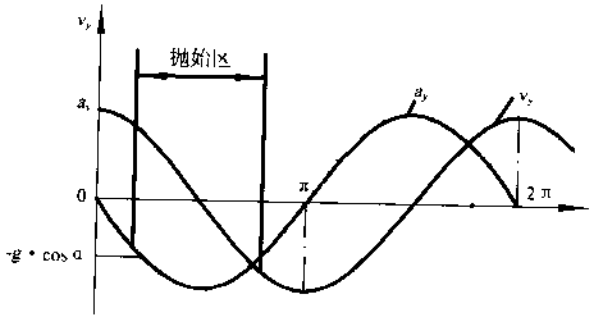


图 9-7 y 方向抛掷速度及加速度曲线

因为振动圆频率 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$, 并将式(9-19)代入式(9-18)整理可得:

$$A_1 = \frac{900 D g \cos \alpha}{\pi^2 \cdot n^2 \sin \phi} \quad (9-20)$$

式中 n ——电振机振动次数, $n = \frac{30\omega}{\pi}$ (次/min)。

当激振频率 ω , 抛掷指数 D 以及 α, Ψ 都已选定时, 则可利用此式求出槽体单振幅 A_1 。物料抛离工作面以后, 对工作面的正压力 $N = 0$, 但 $\Delta y'' \neq 0$, 仍应用式(9-13)可得

$$m \Delta y'' = m \cdot \omega^2 A_1 \cdot \sin \phi \cdot \sin \omega t - m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

式中相对加速度 $\Delta y''$ 对相对时间 t 积分二次即可求得物料对工作面在 y 方向的相对位移

$$\Delta y = A_1 \cdot \sin \phi (\sin \Psi_\alpha - \sin \omega \cdot t) + A_1 \cdot \sin \phi \cos \Psi_\alpha (\omega t - \Psi_\alpha) - \frac{1}{2} \cdot g \cos \alpha \frac{(\omega t - \Psi_\alpha)^2}{\omega^2} \quad (9-21)$$

当物料在 y 方向对工作面的相对位移 Δy 重新等于零时, 抛掷运动便告结束, 物料落到工作面上, 此时的 ωt 称为抛止角 Ψ_z , 抛止角 Ψ_z 与抛始角 Ψ_α 之差称为抛离角 θ_α , 这是物料腾空的时间。

$$\theta_\alpha = \Psi_z - \Psi_\alpha \text{ 则 } \Psi_z = \Psi_\alpha + \theta_\alpha \quad (9-22)$$

将 $\Delta y = 0, \omega t = \Psi_z$ 及式(9-22)代入(9-21)可得

$$\sin(\Psi_\alpha + \theta_\alpha) - \sin \Psi_\alpha - \theta_\alpha \cos \Psi_\alpha + \frac{\theta_\alpha^2 \sin \Psi_\alpha}{2} = 0 \quad (9-23)$$

所以

$$\operatorname{ctg} \Psi_\alpha = \frac{\frac{\theta_\alpha^2}{2} + \cos \theta_\alpha - 1}{\theta_\alpha - \sin \theta_\alpha} \quad (9-24)$$

又因

$$\operatorname{ctg} \Psi_{\alpha} = \frac{\cos \Psi_{\alpha}}{\sin \Psi_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{\sin^2 \Psi_{\alpha} - \alpha}} = \sqrt{D^2 - 1} \quad (9-25)$$

所以

$$D = \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \Psi_{\alpha} + 1} \quad (9-26)$$

物料在 Ψ_{α} 时被抛起, 经过 θ_{α} 后在 Ψ_{α} 时与工作面相接触, 假设槽体每个振动周期内物料被抛起一次, 则抛离一次的腾空时间与一个振动周期之比称为抛离系数 (或跳跃系数) i , 它与抛离角 Ψ_{α} 有以下关系:

$$i = \frac{\Psi_{\alpha}}{2\pi} \quad (9-27)$$

抛掷指数 D 与抛离系数 i 的关系为

$$D = \sqrt{\left(\frac{2\pi^2 i^2 - 1}{2\pi i - \sin 2\pi i}\right)^2 + 1} \quad (9-28)$$

根据上式可以做出如图 9-8 所示的 D 与 i 的关系曲线, 由所定的抛掷指数 D 可以求出跳跃系数 i 或可由 i 求出 D 值。

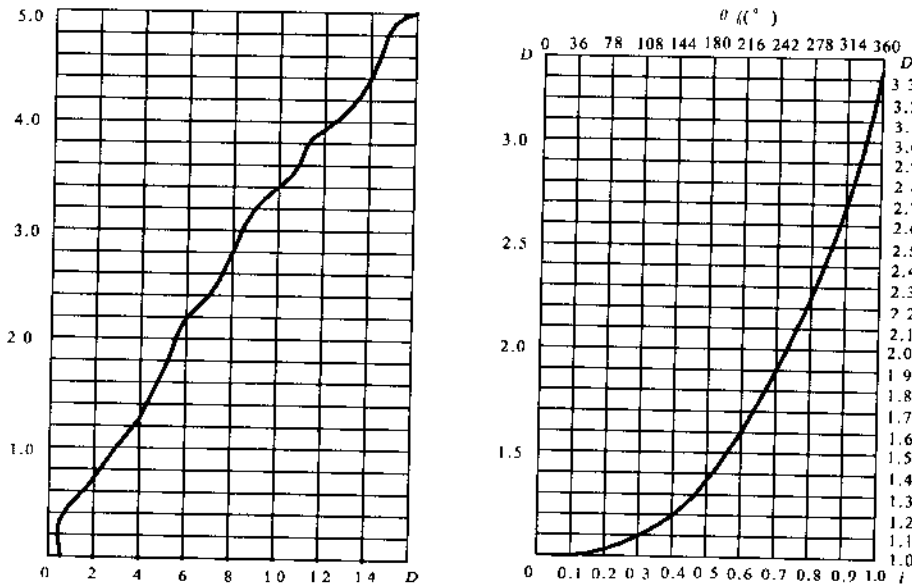


图 9-8 $D-i$ 关系曲线

当 $i = 0$ 时 $D = 1$, 由式 (9-27) 得 $\theta_{\alpha} = 0$, 说明物料没有起跳而是随槽体一起运动的, 这种状态无法实现物料运送, 所以不可取。

当 $i = 1$ 时, $D = 3.3$, 可知 $\theta_{\alpha} = 2\pi$, 说明物料抛离时间恰与振动周期相等, 也即物料刚落到工作面上同时又被重新抛起。

当 $i = 2$ 时, $D = 6.36$, 可知 $\theta_{\alpha} = 4\pi$, 物料抛起后腾空飞越了 2 个振动周期后才落到工作面上, 同时又被重新抛起。

绝大多数电振给料机通常选取 $1 < D < 3.3$, 这时工作而每振动一次, 物料就出现一次抛掷运动。假设物料落下时与工作面相碰撞属非弹性碰撞, 则物料落到工作面后有一段随槽运动, 然后当 $\omega_1 = 2\pi + \Psi_{\alpha}$ 时物料又被重新抛起, 物料就随着振动频率而实现周期性的抛掷运

动。这种运动状态对提高电振机的工作效率和减少不必要的能量消耗都是有益的。

假如物料落下时刻正处于起抛区 ($\Psi_0 \sim \pi - \Psi_0$) 内, 由式(9-13)可知此时 $-\alpha_{1y} > g \cos \alpha$, 所以物料落下后马上又开始第二次抛掷运动, 但其抛掷运动的初速度与前一次抛掷运动的初速度不同, 所以后一次的抛掷周期与前一次的周期不同, 故称为非周期性抛掷运动。

第三节 运动学参数的选择和计算

影响电振机工作性能的运动参数有抛掷指数 D 、机械指数 K 、振动次数 n 、振幅 A_1 、振动方向角 Ψ 、工作面倾角 α 、物料输送速度 v_{QP} 及电振机生产率 Q 。下面就上述各参数的选择和计算问题进行讨论。

一、物料运动状态的选择

物料作滑行运动的特点是物料不离开工作面向前滑动, 因此物料与工作面不互相冲击。它的优点是噪声小, 对易碎性物料有较好的适应性, 缺点是工作面较易磨损。要想获得较高的输送速度必须采用较大的振幅, 但电振机的振幅大小受电磁铁工作气隙的限制不可能很大, 因此电振给料机几乎均不采用滑行运动这种方式。

物料作抛掷运动时物料与槽体工作面接触时间很短, 大部分时间呈跳离状态, 所以它的优点是工作面磨损较小, 并能获得较高的输送速度, 缺点是当出现较强烈的抛掷时物料易被损坏, 而且提高了对机体强度的要求。所以一般电振机都采用中速抛掷运动, 抛掷指数的选择范围为 $D = 2.5 \sim 3.3$, 对于含泥物料可适当提高。

二、机械指数 K 及振动次数 n 和振幅 A_1 的选择

机械指数 K 的选择主要受机体材料强度及物体刚度限制, 通常取 $K = 4 \sim 6$, 极少数可达 $K = 10$ 。

振动次数 n 一般根据电振机激磁方式来决定, 交流激磁电振机取 $n = 6000$ 次/min, 半波整流电振机 $n = 3000$ 次/min, 降频电振机 $n = 1500$ 次/min, 其它频率电振机则根据具体情况决定。

槽体振幅 A_1 是根据物料的运动状态来决定的, 其值可由式(9-20)求出。

在选择振动次数 n 和振幅 A_1 时应满足许用机械指数 $[K]$ 的要求, 通常按下式验算电振机的机械指数, 许用机械指数一般取 $[K] = 5 \sim 10$ 。

$$K = \frac{\omega^2 \cdot A_1}{g} = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot A_1}{900g} < [K]$$

三、振动方向角 Ψ 的选择

振动方向角 Ψ 的选择应有两个原则, 一是要尽量提高输送速度, 二是要考虑物料性质的要求。

在振动幅与振动次数确定的情况下(即 K 值一定)物料输送速度 v 是随着振动方向角的变化而变化的, 对应于最大输送速度的 Ψ 角称为最佳振动方向角。当选择有抛掷运动工

作状态时,槽体在不同倾角 α 下对应于每一个机械指数 K 有一个最佳的振动方向角 Ψ_α 。图 9-9 就是在不同的倾角 α 下最佳振动方向角 Ψ 与机械指数 K 的关系曲线。

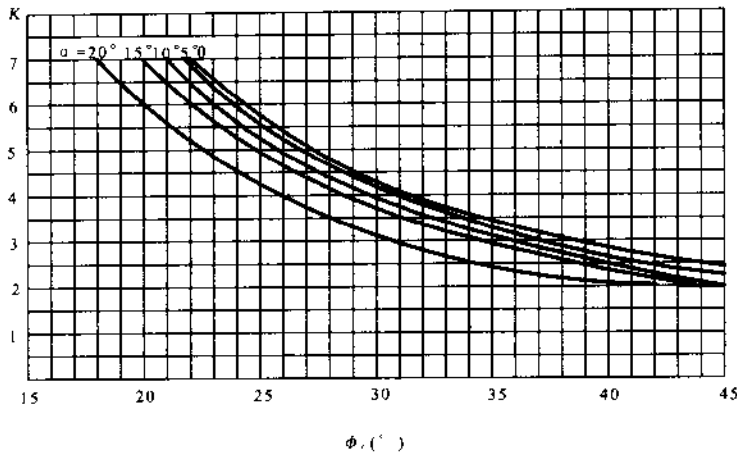


图 9-9 最佳振动方向角 Ψ 与机械指数 K 的关系

此外,振动方向角的选择还应考虑材料的性质如材料的相对密度、粒度、水分、黏性、易碎性和磨琢性等,对于粒度大、相对密度小、水分较强或黏性较大的物料宜选用较大的振动方向角;对于易于粉碎的物料,为了防止抛掷时过于碎,宜选较小的振动方向角;而对于磨琢性较强的物料,为了减小工作面的磨损又应选较大的振动方向角。

四、槽体工作面倾角 α 的选择

料槽的安装既可向上倾斜送料(α 角为“+”),也可以向下倾斜送料(α 角为“-”)。当料槽向下倾斜安装时为避免槽体受到过于严重的磨损, α 角不能过大,一般取 $\alpha = 10^\circ \sim 15^\circ$;当料槽向上倾斜安装时, α 角如果过大将使输送速度降低,故一般取 $\alpha = 4^\circ \sim 15^\circ$ 。

五、弹簧安装角 β

当向上倾斜输送时 $\beta = \Psi + \alpha$,当向下倾斜输送时 $\beta = \Psi - \alpha$ 。

六、理论输送速度和实际输送速度的计算

物料沿槽体方向(x 方向)的绝对位移与对应的时间之比就是物料的理论平均输送速度。以 x 方向上物料的绝对位移 S_x 为纵坐标,以相位角 Ψ 为横坐标,可以做出物料作抛掷运动时在 x 方向上的位移曲线图,如图 9-10 所示。

物料在 A 点($\Psi_{\alpha 1}$ 时刻)以初速度 $v_{1x}(\Psi_{\alpha 1})$ 被抛出作抛射体运动,经过 θ_α 在 Ψ_2 时刻落入工作面上的 B 点,然后物料随槽体一起运动,在 $\Psi_{\alpha 2} = \Psi_{\alpha 1} + 2\pi$ 时的 C 点重新被抛出。因此物料在从 $\Psi_{\alpha 1} \rightarrow \Psi_{\alpha 2}$ 的一个运动周期内完成了两段位移,即抛掷运动的水平位移 ΔS_α (AB 段投影)和随槽体水平位移 ΔS_1 (BC 段投影)。

1. 物料在抛掷段水平位移 ΔS_α (x 向)

$$\Delta S_\alpha = v_{1x}(\Psi_\alpha) \cdot t_\alpha \quad (9-29)$$

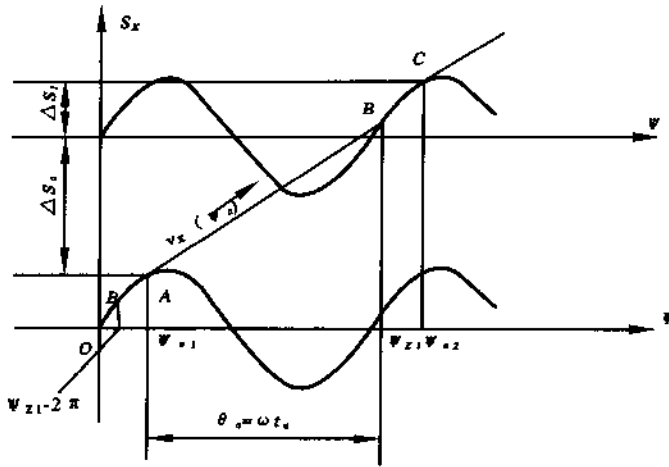


图 9-10 抛掷运动 x 方向位移图

式中 t_σ ——物料腾空时间。

$$t_\sigma = \frac{\theta_\sigma}{\omega} \quad (9-30)$$

将式(9-4)、(9-30)代入式(9-29):

$$\Delta S_\sigma = \omega \cdot A_1 \cdot \cos\phi \cdot \cos\Psi_\sigma \cdot \frac{\theta_\sigma}{\omega} \quad (9-30a)$$

$$\cos\phi_\sigma = \sin\Psi_\sigma \cdot \text{ctg}\Psi_\sigma \quad (9-30b)$$

将式(9-19)、(9-25)、(9-27)、(9-30b)代入式(9-30a)化简可得

$$\Delta S_\sigma = 2\pi \cdot i \cdot A_1 \cos\phi \cdot \frac{\sqrt{D^2-1}}{D} \quad (9-31)$$

2. 物体随槽体水平位移 ΔS_1

由图中可知 BC 段相当于 B'A 段, B' 点相位应为 $\Psi_{z1} - 2\pi$, 所以

$$\Delta S_1 = \Delta S_{1x}(\Psi_{\sigma 1}) - \Delta S_{1x}(\Psi_{z1} - 2\pi)$$

将式(9-2)代入上式可得

$$\begin{aligned} \Delta S_1 &= A_1 \cdot \cos\Psi \cdot \sin\Psi_{\sigma 1} - A_1 \cdot \cos\Psi \cdot \sin(\Psi_{z1} - 2\pi) \\ &= A_1 \cos\Psi (\sin\Psi_{\sigma 1} - \sin\Psi_{z1}) \end{aligned} \quad (9-32)$$

由式(9-23)得

$$\sin\Psi_{\sigma 1} - \sin\Psi_{z1} = \frac{\theta_\sigma^2 \cdot \sin\Psi_{z1}}{2} - \theta_\sigma \cdot \cos\Psi_{\sigma 1}$$

将上式代入式(9-32)化简得

$$\Delta S_1 = \frac{2\pi \cdot A_1 \cdot \cos\Psi}{D} (\pi i - 1 \cdot \sqrt{D^2-1}) \quad (9-33)$$

3. 物料在一个运动周期内的总位移 ΔS

$$\Delta S = \Delta S_\sigma + \Delta S_1 = \frac{2\pi^2 \cdot i^2 \cdot A_1 \cdot \cos\Psi}{D} \quad (9-34)$$

4. 理论平均输送速度 v_p

$$v_p = \frac{\Delta S}{T} = \frac{2\pi^2 \cdot i^2 \cdot A_1 \cdot \cos\Psi \cdot \omega}{2\pi D} = \frac{\pi \cdot i^2 \cdot \omega \cdot A_1 \cdot \cos\Psi}{D} \quad (9-35)$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

5. 实际平均输送速度 v_{QP}

电振机实际平均输送速度 v_{QP} 由于受若干因素的影响要比理论平均输送速度低, 因此应对 v_p 进行必要的修正。对输送速度的影响因素和修正系数如下:

(1) 物料性质对输送速度的影响及影响系数 C_m 实践证明, 由于摩擦力和其它阻力的存在, 因而使物料作抛掷运动的实际抛始角通常滞后于理论抛始角一个不大的角度。滞后角的大小及输送速度的降低多少与物料的性质(粒度、相对密度、水分、摩擦因数)及各种阻力有关。各种不同物料对输送速度的影响系数 C_m , 目前只能给出近似的数值, 对块状物料 $C_m = 0.8 \sim 0.9$, 对颗粒状物料 $C_m = 0.9 \sim 1$, 对粒末状物料 $C_m = 0.6 \sim 0.7$ 。

(2) 料层厚度对输送速度的影响及影响系统 C_h 实验证明物料层厚度对输送速度有明显影响, 当料层较厚时, 在物料层不同厚度的位置上实际抛始角滞后于理论抛始角的角度不同。离工作面距离愈远, 滞后角度愈大, 实际平均输送速度下降也愈多, 尤其是粉粒料, 当厚度过大时影响更为显著。因此 C_h 值最好通过实验测定, 无资料可参考时, 大致取 $C_h = 0.5 \sim 0.6$, 同时应考虑安装倾角对物料输送速度的影响, 当 $-10^\circ < \alpha < -5^\circ$ 时, 安装倾角影响系数 C_a 取 $1.2 \sim 1.3$, 当 $-5^\circ < \alpha < 15^\circ$, C_a 取 1 。所以实际平均输送速度为

$$v_{QP} = C_a \cdot C_m \cdot C_h \cdot v_p \quad (9-36)$$

七、电振机生产率 Q

电振机生产率 Q (kg/h) 按下式计算

$$Q = 3.6 \times 10^6 h \cdot B \cdot \rho \cdot v_{QP} \quad (9-37)$$

式中 B ——料槽宽度(m);

ρ ——物料松散体积质量(kg/m³);

h ——料层厚度(m), 一般取 $h = (0.6 \sim 0.8)H$, H ——槽深。

第四节 振动系统分析及动力学参数选择

电振机的工作特性取决于运动学参数和动力学参数。为了使电振机在既定参数下稳定地工作, 必须对电振机的振动系统进行分析 and 计算, 以便选择合理的动力学参数。

一、振动系数的简化

电振机的结构可以表示成一个双自由度双质体的强迫振动系统, 其结构简图和力学模型如图 9-11 所示。

图中 m_{p1} 为机体前质量, 包括槽体、衔铁、连接叉等; m_{p2} 为机体后质量, 包括激振器壳体、铁心、线圈、配重等; K 为主振弹簧刚度(为若干根主振弹簧组合后的刚度); K_1 、 K_2 为减振弹簧刚度。

上述振动系统在弹簧力、阻尼力、惯性力和激振力的作用下产生持续振动。设 m_{p1} 和 m_{p2} 分别产生位移 x_1 和 x_2 , 则它们的速度和加速度分别为 x_1' , x_2' 和 x_1'' , x_2'' , 下面对振动系统的受力进行分析:

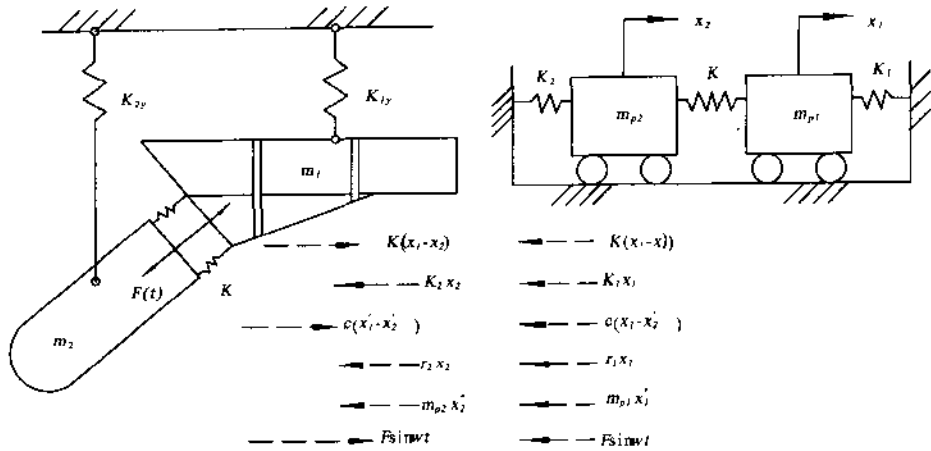


图 9-11 电振机工作原理与力学模型

(1) 主振弹簧力 $F_K = K(x_1 - x_2)$ 方向与位移相反, 从整体来看是分别作用于 m_{p1} 和 m_{p2} 的一对内力, 大小相同, 方向相反。

(2) 减振弹簧力 $F_{K1} = K_1 \cdot x_1$ 、 $F_{K2} = K_2 \cdot x_2$ 方向都与位移相反。

(3) 内阻力 $F_c = c(x_1' - x_2')$, 这是系统内变形的相对阻力, 大小与速度成正比, 方向与位移相反, 从整体来看这是作用于 m_{p1} 和 m_{p2} 上的一对内力。

(4) 外阻力 $F_{r1} = r_1 \cdot x_1'$ 、 $F_{r2} = r_2 \cdot x_2'$, 这是输送物料所需克服的各种阻力, 方向与位移相反。

(5) 惯性力 $F_{m1} = m_1 x_1''$ 、 $F_{m2} = m_2 x_2''$, 这是二个质体获得加速度而虚拟的力, 其方向与加速度方向相反。

(6) 电磁力 $F_{a1} = F \cdot \sin \omega t$ 、 $F_{a2} = F \cdot \sin \omega t$ 从整体来看是一对内力, 大小相等, 方向相反, 分别作用于两个质体上。

根据达朗贝尔原理, 作用于每个分离体上所有力的合力必等于 0, 即:

$$\vec{F}_K + \vec{F}_{K'} + \vec{F}_c + \vec{F}_r + \vec{F}_m + \vec{F}_a = 0$$

$$\text{对 } m_{p1}: -K(x_1 - x_2) - K_1 \cdot x_1 - c(x_1' - x_2') - r_1 \cdot x_1' - m_{p1} \cdot x_1'' - F \cdot \sin \omega t = 0 \quad (9-38)$$

$$\text{对 } m_{p2}: K(x_1 - x_2) - K_2 \cdot x_2 - c(x_1' - x_2') - r_2 \cdot x_2' - m_{p2} \cdot x_2'' - F \cdot \sin \omega t = 0 \quad (9-39)$$

两式相加得:

$$K_1 x_1 + K_2 x_2 + r_1 x_1 + r_2 x_2 + m_{p1} x_1'' + m_{p2} x_2'' = 0 \quad (9-40)$$

式中 K_1 、 K_2 为减振弹簧刚度, 由于电振机减振弹簧的弹性力通常远小于主振弹簧弹性力, 故在近似计算中 K_1 、 K_2 可以忽略不计。在精确计算时可以把 K_1 和 K_2 归化到质量 m_{p1} 和 m_{p2} 中去, 归化后的前后质量称为计算质量 m_{10}' 和 m_{20}' , 归化方法是:

将式(9-40)中的 $K_1 x_1 + m_{p1} x_1''$ 用 $m_{10}' x_1''$ 代替, $K_2 x_2 + m_{p2} x_2''$ 用 $m_{20}' x_2''$ 代替, 可得:

$$m_{10}' = m_{p1} - \frac{K_1}{\omega^2} \quad (9-41)$$

$$m_{20}' = m_{p2} - \frac{K_2}{\omega^2} \quad (9-42)$$

则式(9-40)成为

$$m_{10}' x_1'' + m_{20}' x_2'' + r_1 x_1' + r_2 x_2' = 0 \quad (9-43)$$

为简化分析,假设外阻力 $r_1 x_1'$ 及 $r_2 x_2'$ 平均分布在 m_{10}' 和 m_{20}' 上而且大小相等、方向相反,即

$$r_1 x_1' = -r_2 x_2' \quad (9-44)$$

则式(9-43)成为

$$m_{10}' x_1'' = -m_{20}' x_2'' \quad (9-45)$$

于是此振动系统可有如下关系:

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{m_{10}'}{m_{20}'} = -\frac{A_2}{A_1} \quad (9-46)$$

(A_1, A_2 为前后质量单振幅)

上式说明前后质量离开平衡位置的位移与其质量成反比,而与其振幅成正比,此时振动系统已简化为如图 9-12 所示的形式。在弹簧 K 的两端有振子 m_{10}' 和 m_{20}' 作相对运动,则弹簧 K 上必定存在一点是静止不动的,称此点为惰性中心“ O ”,其位置恰好将弹簧 K 分成与 m_{10}' 和 m_{20}' 成反比的两段,即

$$\frac{m_{10}'}{m_{20}'} = \frac{l_2}{l_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (9-47)$$

假设将 O 点固定,则 l_1 和 l_2 具有单独刚度 K_{m1} 和 K_{m2} ,并且此刚度都与弹簧长度成反比

$$\frac{l_1}{l} = \frac{K}{K_{m1}}, \frac{l_2}{l} = \frac{K}{K_{m2}} \quad (9-48)$$

所以可得

$$K_{m1} = K \frac{l_1 + l_2}{l_1}, K_{m2} = K \frac{l_1 + l_2}{l_2}$$

将式(9-47)代入上式可得

$$K_{m1} = K \frac{m_{10}' + m_{20}'}{m_{20}'}, K_{m2} = K \frac{m_{10}' + m_{20}'}{m_{10}'} \quad (9-49)$$

在这一弹簧双振子系统中,质体 m_{10}' 和 m_{20}' 均以惰性中心 O 为静止点,以相同频率作相对运动,令其频率为 ω_0 ,则对 m_{10}' 和 m_{20}' 分别有:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K_{m1}}{m_{10}'}} = \sqrt{\frac{K_{m2}}{m_{20}'}} \quad (9-50)$$

将式(9-49)代入式(9-50)可得系统固有频率

$$\omega_0 = \sqrt{K \frac{m_{10}' + m_{20}'}{m_{10}' \cdot m_{20}'}} = \sqrt{\frac{K}{\frac{m_{10}' \cdot m_{20}'}{m_{10}' + m_{20}'}}} = \sqrt{\frac{K}{M_0}} \quad (9-51)$$

式中 M_0 ——诱导质量, $M_0 = \frac{m_{10}' \cdot m_{20}'}{m_{10}' + m_{20}'}$;

K ——主振弹簧刚度。

至此,双质体振动系统的固有频率可以用一个简化的单质体振动系统的固有频率来表示,简化后的振动系统称为有阻尼单自由度强迫振动系统,它的力学模型如图 9-13,它的振动微分方程如式(9-52)。

$$M_0 x'' + (r + c)x' + Kx = F' \sin \omega t \quad (9-52)$$

方程中的 x, x', x'' 分别为诱导质量 M_0 的位移、速度、加速度,也就是双质体 m_{10}' 和

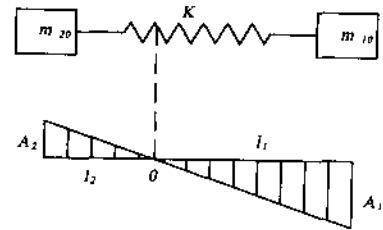


图 9-12 简化的力学模型

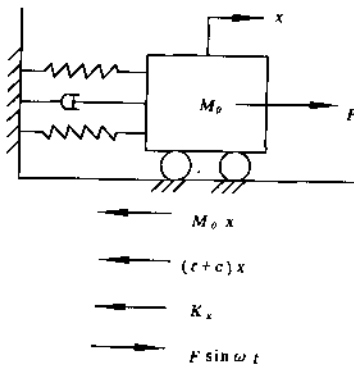


图 9-13 简化为单自由度系统力学模型

m_{20}' 的相对位移、相对速度和相对加速度, 该方程的特解为

$$x = A \cdot \sin(\omega \cdot t - \epsilon) \quad (9-53)$$

式中 ϵ 为位移落后于激振力的相位差角, 速度和加速度可由式(9-53)导出

$$x' = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t - \epsilon) \quad (9-54)$$

$$x'' = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t - \epsilon) \quad (9-55)$$

将 x' 、 x'' 式代入式(9-52)化简后得:

$$[(K - M_0 \omega^2)A - F' \cos \epsilon] \sin(\omega \cdot t - \epsilon) + [(\tau + c)\omega A - F' \sin \epsilon] \cos(\omega T - \epsilon) = 0 \quad (9-56)$$

要使上式恒等必定 $\sin(\omega t - \epsilon)$ 的系数等于 0

$$(K - M_0 \omega^2)A - F' \cos \epsilon = 0$$

$$(\tau + c)\omega A - F' \sin \epsilon = 0$$

由此可求得相对振幅 A 及位移落后于激振力的相位差角 ϵ

$$A = \frac{F' \cos \epsilon}{K(1 - Z_0^2)} \quad (9-57)$$

$$\epsilon = \text{tg}^{-1} \frac{2bZ_0}{1 - Z_0^2} \quad (9-58)$$

式中 F' ——激振力幅值;

Z_0 ——空载频率比(调谐值), $Z_0 = \frac{\omega}{\omega_0}$;

b ——阻尼比, $b = \frac{r + c}{2M_0 \omega_0}$ 。

二、动态系数 λ

有阻尼的强迫振动微分方程式(9-52)的全解应该是由通解(即有阻尼的自由振动方程的解)和特解(强迫振动解)所组成, 但有阻尼的自由振动只存在于振动开始的短暂时刻, 由于阻尼的存在, 自由振动很快衰减直至完全消失, 所以通常方程的稳态解只剩下特解这一部分, 写成:

$$x = \frac{F}{M\omega_0^2} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4 \frac{\omega^2}{\omega_0^4} \frac{(r+c)^2}{4M^2}}} \cdot \sin(\omega t - \epsilon)$$

式中 $M\omega_0^2 = K$, 则 $\frac{F}{M\omega_0^2} = \frac{F}{K}$ 。因为 $\frac{F}{K}$ 表示在静力 F (电磁力幅值) 作用下, 刚度为 K 的弹簧所产生的静变形, 记为 x_j , 则 $\frac{F}{M\omega_0^2} = x_j$, 令

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4 \frac{\omega^2}{\omega_0^4} \frac{(r+c)^2}{4M^2}}} \quad (9-59)$$

则相对位移 $x = x_j \cdot \lambda \cdot \sin(\omega t - \epsilon)$ 。式中 $x_j \cdot \lambda$ 是振动状态下相对振幅的大小, 可见在同样幅值的激振力作用下, 振动的振幅 A 比静变形 x_j 放大或减小了 λ 倍, λ 被称为动态系数, 也可称为放大系数, λ 值的大小表示把不变力 F 换成同样幅值的简谐力 $F \sin \omega t$ 所引起

的变形的扩大程度。因为空载频率比 $Z_0 = \frac{\omega}{\omega_0}$, 阻尼系数 $n = \frac{r+c}{2M}$, 阻尼比 $b = \frac{n}{\omega_0} = \frac{r+c}{2M\omega_0}$, 代入式(9-59)即得

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{(1-Z_0^2)^2 + 4bZ_0^2}} \quad (9-60)$$

此式表示了动态系数 λ 主要由频率比 Z_0 和阻尼比 b 两个因子决定。若以 λ 为纵坐标, Z_0 为横坐标, 则可做出不同 b 值下的 $\lambda - Z_0$ 关系曲线, 如图 9-14 所示。该图反映了有阻尼振动系统的动力学特性, 对其讨论如下:

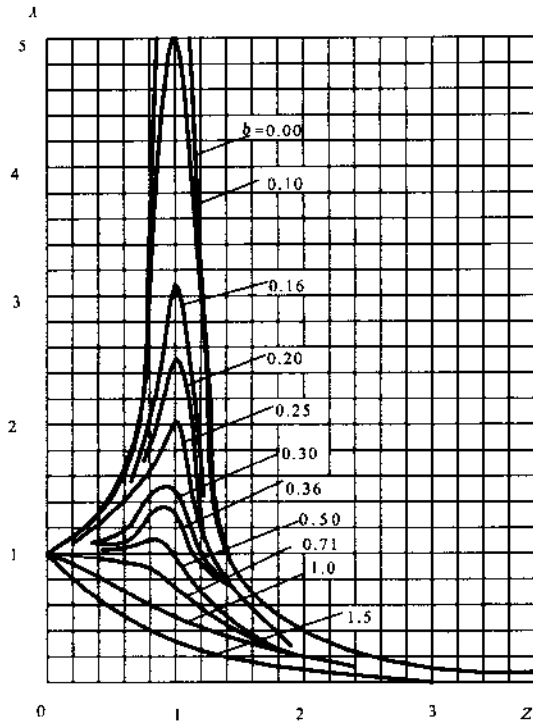


图 9-14 b 值不同时 λ 与 Z_0 关系曲线

①在 $Z_0 = 1$ 区域, 振幅显著增大, 称为共振区, 动态系数 λ 大大超过 1, 在共振区以较小的激振力可以获得较大的振幅, 证明 λ 的放大作用极为显著。在此区间, 系统的阻尼比 b 值越小, λ 值越大, 获得的振幅也越大。

②当激振频率远远小于固有频率 ($\omega \ll \omega_0$ 时), Z_0 趋近于 0, 此时的动态系数 $\lambda = 1$, 也就是振动质体的动态变形与同样幅值力的静变形接近相等, $A = x$, 系数没有放大作用。

③当激振频率远远大于固有频率 $\omega \gg \omega_0$, Z_0 趋近于 ∞ , 此时 λ 趋近于 0, 则系统振幅 $A = 0$, 说明由于激振力变化极其迅速, 振体因惯性而来不及响应, 也即 λ 越小表示振动系统对外加激振力的敏感程度越低。

④在共振区, 阻尼对振幅的影响十分灵敏, 阻尼稍有增大, 电振机振幅即显著下降。在此区间, 电振机的工作稳定性就差, 因此不能在共振区工作。

⑤在亚共振区, $Z_0 < 1$ 但又接近共振区, λ 值较大, 在此状态工作的电振机当阻尼增大

(如槽内物料增多时)时振幅随之减小。但同时物料增加使系统前质量 m_1 增大,又使固有频率 ω_0 减小,于是频率比 Z_0 更接近于 1,使振幅 A 又增大。因此,阻尼的变化使振幅的增减自动进行补偿,电振机就能自动维持比较稳定的工作状态。反之,如果电振机在过共振状态下工作,阻尼的变化使振幅朝着单一方向变化,没有自动补偿作用,致使电振机的工作状况不断恶化,不能进行正常工作。

据此,电振机的振动系统应设计成在近亚共振状态下工作,一般选择频率比为 $Z_0 = 0.8 \sim 0.95$ 。

三、动力学参数计算

1. 弹性元件选择和弹簧组合刚度计算

电振机的弹性元件包括主振弹簧和减振弹簧,根据工作需要可选用板弹簧、圆柱螺旋弹簧或橡胶弹簧。

板弹簧是由单片或多片优质弹簧钢(如 60Si2Mn)板叠装而成的,其片数可以增减,以此改变固有频率达到给定的频率比,这就叫“调谐”。板弹簧增减方便,易于调谐,但因受板弹簧挠度和弯曲应力的限制,此类激振器的相对振幅不能过大,一般 $A < 2\text{mm}$,而且弹簧总质量较大。

圆柱螺旋弹簧是用弹簧钢丝绕制后经热处理而成,其刚度为一定值不能调整,对此类电振机一般采用增减配重的办法来进行调谐。因螺旋弹簧允许有较大的变形,故允许的相对振幅较大,一般为 $A = 2.5 \sim 3\text{mm}$,其结构紧凑,质量较轻。

橡胶弹簧是近年来出现的弹簧类型,由于橡胶充填剂和制造工艺的不同,这类弹簧分为许多种且性能也各不相同。橡胶弹簧的特点是质量轻,内阻大,振幅稳定。但因橡胶弹簧的振幅较小,只适用于中小型电振机且大多用于作为减振弹簧。

电振机的主振弹簧和减振弹簧通常都不是单根安装,因此根据其组合方式不同,刚度计算方法也不同。弹簧的组合方式主要有串联、并联和反接三种,下面分别列出几种组合方式的刚度计算式。

(1) 串联 见图 9-15(a)所示电振机的主振弹簧和橡胶减振簧的连接,组合刚度 $K =$

$$\frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2}$$

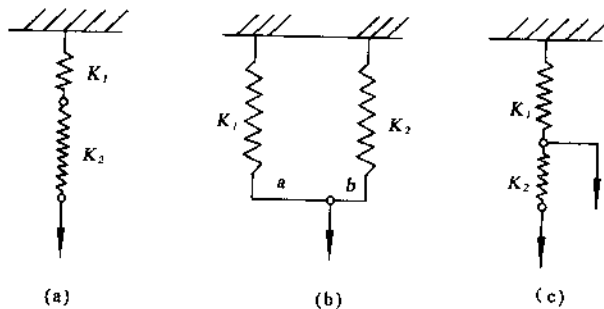


图 9-15 弹簧的组合方式

(2) 并联 见图 9-15(b) 所示悬吊式电振机的减振弹簧为两根并联, 组合刚度 $K = (a + b)^2 \cdot (a^2/K_2 + b^2/K_1)^{-1}$ 。

(3) 反接 见图 9-15(c) 所示激振器的螺旋主振弹簧的连接, 组合刚度 $K = K_1 + K_2$ 。

2. 减振弹簧刚度 K_1 、 K_2

按下式求出两个减振弹簧刚度之和:

$$K_1 + K_2 = (m_{p1} + m_{p2}) \cdot \frac{\pi^2 n_{0d}^2}{900}$$

式中 m_{p1} 、 m_{p2} ——机体 1 和 2 的质量;

n_{0d} ——减振系统固有频率, 一般取 $n_{0d} = 200 \sim 500$ 次/min;

K_1 、 K_2 ——质体 1 和质体 2 上的减振弹簧刚度, 按下式分配 K_1 和 K_2 的值:

$$K_1 = \frac{m_{p1}}{m_{p1} + m_{p2}} (K_1 + K_2) \quad K_2 = \frac{m_{p2}}{m_{p1} + m_{p2}} (K_1 + K_2)$$

3. 质体 1 和质体 2 的计算质量及诱导质量

在将双质体强迫振动简化为单质体强迫振动时, 我们已导出式(9-51)。其中的 M_0 称为诱导质量, 它是通过将减振弹簧归化后的 m_{10}' 和 m_{20}' 计算得到的。但是质体 1 和质体 2 的全部计算质量并不仅仅包括减振弹簧 K_1 、 K_2 的归化质量, 它还应包括主振弹簧的结合质量及负载时槽体内物料的结合质量, 下面分别予以讨论。

主振弹簧的结合质量是按照两个振动质体的质量大小将弹簧的全部质量分成两部分, 再乘以弹簧质量结合系数 K_k 来计算的。

$$m_{k1}' = K_k \cdot m_{k1} \quad m_{k2}' = K_k \cdot m_{k2}$$

式中 m_{k1}' 、 m_{k2}' ——主振弹簧的结合质量;

m_{k1} 、 m_{k2} ——主振弹簧按质体 1 和质体 2 分配的质量;

$$m_{k1} = m_k \cdot \frac{m_{10}'}{m_{10}' + m_{20}'} \quad m_{k2} = m_k \cdot \frac{m_{20}'}{m_{10}' + m_{20}'}$$

式中 m_k ——主振弹簧全部质量;

K_k ——弹簧质量结合系数, 对板弹簧: $K_k = \frac{17}{35}$, 对圆柱螺旋弹簧: $K_k = \frac{1}{3}$, 对圆柱形

压缩橡胶弹簧: $K_k = \frac{1}{3}$ 。

物料结合质量的大小与其运动状态有关, 当抛掷指数 D 较大时(振幅较大), 物料的结合质量就减小, 因为物料在 x 方向和 y 方向具有不同的非线性作用力(区间惯性力、区间摩擦力、冲击力等), 故物料在 x 、 y 方向具有不同的物料结合系数, 但当抛掷指数 $D = 2 \sim 3.3$ 时, 可以认为 x 方向的物料结合系数为 0, 所以物料的结合质量按下式计算:

$$m_s' = K_{m1} \cdot m_s$$

式中 m_s' ——物料质量向质体 1(只向质体 1)结合的质量;

m_s ——槽体及槽体内的物料的总质量;

K_{m1} ——物料结合系数。

根据抛掷指数 D 和振动方向角 ϕ 查 $K_m - D$ 曲线图 9-16。在分别计算出弹簧和物料的结合质量后, 质体 1 和质体 2 的完整的计算质量和诱导质量计算公式应是:

空载时

$$m_{t1}' = m_{p1} + K_{k1} \cdot m_k - \frac{K_1}{\omega^2}$$

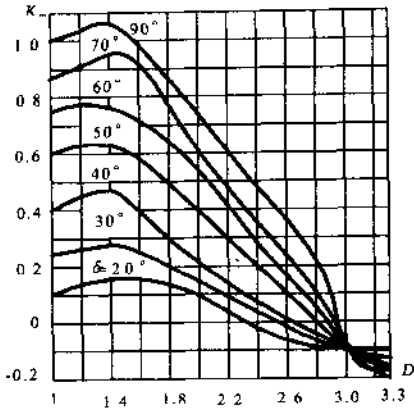


图 9-16 K_m 与 D 的关系曲线

负载时

$$m_2' = m_{p2} + K_{k2} \cdot m_k - \frac{K_2}{\omega^2}$$

$$M_m = \frac{m_1' \cdot m_2'}{m_1' + m_2'}$$

$$m_{1m}' = m_{p1} + K_{m1} \cdot m_s + K_k \cdot m_k - \frac{K_1}{\omega^2}$$

$$m_2' = m_{p2} + K_{k2} \cdot m_k - \frac{K_2}{\omega^2} \quad (\text{与空载同})$$

$$M_m = \frac{m_{1m}' \cdot m_2'}{m_{1m}' + m_2'}$$

4. 负载频率比 Z_0' 和空载频率比 Z_0

频率比的较佳值是指在此参数值时,电振机有较稳定的振幅和较小的激振力。一般是按照系统阻尼的大小,在下列范围内选取负载频率比 $Z_0' = 0.85 \sim 0.95$,制造厂在产品出厂前应将电振机的工作点调到所要求的空载频率比 Z_0 , Z_0 值由下式计算:

$$Z_0 = \sqrt{\frac{1 + \frac{\Delta m}{1+u}}{1 + \Delta m} \cdot Z_0'}$$

式中 Δm ——物料结合质量 m_s' 与质体 1 的空载计算质量 m_1' 之比, $\Delta m = \frac{K_{m1} \cdot m_s}{m_1'}$;

u ——空载下二质体计算质量之比, $u = \frac{m_2'}{m_1'}$ 。

5. 主振弹簧刚度 K

主振弹簧刚度 K 可以按空载频率比或负载频率比计算:

$$K = \frac{1}{Z_0^2} \cdot \frac{m_1' \cdot m_2'}{m_1' + m_2'} \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{1 - \Delta k_\delta} \quad \text{或} \quad K = \frac{1}{Z_0'^2} \cdot \frac{m_1 \cdot m' \cdot m_2'}{m_{1m} + m_2} \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{1 - \Delta k_\delta}$$

式中 $\frac{1}{1 - \Delta k_\delta}$ 是考虑到某些电振机漏感较大引起工作点漂移和实际频率比的改变而采用的修正值, Δk_δ 是实际弹簧刚度的变化率,也就是说当漏磁系数较大,定感系数 $\delta \neq 0$ 时,由于固有频率减小,相应地使主振弹簧的实际刚度变小。所以在设计主振弹簧时,应将求出的刚度值用系数 $\frac{1}{1 - \Delta k_\delta}$ 加以修正。在不同的定感系数 δ 下,实际弹簧刚度变化率 Δk_δ 值可从有关资料中查出。

由于电路内有不变电感和电磁铁漏感存在,使电振机工作点漂移,进而使电振机的调节特性变坏,所以在设计电振机时,应将 ϕ 值控制在 $0.15 \sim 0.1$ 的范围内。

6. 电振机槽体的振幅 A_1 及相对振幅 A

电振机槽体的振幅也就是质体 1 的振幅 A_1 , A_1 的值可按式(9-20)求出。质体 1 对质体 2 的相对振幅 A 可按计算质量与振幅成反比关系导出。相对振幅:

$$A = A_1 + A_2 = \frac{m_1' + m_2'}{m_2'} \cdot A_1 = \frac{m_1'}{M} \cdot A_1$$

电振机相对振幅的大小主要受电磁铁工作气隙的限制,因为增大气隙会带来很多不良后果,例如增大激磁电流,增大漏感,引起工作点漂移,调节特性恶化等,所以一般电振给料机均

采用高频率小振幅。例如半波整流电振机 $n = 3000$ 次/min, 相对振幅 A 一般为 $0.5 \sim 1$ mm。

7. 阻尼比 b 及相位差角 ϵ

阻尼这一振动参数至今没有精确的计算公式, 只能通过实测类似系统来求得。表 9-1 就是通过实验得到的可供参考的数据。

表 9-1 阻尼比实测数据表

槽体内物料质量与电振机诱导 质量比 m_s/M	0(空载)	0.5	1	1.5
阻尼比 b	0.005 ~ 0.025	0.04 ~ 0.06	0.06 ~ 0.08	0.08 ~ 0.1

根据已确定的阻尼比 b 值和负载频率比 Z_0' 可以计算出位移落后于激振力的相位差角 ϵ 。

对于频率比 $Z_0' < 1$, 也即亚共振状态下工作的电振给料机, ϵ 为 $0 \sim 90^\circ$, 一般常在 $0 \sim 35^\circ$ 。

8. 电磁激振力和激振力幅值 F'

电磁激振器工作时产生的电磁力由电磁学理论可导出以下近似表达式

$$F(t) = F_0 + F_1 \sin \omega t_1 + F_2 \sin \omega t_2$$

式中 F_0 ——平均电磁力, 是使弹簧产生静变形的常力;

F_1 ——一次谐波力幅值;

F_2 ——二次谐波力幅值;

t_1, t_2 ——一次和二次谐波激振力的时间。

因为在电磁振动给料机中, 通常选用的主振固有频率 ω_0 与一次谐波激振力的频率 ω 相接近, 所以由一次谐波激振力幅 F_1 所引起的振幅远远大于二次谐波力幅 F_2 所引起的振动, 将 F_1 称为激振力幅值 F' 。由式(9-57)相对振幅:

$$A = \frac{F' \cos \epsilon}{K(1 - Z_0'^2)}$$

负载状态为:

$$K = \omega_0^2 \cdot M_m = \frac{\omega^2}{Z_0'^2} \cdot M_m$$

将 K 值代入上式得:

$$F = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot M_m (1 - Z_0'^2)}{Z_0'^2 \cdot \cos \epsilon}$$

9. 电振机的功率 N

激振力单位时间内所做的功就是电振机的机械功率。功率为

$$N = \frac{1}{102 \eta} \cdot \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F \cdot S' d\omega t$$

式中 F ——激振力, $F = F' \sin \omega t$;

S' ——振动方向速度, $S' = A \omega \cos(\omega t - \epsilon)$;

η ——电磁铁效率, $\eta = 0.85 \sim 0.95$ 。

所以, 电振机功率

$$N = \frac{F'^2 \cdot Z_0'^2 \cdot \sin 2\epsilon}{408 \eta \cdot M_m \cdot \omega (1 - Z_0'^2)}$$

第五节 电振机电磁参数计算

在计算电振机的电磁参数前,应先选定以下原始数据:

- ①所需的激振力的幅值 F' 。
- ②给定的工作频率 ω 及相对振幅 A 。
- ③根据阻尼比 b 算出激振力与位移的相位差角 ϵ 。
- ④可使用的电压。
- ⑤给定的工作条件如环境温度、湿度等。

1. 电磁铁安装方式

电振机所需电磁铁可有若干种安装方式,如图 9-17(a)所示为垂直安装在基座中央。这种安装调试方便,结构紧凑,造价低廉,但所需电磁力较大,适应于小功率电振机。电磁铁还可以倾斜安装,即垂直于主振弹簧[如图 9-17(b)所示],也可以水平安装[如图 9-17(c)所示]。这两类常为多个电磁铁同时安装,必须将多个电磁铁并联连接使其同步工作,气隙大小也必须相等,故安装调整较难,结构较复杂庞大,造价高。但所需电磁力较小,适用于料斗大、上料速度高、需要吸力较大的电振机。

2. 激磁方式和调节方式的选择

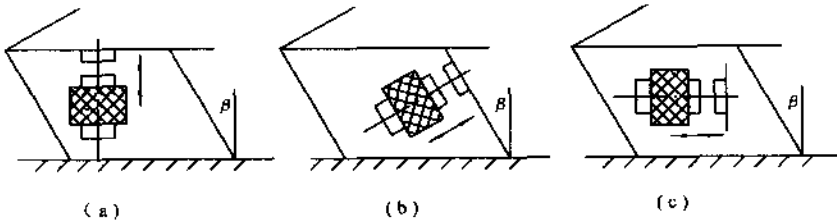


图 9-17 电磁铁安装方式

根据对电振机工作频率和振幅的要求来选择激磁方式,目前采用的激磁方式主要有以下几种(见图 9-18)。

(1)交流激磁 振动频率为 6000 次/min,机体双振幅一般不大于 1mm,故所需电磁铁气隙小,漏磁少,电流也小。由于振幅小,因此适用于给料量小的场合。当采用这种激磁方式时,可以通过变阻器或调压器对振幅进行调节。电阻调节的缺点是功率损耗大,易引起工作点漂移。调压器调节的缺点是控制设备笨重,造价高。这两种方式均不能进行自动调节。

(2)半波整流激磁 振动频率为 3000 次/min,机体双振幅一般为 1~1.75mm,由于工作频率比交流激磁降低 1/2,故所需的弹簧刚度和数量约为前一种的 1/4 左右。由于振幅大,所以输送速度也比前者提高,但因电磁铁气隙增大,故使漏磁增加,电流增大,功率因数降低。这种激磁方式常采用调压或调电阻进行振幅调节,常用于小型电振机。

(3)半波加全波整流激磁 振动频率为 3000 次/min,机体双振幅一般为 1~1.5mm,通常采用调压器调节直流电流的方式进行振幅调节,这种激磁方式比半波整流激磁方式的功

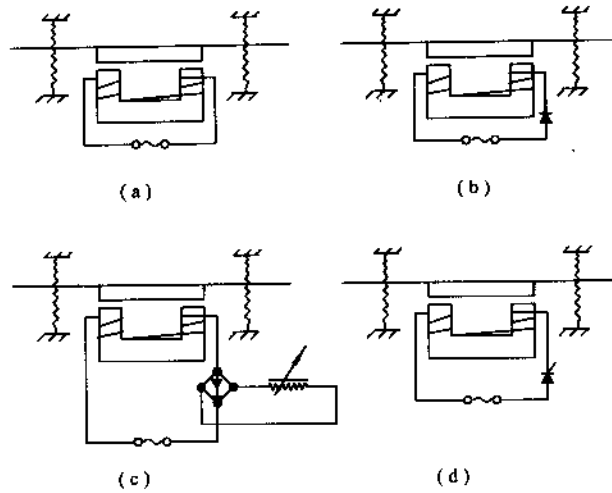


图 9-18 各种激磁方式示意图

率因数高,但由于电路较复杂,电磁铁容易饱和,控制设备笨重,因不能进行自控而被可控半波整流方式所取代。

(4)可控半波整流激磁 振动频率为 3000 次/min,机体双振幅为 1~1.75mm。由于直接用可控硅进行振幅调节,因而控制设备体积小,重量轻,造价低,振幅的调节范围大,并易于实现自动控制,所以近十年来得到了迅速发展,其缺点是功率因数低。

3. 铁心型式的选择

合理的铁心结构可以使硅钢片材料消耗和加工工时大为减少,并有利于安装调节。常用的电磁铁铁心形式有 3 种(图 9-19):

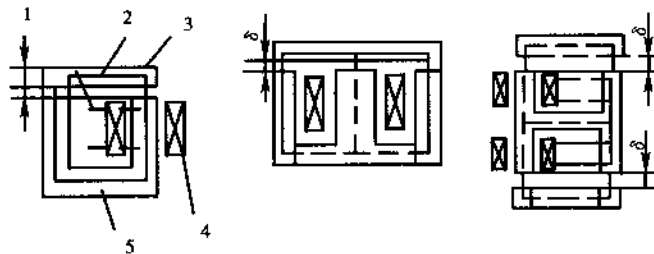


图 9-19 电磁铁形式

1—漏磁通 2—主磁通 3—衔铁 4—线圈 5—铁芯

- (1)“II”型铁心 结构简单,漏磁少,但不紧凑,从经济性考虑常用于大型电振机。
- (2)“III”型铁心 结构较紧凑,便于安装,但漏磁较大,用于小型电振机。
- (3)“H”型铁心 结构较复杂,调节较困难,但弹簧不产生静变形,目前只在少数电振机中采用。

4. 铁心截面积 S_T (磁极总面积的一半)

$$S_T = \frac{F'(1+A_0)^2}{78.4C_1C_2C_3[B_m]^2}$$

式中 F' ——电磁激振力幅值(N);

C_1 ——电磁激振力幅值与基本电磁力比值,见表 9-2;

A_0 ——电振机特征数,见表 9-2;

C_2 ——电路内电阻对电磁力影响系数, $C_2 = 0.8 \sim 0.95$;

C_3 ——磁力线扩张系数,通常 $C_3 = 1.02 \sim 1.05$;

$[B_m]$ ——最大许用磁通密度,通常为 $1.2 \sim 1.8T$,劣质硅钢片(D41 ~ D44)取较小值,优质硅钢片(D31 ~ D33)取较大值。

表 9-2 C_1 与 A_0 值

参数	交流激磁	半波整流	半波加全波整流	可控半波整流
C_1	0.5	2	4	2
A_0	0	1	2	1

5. 电磁铁安装气隙及平均工作气隙

平均工作气隙 $\delta = (1.2 \sim 1.3)A$, 即当衔铁与铁心相对运动到最接近的极限位置瞬间,二者应有 $0.2 \sim 0.3mm$ 间隙。

电磁铁安装间隙,应为平均工作气隙与平均电磁力作用下的相对静位移之和:

$$\delta_a = \delta_0 + \frac{F_0}{K}$$

式中 K ——主振弹簧刚度;

F_0 ——平均电磁力,可由基本电磁力和激振力幅值求出。

根据: $F_0 = \left(\frac{1}{2} + A_0^2\right) \cdot F_a$, F_a ——基本电磁力, $F_a = \delta_0 + \frac{F'}{2A}$, 可以求出表 9-3 中的值。

表 9-3 F_0 的计算参数

参数	交流激磁	半波整流	半波加全波整流	可控半波整流
特征数 A_0	0	1	2	$\cos\epsilon$
平均电磁力 F_0	F'	$1.124F'$	$5.0625F'$	$\frac{1+2\cos^2\epsilon}{4\cos\epsilon} \cdot F'$

注: F' ——二次谐波力幅, ϵ ——可控硅触发角。

除以上五条之外,还应考虑铁心的磁通和线圈匝数、电流的有效值、导线截面积等。

第六节 振动料斗参数选择及设计要点

一、概 述

电磁振动料斗是电振机的又一种形式。它具有结构简单,体积小,调节方便,可对单件物品进行定向排队等优点,在轻工业生产中采用较为普遍。它与直线往复电磁振动给料机相比在结构上有若干特点,但在基本工作原理上是相同的。本节主要介绍振动料斗的设

计特点。

振动料斗的结构特点为:

(1)料斗呈圆盆形,底部常为圆锥形隆起,料斗内臂有升角为 α 的螺旋料槽。物料在振动过程中从底部沿料槽有序地螺旋上升,出料口在料斗上部。如在料槽内出料口设置定向装置,则可在供送料的同时实现物料的定向排队。

(2)主振弹簧是料斗底部沿切向倾斜均布的三个弹簧杆或弹簧板。在电磁力的作用下,料斗作扭转式上下振动,物料也就受到沿切向且与水平成 β 角的作用力。料斗展开后,物料的受力和运动也是与直线料槽基本相同的。因此,物料输送原理和运动学参数选择基本上与直线往复式电振机相同。

(3)从振动系统来看,振动料斗也是双质体强迫振动系统,它的力学模型如图 9-20。此振动系统向单质体振动系统的简化及动力学参数的选择原则上也与直线往复式相同,但振动料斗缺少一组减振弹簧 K_1 。并且料斗是由同步的往复垂直运动和往复定轴转动所构成的复合运动,因此应该用转动惯量计算回转运动的惯性力。

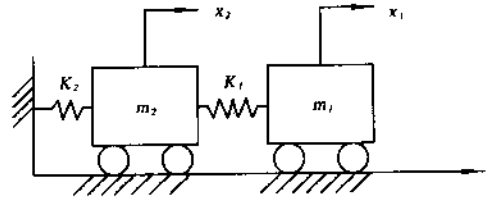


图 9-20 振动料斗力学模型

二、振动料斗设计要点

1. 理论平均输送速度(单件物品) v_p (mm/min)

$$v_p = \frac{Ql}{h}$$

式中 Q ——所要求的单件产品供料生产率(件/min);

l ——工件沿前进方向的长度(mm);

h ——上料系数(或称产品充满系数), $h = 0.6 \sim 0.9$ 。

2. 料槽升角 α

当工件在料槽内排列长度有一定要求时, α 角过小,会增加料槽圈数或料斗直径; α 过大会影响上料速度。一般取 $\alpha = 1^\circ \sim 6^\circ$, 通常取 $\alpha = 1^\circ \sim 3^\circ$, 料槽与物料摩擦因数大者可取较大值。

3. 弹簧安装角 β

振动料斗的弹簧上端如固结在料斗直径 D 圆周上,则弹簧安装角 $\beta = \alpha + \varphi$, 有时为了减小结构尺寸,常把弹簧固结点设在料斗直径内某一点上,如图 9-21 所示。由于固结点的改变, β 角也应作相应的改变才能保证工件仍具有与固结点改变前相同的振动效果。

图 9-21 所示弹簧固结点从 A 点移到 D 点,为保证料槽上的工件仍具有相同的振动效果就必须保证 A 、 D 两点具有相同的垂直升降量 h 和相同的扭转角 θ 。

当弹簧固结于 A 点时,激振力方向为 AC , 每振动一次的垂直升降量设为 $h = BC$, 转角为 $\theta = \angle AOB$, 此时 $\beta = \alpha + \varphi$, 所以

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{h}{R \cdot \theta}$$

即

$$h = R \cdot \theta \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

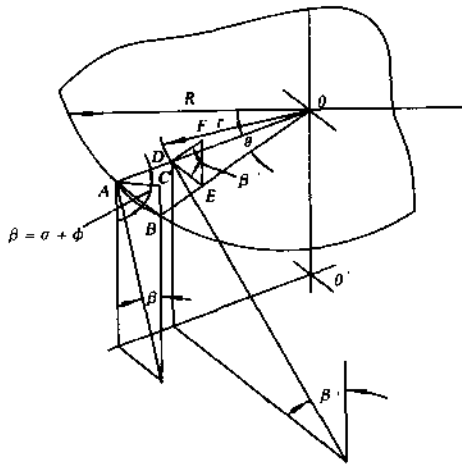


图 9-21 振动料斗安装几何示意图

当弹簧固结于 D 点时,根据等效条件,具有相同的升降量 h 和转角 θ ,可做出 $\triangle DEF$,所以具有相同作用的激振力方向应为 DF 方向,于是弹簧应与 DF 垂直,由此可得 $\beta' = \angle FDE$,所以有

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{EF}{DE} = \frac{h}{r \cdot \theta}$$

式中 r 与 R 分别为固结点在 D 点和 A 点的半径。它具有相同的 h 值,则有

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{R}{r} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

因此可得到改变固接点后的弹簧安装角值:

$$\beta' = \arctg \left[\frac{R}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \right]$$

当 $r = R$ 时, $\beta' = \beta = \alpha + \varphi$ 。

弹簧安装方向应该向螺旋料槽升角的反方向倾斜,而且弹簧的水平投影应切于料斗底部的固接点所在圆。

4. 计算质量 m_1' 、 m_2' 和诱导质量 M

料斗的扭转振动是由垂直方向的线位移和水平方向的角位移合成的,因此料斗在垂直方向的惯性力为

$$F_{\text{垂}} = m_1 \cdot a_{\text{垂}} = m_1 \cdot a \cdot \sin \beta$$

料斗在水平方向的惯性力为

$$F_{\text{水}} = \frac{J_1}{r_1^2} \cdot a_{\text{水}} = \frac{J_1}{r_1^2} \cdot a \cdot \cos \beta$$

式中 a ——料斗振动方向上的加速度;

J_1 ——料斗各分散质量相对中心轴的转动惯量总和;

r_1 ——料斗中心到弹簧固结点的距离;

β ——激振力方向与水平面夹角;

m_1 ——料斗自身质量与物料结合质量之和。

根据料斗折算前后惯性力相等的等效原则来求料斗的计算质量,也就是 $F_{\text{垂}}$ 与 $F_{\text{水}}$ 在激振力方向的投影之和应等于计算质量在此方向的惯性力。由

$$m_1' \cdot a = F_{\text{垂}} \cdot \sin \beta + F_{\text{水}} \cdot \cos \beta$$

则可得

$$m_1' = m_1 \cdot \sin^2 \beta + \frac{J_1}{r_1^2} \cdot \cos^2 \beta$$

同理可得基座计算质量:

$$m_2' = m_2 \cdot \sin^2 \beta + \frac{J_2}{r_2^2} \cdot \cos^2 \beta$$

所以诱导质量:

$$M = \frac{m_1' \cdot m_2'}{m_1' + m_2'}$$

上述计算质量未包括弹簧结合质量,若精确计算时,可与直线料槽相类似的办法增加弹簧结合质量。

5. 主振弹簧刚度 K 的确定

主振弹簧常采用板弹簧和圆柱形杆弹簧。圆柱杆弹簧的刚度在垂直于轴线的任何方向上都是相同的,故安装时方向精度要求不高。圆柱杆弹簧调谐可以采用改变弹簧长度来实现。

主振弹簧的刚度是 i 根弹簧并联后的组合刚度,故每根弹簧的刚度为

$$K = \frac{M}{i} \omega_0^2 = \frac{M \omega^2}{i Z_0^2}$$

式中 i ——弹簧根数;

M ——诱导质量。

6. 弹簧截面尺寸及弹簧最小截面的确定

对于圆柱杆弹簧和板弹簧可以按两端安全紧固的梁来计算截面,由材料力学可知

$$K = \frac{12EI}{l^3} = \frac{M \omega^2}{i Z_0^2}$$

对于圆柱形杆弹簧截面惯性矩, $I = \frac{\pi d^4}{64}$;

对于矩形载面板弹簧截面惯性矩, $I = \frac{bh^3}{12}$ 。

弹簧的截面尺寸 d 或 $b \cdot h$ 可由上列公式求出。

弹簧的最小长度应以它所承受的最大应力 σ_{\max} 不超过许用对称循环弯曲疲劳应力 $[\sigma_{-1}]$ 为准,故最大应力

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{-1}]$$

式中 M ——最大弯曲力矩, $M = \frac{6Ely}{l^2}$;

Y ——弹簧挠度,可按式决定:

$$Y = 0.8A = 0.8(A_1 + A_2) = 0.8A_1 \left(1 + \frac{m'_1}{m'_2}\right)$$

W ——抗弯截面模量,圆柱杆 $W = \frac{\pi d^3}{32}$,板弹簧 $W = \frac{bh^2}{6}$ 。

7. 料斗结构

常用的料斗结构有两种,带内螺旋料槽的圆柱形料斗,结构工艺性较好;带内螺旋料槽的圆锥形料斗,适用于复杂的或较高的工件,但因上下直径不同,故其速度亦不相等。

图 9-22 中的圆柱形料斗 1 与托架 2 可根据工件形状不同进行更换。面上料机构的主体(包括料斗底盘 3 及其衔铁,电磁振动器,支承弹簧 4 和基座等)是通用的。其优点是可以标准化、系列化,进行批量生产,便于用户选用。铁心与衔铁之间的气隙 δ 可用螺钉 5、7 调节,然后用螺钉 6 顶紧。系统的固有频率可改变弹簧长度来调节。

图 9-23 中的锥形料斗 5 是与弹簧 7 直接连接,而与料斗底部相分离的。附加料斗 2 的作用是可以加大工件容量而不增大料斗尺寸,工件可从其四周出料口流出。分离底 3 只起承载工件的作用,而不参与振动,但可以浮动,便于工件滑入料槽。其优点是可以增加工件容量而不改变固有频率,使料斗能始终在谐振状态下工作,上料速度较高。

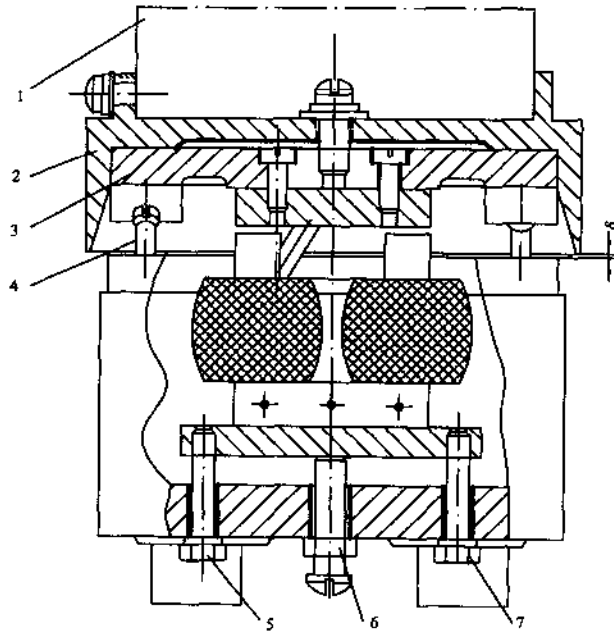


图 9-22 通用型振动料斗
1—料斗 2—托架 3—底盘 4—弹簧 5、6、7—螺钉

小型料斗,其螺旋料斗槽常与料斗做成整体式。中、大型料斗的螺旋料槽常采用镶片式,即先在料斗内壁镗出一条 2~3mm 深的螺旋槽,然后将径向切开的圆环片镶焊在料槽上。

为了使工件能顺利地从小料斗底部滑入螺旋料槽起点,料斗底部应做成锥形,一般锥顶角

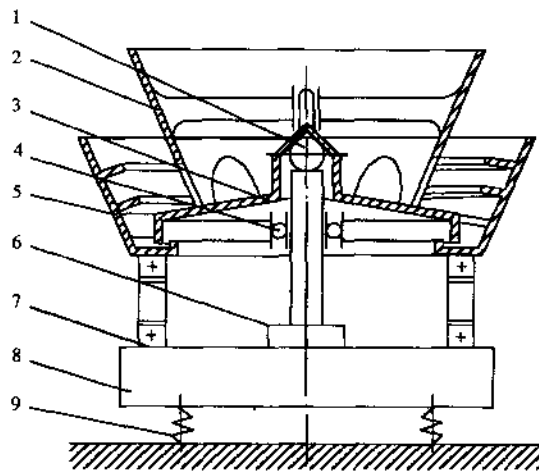


图 9-23 料斗底部与料槽分离浮动的振动料斗
1—钢球 2—附加料斗 3—分离底 4—轴承 5—料斗
6—支柱 7—弹簧 8—基座 9—消振弹簧

为 $170^{\circ} \sim 176^{\circ}$ 对摩擦因数较大, 或小尺寸的片状工件, 其锥顶角可取下限。

为了消除噪声, 可在料槽表面覆盖一层耐摩擦橡胶板或将整个料斗用硬塑料制成。

为了防止电磁铁的磁力线穿透料斗底部而磁化工件, 可在料斗底部装一块铝片。

8. 料斗材料

料斗材料应选较轻的, 常用的有铝、铜、不锈钢、有机玻璃及硬塑料等。铝较轻, 但表面粗糙; 铜加工方便, 而且不会磁化, 但重量不轻; 不锈钢表面光洁, 但加工困难, 而且较重, 成本亦高; 有机玻璃和硬塑料都比较轻, 而且表面光滑。

9. 料斗基本尺寸确定

基本尺寸如图 9-24 所示。

(1) 螺旋料槽螺距 t 当升角 α 已定时, 螺距 t 越大则料斗直径越大, 为紧凑尺寸, t 以不让两个重叠工件同时通过为宜;

$$t = 1.6h + S$$

式中 h ——工件在料槽上的高度 (mm);

S ——料槽板厚度, 一般取 $1.5 \sim 2\text{mm}$ 。

当工件为楔形, 或有在料槽内卡住的可能时, 则要另采取措施, 如使料槽向心倾斜等。

(2) 料斗外径 $D_{\text{外}}$ 当 t 、 α 已定时, 料斗外径为

$$D_{\text{外}} = D_{\text{中}} + b + 2e$$

式中 $D_{\text{中}}$ ——料斗中径, $D_{\text{中}} = \frac{t}{\pi \tan \alpha}$ (mm);

b ——料槽水平宽度, 一般比工件宽度或直径大 $2 \sim 3\text{mm}$;

e ——料斗壁厚 (mm)。

对于细长工件, 要考虑料槽曲率半径对工件移动的影响, 因此料斗外径还应满足 $D_{\text{外}} \geq (8 \sim 12)l$, 式中 l 为工件前进方向长度, 一般取两式计算结果中的最大值。

(3) 料斗高度 H 在保证料斗有一定容量的前提下, 尽量取小些, 以减轻工件间的相互挤压, 便于工件分离并滑向料槽, 一般取 $H = (0.2 \sim 0.4) D_{\text{外}}$ 。

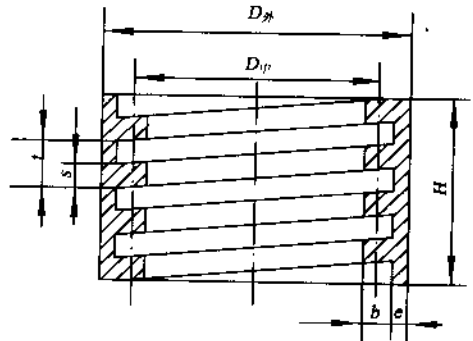


图 9-24 料斗基本尺寸

三、振动料斗的调试

由于影响振动料斗正常工作的因素较多, 因此, 实际情况难免与原设计要求有出入, 必须经过适当调试后才能使用。需要调试的内容如下:

(1) 工件前进速度 工件前进速度不均匀、不稳定, 出现两边上料速度快慢不同, 以及后面工件挤推前而工件现象。这主要是几根弹簧振幅不等, 而使料斗各部分振动加速度不一致的结果, 影响振幅不等的因素有:

- ① 弹簧的材料成分、性能及尺寸不一致;
- ② 弹簧安装位置不对称;
- ③ 各电磁铁的气隙大小不相等;
- ④ 连接处螺帽、螺钉有松动;

⑤如工件只跳不前,主要是振幅或弹簧倾角过大造成的。

(2)工作时噪声较大,其原因有:

- ①电磁铁气隙太小,铁心与衔铁发生碰撞;
- ②电磁铁铆合不良,有漏磁,产生嗡嗡叫声,应重新铆合或更换电磁铁;
- ③连接处螺母有松动。

(3)供料与机器运行不同步 料斗送料率与实际机器生产率不相适应。因送料率与振幅及激振电源频率成正比,故其调节方法可以有以下两种:

①改变振幅值调节送料率。因振幅与激振力成正比,而激振力与外加电压平方成正比,以及与线圈匝数平方成正比等,故改变外加电压及线圈匝数就能调节振幅值。电压常采用调压器或可变电阻进行调节。改变线圈匝数调节激振力较简单,但不能实现无级调节。此外,振幅的大小还可以通过改变电磁线圈中的电流大小来调节。

②改变激振电源频率调节送料率。因频率提高后,工件跳跃次数增多,即使在振幅固定的情况下,也能提高料斗送料率。但这种方法比较复杂,用得不多。

四、振动料斗的设计参考技术数据

表9-4、表9-5分别列出了普通振动料斗和底部与料槽分离浮动振动料斗的技术数据,可供设计参考。

表9-4 普通振动料斗的技术数据

工件最大长度/mm	4	10	16	20	25	30
工件最大质量/kg	0.05	0.3	0.7	2.0	5.0	10
料斗直径/mm	60	100	160	200	250	315
总体高度/mm	110	190	250	320	330	410
电压/V	220					
电流/A	0.087	0.22	0.22	0.44	0.44	1.09
功率/W	20	50	50	100	100	250
工件最大移动速度/(m/min)	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0
振动料斗重量/kg	1.1	2.8	3.8	10.5	20.5	51.5

表9-5 底部与料槽分离浮动的振动料斗技术数据

料斗直径/mm	300	400	540	640	850
总体高度/mm	360	385	415	455	515
电压/V	220				
电流/A	1.18	1.18	2.9	2.9	2.9
功率/W	360	360	640	640	1080
工件最大移动速度/(m/min)	10	10	10	10	10

第十章 自动机械的控制、调节及机电一体化

第一节 概 述

控制系统的作用是保证工作机的所有机构,能严格按照预定的顺序,协调地、有节奏地实现运动和停止运动,使工作循环得以周而复始地进行。控制系统对生产率和工作可靠性影响很大,因此,要求控制准确、灵敏、可靠、耐用和调整方便。

一、控制技术的种类及特点

工作机的机械化和自动化,早期主要是依靠凸轮、靠模和自动停车等方法来实现。随着科学技术的发展,许多新的控制技术,已被广泛应用于实现生产过程的自动控制。目前常用的控制技术可归纳为四大类:

1. 机械控制

机械控制主要是由分配轴、凸轮、从动杆及一些调整环节所构成。分配轴上的凸轮根据各执行机构的运动要求,设计成相应的轮廓形状,并按工作循环图的规定,在分配轴上严格保持相互间的相位角,从而使工作机上的各执行机构,能严格按照预定的程序和时间进行协调的运动。当加工对象变更时,则应按照新的工作循环图调整凸轮间的相位位置,有时还需要换上为新的加工对象而预制的新凸轮。因此机械结构比较复杂,调整较费事,但比较可靠和易行,应用较成熟。它主要适应大批大量生产中的专用自动机和半自动机上。

2. 流体控制

流体控制是利用流体的各种控制元件及装置,组成控制回路,进行自动控制。流体控制分为液压控制和气动控制两种。

(1) 液压控制 液压传动与控制是以液压油作为工作介质,进行能量传递和控制的一种形式。液压装置工作平稳,重量轻,惯性小,反应快,易于实现快速启动、制动和频繁的换向,能在大范围内实现无级调速(调速范围可达 2000),它还能在运行的过程中进行调速。液压系统易于自动化,它对液体压力、流量或流动方向易于进行调节和控制。当将液压和电气控制、电子控制或气动控制结合起来时,整个传动装置能实现很复杂的顺序动作,也能方便地实现过程控制。

液压系统的缺点是,在工作过程中有较多的能量损失(摩擦损失、泄漏损失等);对油温的变化比较敏感,工作的稳定性容易受到温度的影响,因此它不宜在很高或很低的温度条件下工作;油液具有易燃性,有引起爆炸的危险;油液中有空气会引起工作机构的不均匀跳动;就处理小功率信号的数学运算、误差检测、放大、测试与补偿等功能而言,液压装置不如电子装置那样灵活、线性、准确和方便,因而在控制系统的小功率部分,一般不宜采用,主要应用于线路和系统的动力部分。

(2) 气动控制 气动控制技术是利用压缩空气作为传递动力或信号的工作介质,配合气

动控制系统的主要气动元件,与机械、液压、电气(包含 PLC 控制器和微机)等部分或全部综合构成的控制回路,使气动元件按生产工艺要求的工作状况,自动按设定的顺序或条件动作的一种自动化技术。与液压控制比较,动作迅速,反应快,使用的元件和工作介质成本低,便于现有设备的自动化改装,能在恶劣的条件下正常工作。气动控制的缺点是运动的平稳性较差,有噪声,控制元件体积较大。

在气动控制系统中,作为完成一定逻辑功能的气动逻辑元件,由于其结构简单,成本低廉,耗气量小,抗污染能力强,对气流的净化要求低,所以在气动控制中也有非常广泛的应用。

3. 电气控制

电气控制由电动机,各种低压电器(如接触器、继电器、电磁阀、行程开关等)和保护电器(如熔断丝、热继电器等),通过导线连接而组成。当工作机各执行机构工作时,利用行程、压力或时间的变化,通过电器元件触头接通或断开电动机、电磁铁或电磁阀的电路,以改变各机构的运动状态。

这样有触点的电器控制反应慢,长时间工作后,触点会烧毛,造成工作不可靠。但构造简单,造价低,使用方便。

4. 计算机控制(电子控制)

目前以电子控制,特别是以电子计算机控制技术为核心的数字控制新技术,日益广泛地应用于各类机器设备的自动控制中。计算机的微型化、高速、大内存、高性能,促进了工业自动化,导致了制造工业机电一体化变革,机电一体化技术已从早期的机械电子化变为机械微电子化和机械计算机化。在控制过程中,微型计算机收集和分析处理信息,发出各种指令去指挥和控制系统运行,还提供多种人机接口,以便观测结果,监测运行状态和实现人对系统的控制和调整。微型计算机的功能,大致可以归纳为以下几个方面:

①对机械工业生产过程的直接控制。其中包括顺序控制,数字程序控制,直接数字控制。

②对机械生产过程的监督和控制。如根据生产过程的状态、原料和环境因素,按照预定的生产过程数学模型,计算出最优参数作为给定值,以指导生产的进行,也可直接将给定值送给模拟调节器,自动进行整定、调整,传送至下一级计算机进行直接数字控制。

③在机械工业生产过程中,对各物理参数进行周期性或随机性的自动测量,并显示、打印记录结果供操作人员观测;对间接测量的参数和指标进行计算、存储、分析判断和处理,并将信息反馈到控制中心,制定新的对策。

④对车间或全厂自动生产线的生产过程进行调度和管理。

⑤直接渗透到自动机械产品中形成带有智能性的机电一体化新产品,如机器人、自动包装机械,智能仪器等。

机电一体化系统的微型化、多功能化、柔性化、智能化、安全可靠、低价、易于操作的特性,都是采用微型计算机技术的结果。微型计算机技术是现代自动机械中最活跃,影响最大的关键技术。

近代的控制系统均由微机和其它控制部件组成,利用软件实现各种控制。由微机组成的控制装置有多种,初期的微机控制多为单板机,如国内最先推出的简易车床数控系统即属此类,后随着 PC 机的推广应用,出现了 PC 机经扩展而成的微机测控系统,但其环境适应性

较差,以后又较多采用可靠性较高的 STD(Standard 标准)总线系统和工业 PC 机,近几年又在推广性能更优越的可编程序控制器(PLC)。

上述各类控制技术的性能见表 10-1。

表 10-1 各种控制方式的比较

项目	机械式	电气式	电子式	液压式	气动式
输出力	中等	中等	很小	很大 (10^5N 以上)	大 (约 $3 \times 10^4\text{N}$ 以下)
动作速度	低	很高	很高	稍高 (约 1m/s)	高 (约 17mm/s)
信号响应	中等	很快	很快	慢	快
位置控制	很好	很好	很好	好	好
遥控	不好	很好	很好	很好	好
安装的限制	很大	小	小	小	小
速度控制	不好	很好	很好	很好	好
无级变速	不好	好	很好	很好	好
元件结构	普通	稍复杂	复杂	稍复杂	简单
动力源中断时	无法动作	无法动作	无法动作	有蓄能器时可动作	可动作
管线	(无)	比较简单	复杂	复杂	稍复杂
保养需求	高	中等	中等	中等	低
保养技术	简单	需要	特别需要	简单	简单
危险性	几乎没有	注意漏电	几乎没有	注意引火性	几乎没有
体积	大	中等	小	小	小
环境温度	普通	高时要注意	高时要注意	普通 (约 70°C 以下)	普通 (约 100°C 以下)
环境湿度	普通	高时要注意	高时要注意	普通	注意凝结水
腐蚀性	普通	大时要注意	大时要注意	普通	注意氧化
振动	普通	大时要注意	大时要注意	不必担心	不必担心
构造	普通	稍复杂	复杂	稍复杂	简单

二、控制系和控制系统的组成

控制系统的每一个控制作用,由一定的控制系完成。控制系通常由发令器、转换器、执行器等三个环节组成,如图 10-1 所示。

1. 发令器

发令器的作用,是按预定的要求发送控制的原始指令。

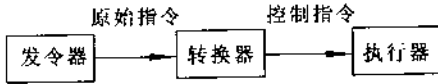


图 10-1 控制系的组成环节

按发出指令的能量形式不同,发令器有电的、光电的、机械的、气动的和液压的等,如按钮、挡铁—行程开关、行程阀、工作机分配轴上的凸轮、仿形机床上的靠模、各种自动度量仪、压力继电器、速度继电器以及时序信号发生器等。

2. 执行器

执行器是最终完成控制作用的环节,它直接控制工作机的运行部件按工序要求进行动作(如移动、转动、电动机正反转等),以完成加工任务。

按能源形式的不同,执行器有机械的、电力—机械的、液压—机械的或气动的多种。例如,拨叉、插销、接触器、电磁铁、电磁离合器、电动机、主控阀等。

3. 转换器

转换器的作用,是将发令器所发出的指令传送到执行器。它可以是简单地传递指令,但更多的是在传递过程中改变指令的量 and 质。属于量的转换的,如将指令的能量放大和缩小;将指令传到执行器的时间滞后于发令时间等。属于质的转换的,如将传到执行器的指令的能量形式改变,例如将电的原始指令转换成液压的或气动的指令,或者相反,然后再传给执行器。

常用的转换器有各种机械传动机构、电子放大器、液压放大器、中间继电器、液压气动中继器等。它们通常是机械、液压、气动、电和光电的各种元件的组合。

当执行器的功率很小时,发令器可直接将原始指令传给执行器,而不需要设置中间转换器。假如一个发令器只控制一个执行器,称为简单的控制系;若控制几个同时动作的或按先后次序动作的执行器,如放松、送进和夹紧棒料,称为复杂的控制系。

控制系的种类很多,它的命名是根据发令器和执行器的能量形式而定的,如发令器是电动的,而执行器是液压的,称为电力—液压控制系。

工作机的各控制系由中央控制器联系起来成为工作机的控制系统。中央控制器,例如机械控制系统中的分配轴、程序控制系统中的信号分配回路等,其作用是使各控制系按预定的先后次序完成控制作用。

第二节 控制方式

控制系统按其控制依据(或称控制原则)分为时间控制、行程控制和时间、行程混合控制三种类型。

一、时间控制

时间控制系统具有中央控制器(即发令器、分配器),指令集中从这里发出,故又称为集中式控制。这种控制系统的特点,是指令的程序和特征是预先规定好的,由中央控制器每隔一定的时间发出指令,使控制的各执行元件严格地按照此时间动作,不因被控制对象实际执行指令的情况而改变,因而工作不安全,即当某工作部件不按预定的规律动作时,其它工作部件仍按预定时间运动,故有可能发生碰撞或干涉等事故。但发令器集中在一起,调整较方便。图 10-2 所示为分配轴式中央控制器。

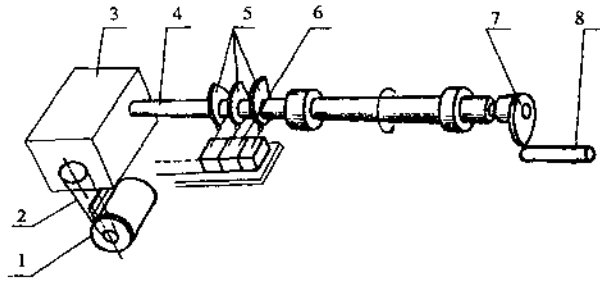


图 10-2 分配轴式的中央控制器

1—电机 2—传动带 3—变速箱 4—分配轴 5、7—凸轮
6—微动开关 8—拨位销

图 10-3 所示为用码盘控制的中央控制器。微电机 6 带动码盘 1 匀速转动,码盘上的长槽转到信号喷嘴 3 和与其相应的接收喷嘴 2 处时,发出气讯号。码盘上小孔转到光源 5 和光电元件 4 之间时,发出光电信号。码盘上各槽的工作角 β 和相互夹角 ψ ,由工作循环图确定。

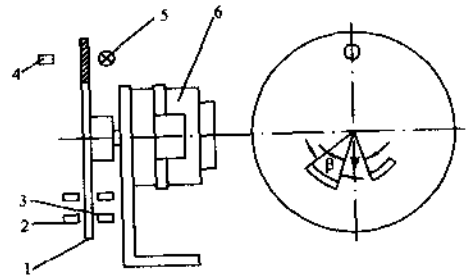


图 10-3 码盘式中央控制器

在电子、气动逻辑控制中,控制对象的各执行元件严格按照一定的时间间隔进行动作的控制,称为时间程序控制系统,简称时序系统。这种系统主要由信号分配回路,时序信号发生器及执行元件等三部分组成。方框图如图 10-4 所示。时序信号发生器发出的时间信号,通过信号分配回路,按一定时间间隔分配给相应的执行机构,使其动作。

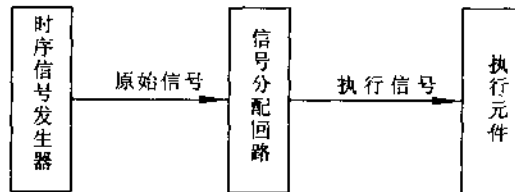


图 10-4 时控系统方框图

所谓时序信号发生器,是按一定时间基准,简称时基(如 1s、10s、1min 等),从不同输出端引出时间信号的装置。时序信号发生器输出两个相邻信号的时间间隔,为最小间隔时间 (t_{min}),它是程序控制所能允许的最短工作节拍时间。从第一个时间信号到最后一个时间信号输出的总时间 (Nt_{min}),即为时间程序控制所能完成的最大周期。 N 为时序信号发生器输出端数目,通常称为容量。为了适应各种控制对象的需要,并考虑它的通用性,时序信号发生器必须设有多个输出端,这样做是很不经济的。所以在通用回路中,时序信号发生器的容量一般仅按最长一个节拍的工作时间来考虑,但在每一节拍结束后,应先将时序信号发生器复位,而后再重新计时,发出下一个动作信号。连接框图见图 10-5。复位信号可以从信号

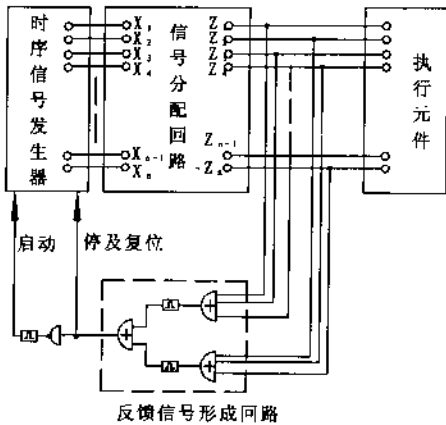


图 10-5 通用时控系统连接框图

分配回路的输出端引出,但若简单地将全部 Z_1 、 \dots 、 Z_n 通过或门叠加以后,立即反馈到时序信号发生器进行复位,是有困难的,因为 Z_1 、 Z_2 、 \dots 、 Z_n 是一个节拍接一个节拍输出的方波,相邻的方波间毫无间隙,叠加以后将变成一个固定的信号输出,所以中间必须加脉冲形成回路。为了减少脉冲形成回路的数量,可以用奇偶排列方式组合起来(见图 10-5)。这部分回路称反馈信号形成回路,其输出脉冲的宽度应大于时序信号发生器复位的时间。启动信号应紧接在它的后面,所以可利用它的后沿形成脉冲来实现。

例如,已知工作程序表示于图 10-6 中。

设时序信号发生器的容量为 10(有 10 路输出),信号分配回路的位数为 6。

首先确定最小时间间隔,即脉冲信号发生器的频率。已知最长时间为 16s,并且所有的时间节拍都是偶数,而时序容量为 10,故脉冲的周期 $T = 2s$,即选脉冲频率为 0.5 次/s。

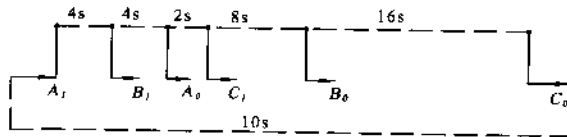


图 10-6 工作程序

由工作程序知,第一、二两个节拍时间相等,而且等间隔时间为 4s(即 $2T$),小于时序信号发生器容量 $10T$ 的 $1/2$,则可将相邻两个节拍的等时间信号,在一次计时过程中引出,此时应取消前一节拍执行信号对时序信号发生器的复位,即控制 A_0 的时间信号从 $4 + 4 = 8s$ 的输出端引出,而 Z_2 的输出不反馈置“0”,所以程序回路的连接如图 10-7 所示。

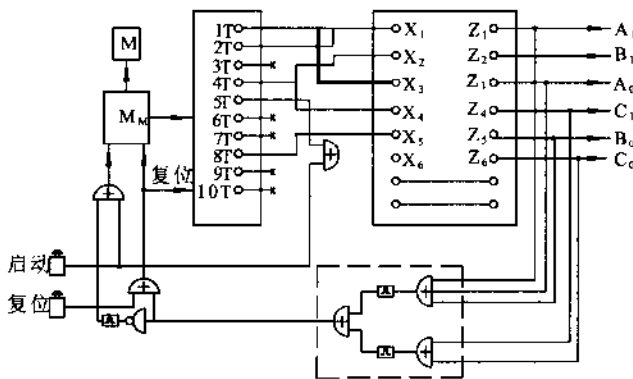


图 10-7 程序的连接图

二、行程控制

图 10-8 是按行程控制的电气原理图。

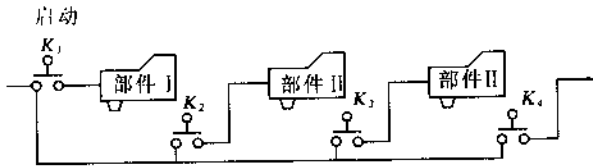


图 10-8 行程控制的电气原理图

按下启动按钮 K_1 后,部件 I 开始运动。当部件 I 运动到规定位置时,其上的挡块压下行程开关 K_2 ,部件 II 开始运动,部件 I 停止运动或快速退回。当部件 II 运动到规定位置时,压下行程开关 K_3 ,部件 III 开始运动,部件 II 停止运动。如此类推,使各个部件获得顺序动作。因此,在每两个工作部件间必须有相应的机构传递指令。如果工作循环较为复杂,用机械传动机构作为部件之间命令的传递,构造常比较复杂,甚至不可能。所以,在行程控制系统中很少采用机械控制系。用得最多,也最方便的是电气的、电子的、气动的、液压的以及以上几种混合的控制系。其控制原理可用如图 10-9 所示的方框图表示。

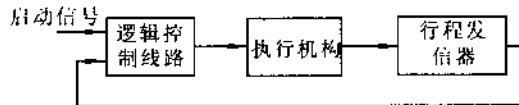


图 10-9 行程程序控制原理方框图

执行机构的每一步动作完成后,由行程发信器发出一个信号。这个信号输入给逻辑线路,并由它作出判断,发出执行信号,整个系统就如此循环下去。

行程控制系统本身具有自锁作用,当某一部件发生故障时,工作循环就停止,故工作安全可靠。但发令器过于分散而使得调整费事,因此,它常用来控制较简单的工作循环。

三、时间、行程混合控制

时间、行程混合控制,是指在一个工作程序中,部分节拍的执行元件是根据时序动作的,而另一部分是依据前一节拍动作的终端行程信号动作的。因此,从一个节拍到另一个节拍的的控制方式可能有变化,所以对时序信号发生器是否要复位及如何复位,必须具体分析。也就是说,要特别注意反馈信号回路的连接问题。节拍之间控制方式的转换可能存在行程-行程、行程-时间、时间-时间及时间-行程等四种情况。其中行程-行程转换与时序信号发生器无关,所以相应的信号分配回路输出的执行信号也用不到反馈;而行程-时间转换必须在该行程的执行信号输出的同时,引出反馈信号,以启动时序信号发生器;对时间-时间的转换,必须将相应执行信号通过反馈信号形成回路,使时序信号发生器先复位,后启动;对时间-行程的转换,则要求在行程动作信号输出的同时,将时序信号发生器关闭(复位)。

根据上述特点,这种回路可以按图 10-10 方式组成。

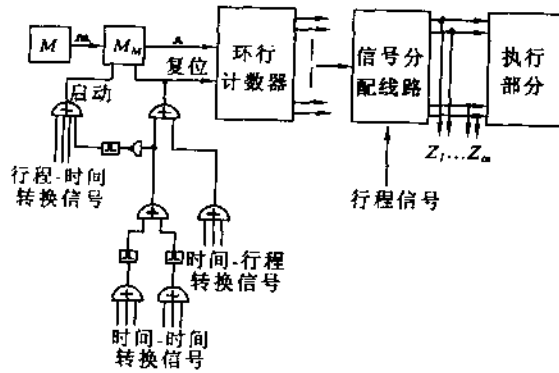


图 10-10 时间-行程混合控制框图

例如,已知某一工作程序如图 10-11 所示。

此工作程序可根据以下几点连成图 10-12 所示的回路。

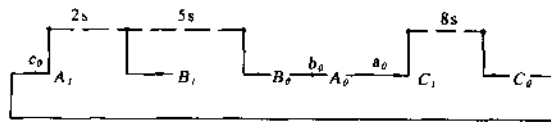


图 10-11 工作程序图

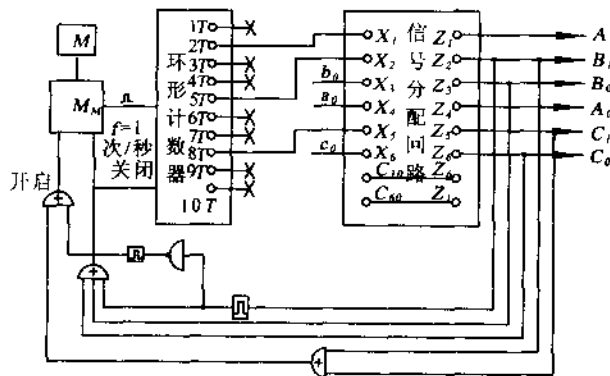


图 10-12 所示程序的连接图

①根据时控时间要求,可选时基脉冲频率为 1 次/s。

② B_1 、 B_0 、 C_0 由时序信号控制, A_1 、 A_0 、 C_1 由行程信号控制。所以,信号分配回路的输入 X_1 、 X_2 、及 X_3 , 应分别与时序信号发生器 $2T$ 、 $5T$ 、及 $8T$ 三个输出端相接, 而 X_3 、 X_4 及 X_6 , 应分别与行程信号 b_0 、 a_0 、 c_0 相接。

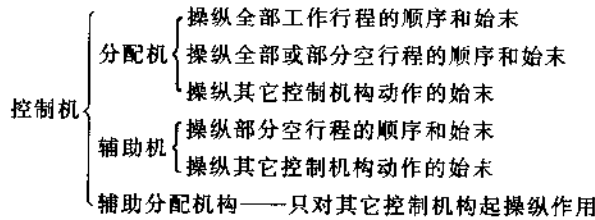
③ Z_1 、 Z_5 为行程-时间转换信号; Z_2 为时间-时间转换信号; Z_3 、 Z_3 为时间-行程转换信号。

第三节 机械控制系统

机械控制系统主要由分配轴、凸轮、从动杆及一些调整环节构成。它建立在机械学的基础上,是自动控制系统早期的惟一形式,已有相当长的历史,应用较成熟。

一、机械控制机构的形式及作用

在自动机的传动系统中,工作运动、空程运动和辅助运动的顺序及其始末,是由控制机构操纵的。控制机构按其作用可分为如下形式:



分配机构一般做成轴的形式,在一个循环内作等速或变速旋转(如槽轮机构与椭圆齿轮联用),但也有做成直线往复运动形式的。

二、机械控制系统的基本形式

单纯的机械控制系统,概括地归纳成下列两种基本类型:

1. 等速旋转的单分配轴系统

图 10-13 所示的系统,只用一根分配轴 2,控制并实现工作机上的全部工作运动和辅助运动的自动循环。分配轴 2 的旋转运动由一条传动链传来,且传动链中具有速度调整环节 1,故分配轴的转速可以根据生产率要求,在一定范围内进行预调整,但调整之后即以等速旋转。因此,空行程时间 $t_{空}$ (相应空程角 β) 与工作行程时间 $t_{工作}$ (相应工作行程角 θ) 成固定的比例关系,即有:

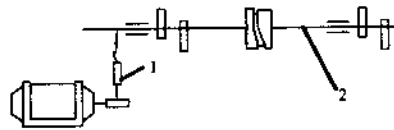


图 10-13 等速旋转的单分配轴系统原理图
1—速度调整 2—分配轴

$$\frac{t_{空}}{t_{工作}} = \frac{\beta}{\theta} = \text{常数} \quad \text{或} \quad \frac{t_{空}}{T} = \frac{\beta}{2\pi} = \text{常数}$$

$$t_{空} = \frac{\beta}{\theta} \cdot T_{工作} \quad \text{或} \quad t_{空} = \frac{\beta}{2\pi} \cdot T$$

式中, T 为工作周期时间。

由于 β 和 θ 是固定不变的,所以,空行程时间 $t_{空}$ 随周期时间 T 而变化,即 $t_{空}$ 随 T 的调整而成正比变化。因此,若周期时间 T 很长,则空行程时间亦很长,生产率低。另一方面,

若工作周期时间 T 很短,即分配轴转速很高时,将会引起很大的冲击和振动,影响加工质量,甚至会造成机构损坏。因此,等速旋转的单分配轴系统宜用于工作周期较短(小于 6s),且调整范围不大的专用工作机上。

这种系统结构简单,工作可靠,在可能的条件下,应尽量采用它。

图 10-14 为白炽灯泡芯柱机传动系统。该自动机是将小玻杆、喇叭、排气管和两根电极送到工位上的夹钳中,并使这些零件保持准确的相对位置,用火焰加热熔融而焊接在一起,制成灯泡芯柱,再由卸料机构将芯柱移至链式退火炉中退火。上述全部工作过程,就是由一根等速旋转的单分配轴控制的。分配轴的转速可根据生产率要求,通过调整 V 带传动来达到。

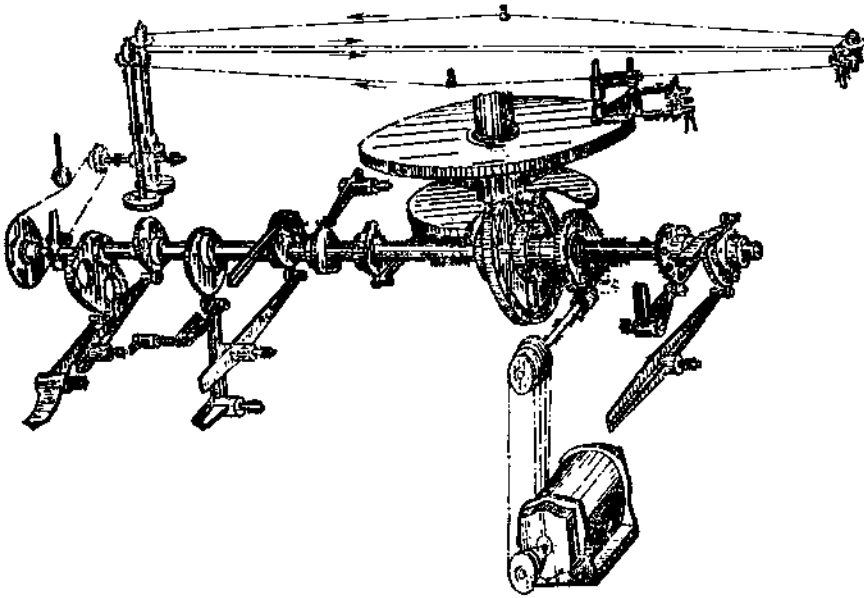


图 10-14 灯泡芯柱机传动系统

2. 分配轴和辅助轴联合控制系统

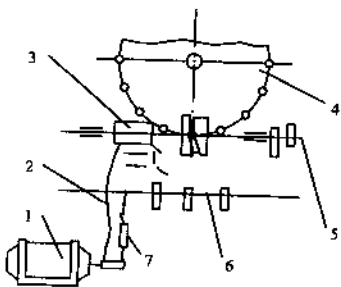


图 10-15 分配轴和辅助轴联合控制系统原理图

- 1—电动机 2—传动链(没有调速装置)
3—定转数离合器 4—转盘 5—辅助轴
6—分配轴 7—调速装置

在自动机械设备中,这种控制系统一般用在某些多工位圆盘式工作机上,其原理图见图 10-15。系统中有一根分配轴 6 和一极辅助轴 5,分配轴用于控制全部工作运动和部分辅助运动,其转速按生产率的要求,通过调速装置 7 调整后,即以等速旋转。辅助轴由分配轴上的凸轮控制作间歇转动(有一些多工位圆盘式工作机,其主轴的旋转运动是靠辅助轴上的锥齿轮获得,对这种情况,辅助轴作连续等速旋转,而空套在该轴上的蜗形凸轮则作间歇转动),并在转过一定转数或蜗形凸轮转一转(对应分配轴上一定转角)后,即自动脱离运动源。因而,在辅助轴上装有齿式或插销式定转数离合器 3。辅助轴上的凸轮较少,所以转动惯量也小,可以转得很快,因而能提高生产率。

这种控制系统的特点是,分配轴和辅助轴有互不相

槽,通过滚子 23,使月牙叉复位,等候插销的到来。插销转一转后,遇到等候它的月牙叉,其上的凹槽便卡入月牙叉的斜楔中,插销被迫左移,白蜗轮 8 中脱开,蜗形凸轮 24 和槽形凸轮 19 便停止转动。

第四节 自动机械的调位

在使用卷料作材料的自动机械,如包装机、印刷机、塑料薄膜加工机械和印染机械中,卷料在输送过程中的输送位置精度(包括纵向、横向位置精度),随着加工对象及加工要求不同分别有不同的精度要求。因此必须设计卷料的纵向位置和横向位置的调整机构,以保证自动机械正常运转,确保产品的加工质量。

一、卷料输送纵向位置调整机构

纵向位置的调整,在卷料连续输送中有单向调整和双向调整两类。单向调整只能在一个方向(正向或反向)调整,双向调整能在正、反两方向任意调整。单向调整通常是先鉴别卷料超前或者滞后,然后按偏差方向逐步地以时间控制方式来调整。

不管是单向或双向调整,一般均采用逐步趋近的调整方法,即每次补偿一定的位置偏差量,使其逐渐减少。

对于那些有外形特征的卷料,例如卷料上已有定位缺口或小孔,则可采用机械方法限位发讯,使送料辊筒脱开或制动辊筒压住卷料而使送料辊筒打滑的方法来实现。这些方法虽然结构简单、可靠,但受卷料特征的限制,应用上有一定的局限性。

(一)光电控制式纵向位置单向调整机构

图 10-17 所示为光电控制式纵向位置单向调整机构的装配图。

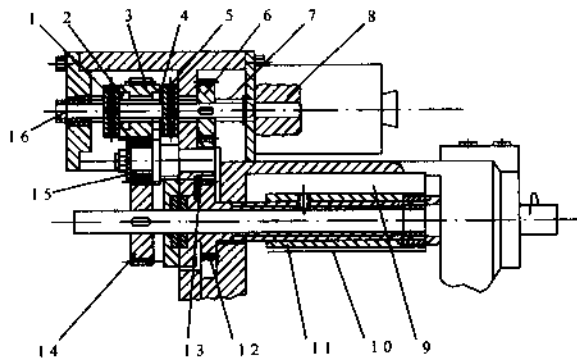


图 10-17 光电控制式纵向位置单向调整机构

1、5—销子 2、4—离合器 3、6、12、13、14、15—齿轮
7—压簧 8—电磁铁 9—主动轴 10—包装材料 11—送料辊筒 16—中间轴

当输送材料的商标位置相对于执行机构的要求超前时,通过光电讯号控制电磁铁动作能自动降低输送速度。其工作原理如下:

离合器 2、4 在装配时,严格控制相互错位半齿。在输送过程中,当包装材料上的商标相对包装对象超前时,借助于包装材料上已印好的色标,由光电系统发出讯号,使电磁铁 8 吸

合,推动中间轴 16 左移;讯号中断时,电磁铁断电,在压簧 7 作用下,使中间轴 16 复位。这样,实现左、右两半牙嵌离合器 2、4 交替啮合,由于两者错位半齿安装,因此,在交替啮合过程中,分别使送料辊筒 11 停止了相当于离合器半齿的转角,实现送料瞬时停止。若该机构总传动比为 1:1,则其停止输送材料长度 $L = 2\pi R/2z$ 。若离合器齿数 $z = 40$,送料辊筒半径 $R = 18\text{mm}$,则 $L = 2\pi R/2z = 2\pi \times 18/2 \times 40 = 1.413\text{mm}$ 。即每发一次光电信号,电磁铁吸动一次,包装材料停送 1.413mm。同样,压簧 7 复位时也如此。这样离合器 2、4 分别有一次接通动作,包装材料即滞后 2.826mm,实现单向自动调整的要求。

该机构调整方便,简单可行,能实现单向调节。

图 10-18 所示为包装机中使用的另一种光电控制式纵向位置单向调整机构。它是利用无级变速的工作原理,改变皮带在无级变速轮上的接触半径,使输出速度变化的方法来实现卷料纵向位置的单向调整。

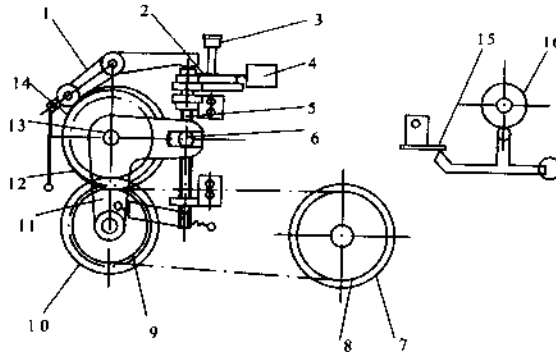


图 10-18 利用无级变速的单向调整机构示意图

- 1—杠杆 2—垫块 3—手轮 4—电磁铁 5—调节螺杆 6—带销螺母 7—卷料输送辊筒
8、9—无级变速轮 10、12—齿轮 11—摆杆 13—主动轴 14、16—凸轮 15—触头

该机构由机械讯号装置和调整执行机构两部分组成。机械讯号装置由凸轮 16 来控制触头 15 发讯,凸轮旋转一周,卷料输送预定的纸长,此时触点开合一次,开合时间间隔由凸轮控制。在调整执行机构中,轴 13 为输入轴,卷料输送辊筒 7 为输出端。轴 13 上固定着凸轮 14 和齿轮 12。凸轮 14 经杠杆 1、垫块 2、调节螺杆 5、带销螺母 6,使摆杆 11 连同齿轮 10、无级变速轮 9 作微量摆动,而齿轮 12 则带动齿轮 10、无级变速轮 8、9,使卷料输送辊筒 7 转动。

当卷料上的印刷标记相对于包装对象处于预定位置时,凸轮的最小半径与触头上的滚子接触,触头 15 处于闭合状态。同时光电信号装置发讯。由于两讯号控制的触头同时作用,使电磁铁 4 通电,垫片 2 自杠杆 1 的输出端抽出,匀速旋转的凸轮虽使杠杆 1 摆动,但不与调整螺杆 5 接触。因此,摆杆 11 不动,经无级变速后传至输送辊筒 7 的转速亦不变,卷料输送正常。当卷料上的印刷标记相对于包装对象滞后且滞后值超过允许值,按照允许值设计的凸轮 16 与触头滚子的接触在最大半径上,触头 15 脱开。此时,虽然卷料上的印刷标记经光电信号装置发讯,电磁 4 仍处于断电状态,垫块不动。因此,杠杆 1 的摆动通过垫片 2 等使摆杆 11 作微量摆动,安装在摆杆上无级变速轮 9 也同时摆动,则无级变速装置中的传动皮带在被动轮 8 上的接触半径减少,卷料输送辊筒 7 的转速增快,使卷料的输送速度增快。由于切纸辊(图中未示)的速度是固定不变的,最后使卷料上的印刷标记拉回到包装对象的要求位置。

该机构采用凸轮杠杆来改变卷料输送的速度。凸轮每转一周即卷料每输送一张纸长就补偿一次,最后达到正常工作所要求的状态为止。该机构工作可靠性较高,电磁铁动作灵敏度对其影响不大,只要卷料输送时允许偏差值稍大,均能调整,输送速度可达 300 张/min 左右。

(二)光电控制纵向位置双向调整机构

在实际生产里,卷料输送过程中,由于各种因素的影响,卷料超前与滞后现象都是随机存在的,必须消除这种现象,才能确保产品质量,所以需要纵向位置的双向调整机构。

图 10-19 为 B·EFG-20 卧式枕形包装机上所采用的纵向位置双向调整机构原理图。

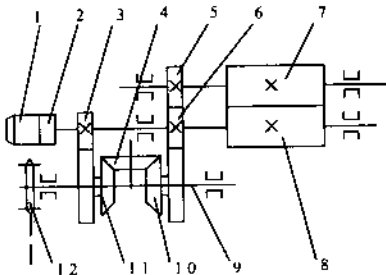


图 10-19 光电控制纵向位置双向调整机构

- 1—电动机 2—减速器 3、5、6—齿轮
4—锥齿轮 7、8—送料辊筒 9—主动轴
10、11—双联齿轮 12—主动链轮

当包装材料上的商标图案与包装对象相对位置符合要求时,主动链轮 12 以转速 n_{12} 经轴 9 将旋转运动传给差动齿轮机构的行星锥齿轮 4,此时双联齿轮 11 不转动,使双联齿轮 10 以转速 $n_0 = 2n_{12}$ 经齿轮 6、5 分别带动送料辊筒 8、7 旋转,包装材料在两辊筒间依靠摩擦力输送。

当商标图案与包装对象错位而出现超前或滞后现象时,则光电装置利用材料上的印刷标记发出讯号,使可逆电机 1 正转或反转。通过减速器 2 和齿轮 3、11 降速后的旋转运动传到差动齿轮机构的行星齿轮 4,使齿轮 10 以转速 $n_{10} = 2n_{12} \pm n_{11}$ 输出,而使输出的转速增快或减慢,作前后位置的调整。

可逆电机 1 的转动时间可由时间继电器在 0.5 ~ 1s 范围内调节。根据印刷标记位置偏差的程度不同,

可进行多次调节,直至符合要求为止。

采用差动齿轮机构实现转速的补偿运动,也可采用内齿轮传动的差动齿轮机构。

二、卷料横向位置调整机构

卷料在输送过程中,经常会产生卷料横向跑偏现象,其结果将影响后续工序的正常进行。因此,通常在横向位置有一定要求的工序前设置横向位置调整机构,或叫纠偏装置。纠偏装置根据工作原理不同有张力式、电动式和气液式等多种。

(一)张力式纠偏装置

张力式纠偏装置原理如图 10-20 所示。

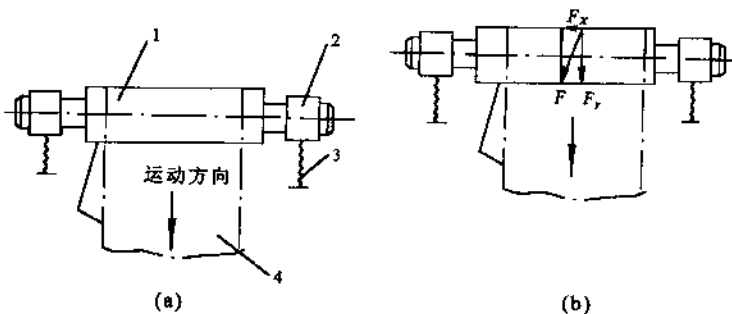


图 10-20 张力式纠偏装置示意图

- 1—纠偏辊筒 2—轴承座 3—压簧 4—卷筒材料

当卷筒材料 4 通过辊筒 1 时,卷料处在居中位置,左右轴承座 2 处所受压力相等,纠偏辊筒 1 呈水平状态,如图 10-20(a)所示。当卷筒材料 4 跑偏时,两轴承座所受压力出现差异,辊筒 1 倾斜,其倾斜度与跑偏差量有关,如图 10-20(b)所示。可将卷筒对于纠偏辊筒的正向压力分解为轴向力 F_x 和径向力 F_y ,则轴向压力 F_x 使卷料回复正常工作状态。跑偏量越大,则 F_x 越大,反之,就越小。

该装置结构简单,动作可靠,加工及安装方便,不需要动力源,成本低,但要求压簧刚度一致。同时由于刚度纠偏,因此对卷料的线速度有一定要求;太快时,纠偏灵敏度不够,甚至会失去纠偏作用;太慢时,纠偏反应亦慢,在使用上受到限制。

(二)电动式纠偏装置

电动式纠偏装置由探边发讯器和纠偏执行机构两部分组成。探边发讯器共有两套,分别安装在卷料输入口的两侧。纠偏执行机构则安装在需要位置上。图 10-21 所示为探边

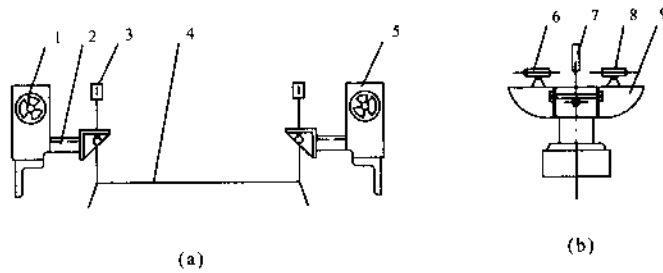


图 10-21 探边发讯器工作原理图

(a) 纠偏发讯装置安装示意图 (b) 探边发讯器

1-调整手轮 2-齿条 3-遮光屏 4-卷筒材料
5-擦纵箱 6-光源 7-探边杆 8-接收管 9-支架

发讯器的工作原理图。卷料在居中位置输送时,探边杆 7 上的遮光屏 3 将光源遮住,无光电信号输出。由于电路控制系统采用光电信号与脉冲源相“与”的办法,故无脉冲讯号进入纠偏架的步进电机(参阅图 10-22)。因此,步进电机不转,纠偏架保持在居中位置。当卷料跑偏时,接触探边杆 7 摆动而发出光电脉冲讯号,控制纠偏架的步进电机旋转,然后经联轴器 10 带动滚珠丝杠副 9、8 使纠偏架 3 连同纠偏辊 2、4、6 一起横向移动,纠正卷料的跑偏现象。

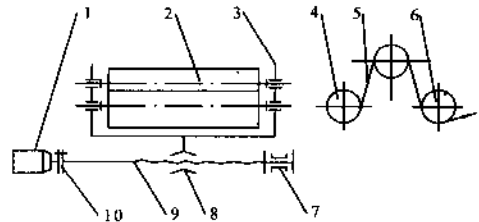


图 10-22 纠偏架工作原理图

1-步进电机 2、4、6-纠偏辊 3-纠偏架
5-卷筒材料 7-轴承 8-滚珠螺母
9-丝杠 10-联轴器

该装置利用探边杆再转换成光电信号,其目的是为了取得光电信号的可靠。如改为光电直接发讯,属于不接触式,虽灵敏度高,但动作可靠性就受到影响。现采用探边杆间接发讯,为提高灵敏度,探边杆的摆动支承安装微型滚动轴承,利用探边杆控制接触点闭合,其工作频率不宜太高,否则也不可靠。

探边杆上下臂倾斜约 7° 左右,促使探边杆形成一自然回复力,以利遮住光源。

该装置纠偏辊筒共有三根,呈三角形分布。这样,卷料通过纠偏辊筒的包角增大,因而

增加了卷料与辊筒间摩擦力,有利于增大纠偏效果。

利用丝杆传动副的纠偏装置,当整个纠偏机构质量较大时,惯性很大,难以获得确定的位置。同时,步进电机的功率消耗亦增加。因此这种装置适用于卷料宽度不大的纠偏场合。

(三)气液式纠偏装置

气液式纠偏装置由气流喷嘴、气液伺服阀、油压缸和纠偏架等组成。图 10-23 所示为安装在卷料一侧的气液式纠偏装置气液系统图。当卷筒材料 7 的边缘在气流喷嘴 8 内移动时,喷嘴输出的气压发生变化,从而推动气液伺服阀杆 3 移动,改变输出油路及流量大小,使油缸 2 中的活塞杆移动,由于活塞杆与纠偏架 1 相连,故纠偏架连同卷料一起移动,达到自动纠偏的要求。

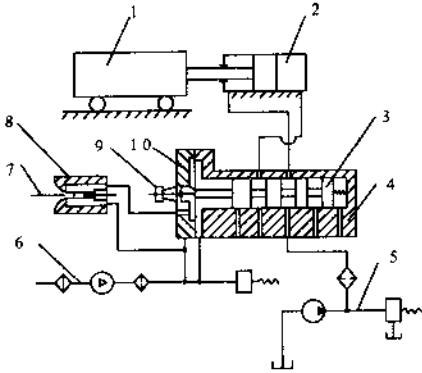


图 10-23 气液式纠偏装置气液系统图

- 1—纠偏架 2—油缸 3—阀杆
- 4—阀体 5—油路 6—气路
- 7—卷筒材料 8—气流喷嘴
- 9—调节螺钉 10—膜片

当卷料在叉式气流喷嘴中横向移动时,其输出气压变化与卷料位移量基本成线性关系,仅当最大和最小位移时,该喷嘴的特性略有变化。当位移在最大时,输出气压开始进入饱和,当位移最小时,输出气压仍有微量值,这种漏气气压一般很小,可忽略不计。

该纠偏系统纠偏范围为 $\pm 50\text{mm}$,速度为 $30\text{m}/\text{min}$,控制精度为 $\pm 2 \sim 3\text{mm}$ 。由于采用气、液联合控制与传动,设备占地而积较大,成本高,适用于宽幅卷料或大型纠偏装置的输送纠偏场合。

(四)光电—液动式纠偏装置

光电—液动式纠偏装置由光电管、控制放大器和电液双级滑阀式电液伺服阀、执行油缸和纠偏架等组成,如图 10-24 所示。

光电管 7 用来检测卷料的边缘位置,当卷料 8 处于居中位置时,光电系统中的光敏电阻被遮去一半,其时,测量电桥没有输出,放大器 6 无输出,电液伺服阀 3 处于中间位置,执行油缸 2 的活塞不动;当卷料跑偏时,光电系统中的光敏电阻接受光通量发生变化,测量电桥失去平衡,形成调节偏差讯号,经放大器 6 放大后,输出电流给电液伺服阀 3,该伺服阀的阀芯与电流成比例地对应偏移量,输出相应的液体流量,使执行油缸 2 带动纠偏架 1 连同卷料向跑偏的相反方向纠偏,直到卷料边缘回到光电管的中间位置为止。

光电管的光路如图 10-25 所示。

该纠偏装置的纠偏范围为 $\pm 50\text{mm}$,速度为 $120\text{m}/\text{min}$,控制精度为 $\pm 1 \sim 2\text{mm}$,灵敏度高,速度快,不仅能调边位,还能对图案或印刷标记实现纠偏。但需要有液压传动与控制装置,成本高,系统容易产生振动,适用于宽幅卷料的纠偏。

如果上述装置中光电测量部分不变,仅将信号放大,再输出脉冲控制步进电机的转向和转数,则构成又一种自动纠偏装置。纠偏范围为 $\pm 20\text{mm}$,速度为 $200\text{m}/\text{min}$,控制精度为 $\pm 0.5\text{mm}$,适用于窄幅卷料的纠偏。

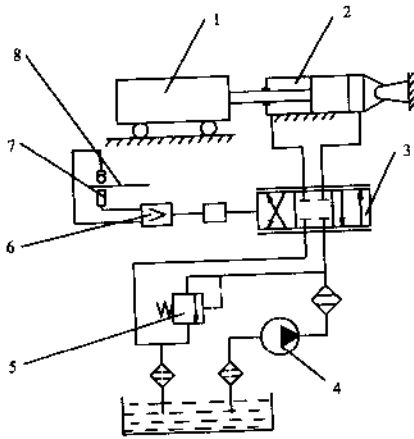


图 10-24 光电—液动式纠偏装置系统图
1—纠偏架 2—油缸 3—电液伺服阀
4—齿轮泵 5—低压溢流阀 6—控制放大器
7—光电管 8—卷筒材料

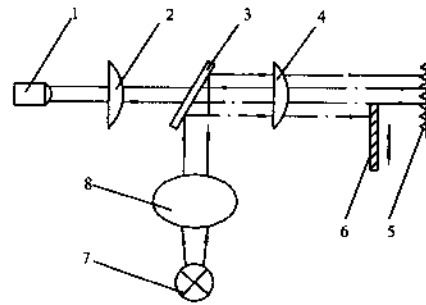


图 10-25 光电管光路图
1—光敏电阻 2—聚光镜 3—半透膜反射镜
4—前物镜 5—反射棱镜 6—卷筒材料
7—光源 8—聚焦点

第五节 自动机械的机电一体化

一、机电一体化基础

1. 机电一体化的来源

当今世界电子技术迅速发展,微处理器、微型计算机在各技术领域得到了广泛应用,对各领域技术的发展起到了极大的推动作用。在机械技术领域中,由于微电子技术的广泛应用,不仅使各种机械设备和产品以崭新的面貌出现,而且涌现了一批单纯靠机械技术或电子技术都难以实现的功能优良的产品。各先进国家中机电一体化产品层出不穷,机床、汽车、仪表、家用电器、轻工机械、纺织机械、包装机械、印刷机械、冶金机械、化工机械等许多门类的产品每年都有新的突破,机电一体化技术已越来越受到各方面的关注。它在节约能源、降低材料消耗、增强企业竞争能力等方面都起着极大的作用。

早在 20 世纪 70 年代初期,就开始使用“Mechatronics”这一新名词了。这一术语的形成,是根据英文单词 Mechanics(机械学)或 Mechanism(机构或机械装置)的前半部分和 Electronics(电子学)的后半部分构成;在 60 年代末日本安川电机公司在商业注册时首先创用了日文中用片假名为“メカトロニクス”表示的词,和用日文汉字“机电一体化”表示的词。“机电一体化”这个日文汉字词比较确切地表达了一个新的概念。

2. 机电一体化的概念

机电一体化,是在机械的主功能、动力功能、信息处理功能和控制功能上引进微电子技术,并将机械装置和电子设备及软件等有机结合起来构成系统的总称。它是指在工业产品的设计与制造过程中,将机械工程和电子技术与智能计算机控制的协同集成;是将机械技术、微电子技术、自动控制技术、信息技术、传感器技术、电力电子技术、接口技术及软件技术等各相关技术在系统工程的基础上有机结合而建立起来的一门新的学科形式。

随着微电子技术、自动控制技术、信息技术、传感器技术、接口技术及软件技术的发展和各种新型材料及基础元器件的出现,以机械为主体的各种工业产品和民用产品,已从机械化向自动化和智能化方向发展。机械技术与微电子技术有机结合产生了机电一体化的理论、技术和产品。机电一体化技术并不是机械技术与电子技术的简单叠加,而是一种全新的技术发展趋势。

机电一体化技术并非现代尖端技术,它没有新的发现和发明。然而,它对改造传统产品和开发新产品却有“妙手回春”之术。机械技术与微电子技术有机地融合,相互渗透,可使整个系统最优化,从而产生出一大批功能更强、结构更简单、体积更小、重量更轻的新一代机械产品。如数控机床、机器人、智能化量具量仪、柔性制造系统(FMS)、集成制造系统、数码照相机、新型医疗设备(如CT机)等。机电一体化产品是一个系统,各相关技术如何合理地应用于各个部分,它们之间如何连成一体,应运用系统工程加以全面考虑,以达到最优化设计的目的。机电一体化技术给机电工业带来了革命性的变革和巨大的经济效益。

3. 机电一体化系统基本构成

(1)机电一体化系统的构成 机电一体化系统由机械系统(机构)、电子信息处理系统(计算机)、动力系统(动力源)、传感检测系统(传感器)、执行元件系统(电动机)等五个子系统组成,如图10-26所示。通过传感器直接检测目标运动并进行反馈控制的系统为全闭环

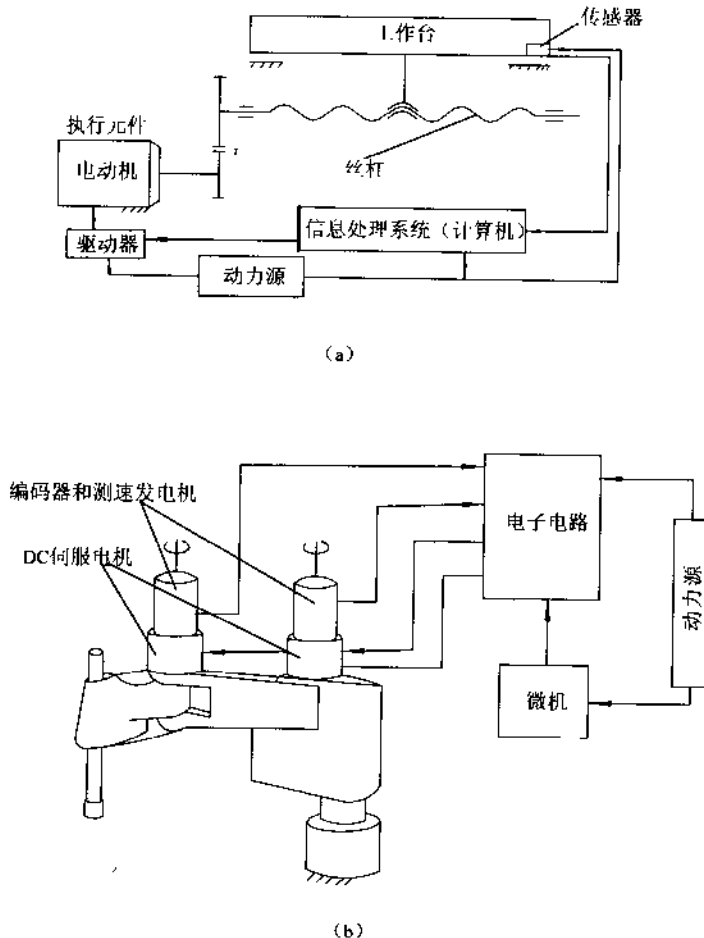


图 10-26 系统基本构成

系统[图 10-26(a)]。而通过传感器检测某一部位(如伺服电机等)运动并进行反馈、间接控制目标运动的系统为半闭环系统[图 10-26(b)]。机电一体化系统的基本特征是给“机械”增添了头脑(计算机信息处理与控制),因此是要求传感器技术、控制用接口元件、机械结构、控制软件水平较高的系统。其运动控制不仅仅是线性控制,还有非线性控制、最优控制、学习控制等各种各样的控制。

(2)机电一体化系统的功能构成 机电一体化系统(或产品)是由若干具有特定功能的机械与微电子要素组成的有机整体,具有满足人们使用要求的功能(目的功能)。根据不同的使用目的,要求系统能对输入的物质、能量和信息(即工业三大要素)进行某种处理,输出所需要的物质、能量和信息。因此,系统必须具有以下三大“目的功能”:①变换(加工、处理)功能;②传递(移动、输送)功能;③储存(保持、积蓄、记录)功能。图 10-27 为系统目的功能图。以物料搬运、加工为主,输入物质(原料、毛坯等)、能量(电能、液能、气能等)和信息(操作及控制指令等),经过加工处理,主要输出改变了位置和形态的物质的系统(或产品),称为加工机。例如:各种机床(切削、锻压、铸造、电加工、焊接设备、高频淬火等)、交通运输机械、食品加工机械、起重机械、纺织机械、印刷机械、轻工机械等。

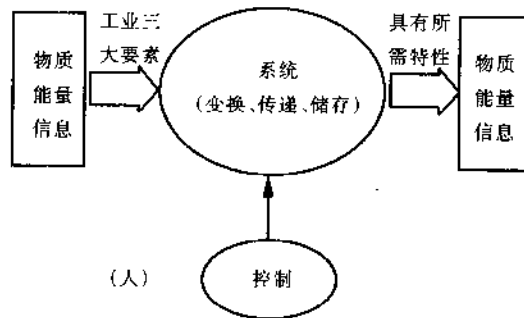


图 10-27 系统目的功能

以能量转换为主,输入能量(或物质)和信息,输出不同形式能量(或物质)的系统(或产品),称为动力机。其中输出机械能的为原动机,例如电动机、水轮机、内燃机等。

以信息处理为主,输入信息和能量,主要输出某种信息(如数据、图像、文字、声音等)的系统(或产品),称为信息机。例如各种仪器、仪表、电子计算机、电报传真机以及各种办公机械等。

不管哪类系统(或产品),系统内部必须具备图 10-28 所示的五种内部功能,即主功能、动力功能、检测功能、控制功能、构造功能。其中“主功能”是实现系统“目的功能”直接必需的功能,主要是对物质、能量、信息或其相互结合进行变换、传递和存储。“动力功能”是向系统提供动力,让系统得以运转的功能。“检测功能”和“控制功能”的作用是根据系统内部信息和外部信息对整个系统进行控制,使系统正常运转,实施“目的功能”。而“构造功能”则是使构成系统的子系统及元、部件维持所定的时间和空间上的相互关系所必需的功能。从系统的输入/输出来看,除有主功能的输入/输出之外,还需要有动力输入和控制信息的输入/输出。此外,还有因外部环境引起的干扰输入以及非目的性输出(如废弃物等)。例如汽车的废气和噪声对外部环境影响,从系统设计开始就应予以考虑。图 10-29 是 CNC 机床内部功能构成实例。综上所述,机电一体化系统的五大要素及其相应的五大功能如图 10-30 所示。

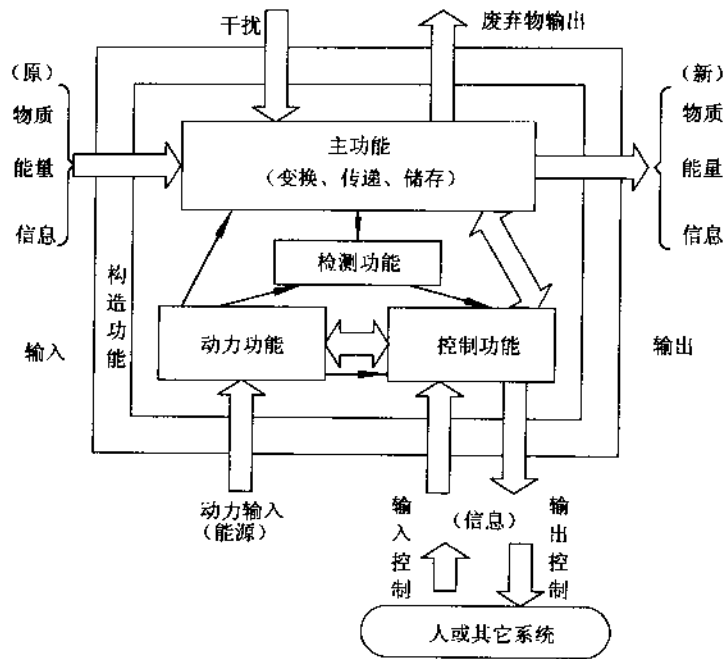


图 10-28 系统内部功能

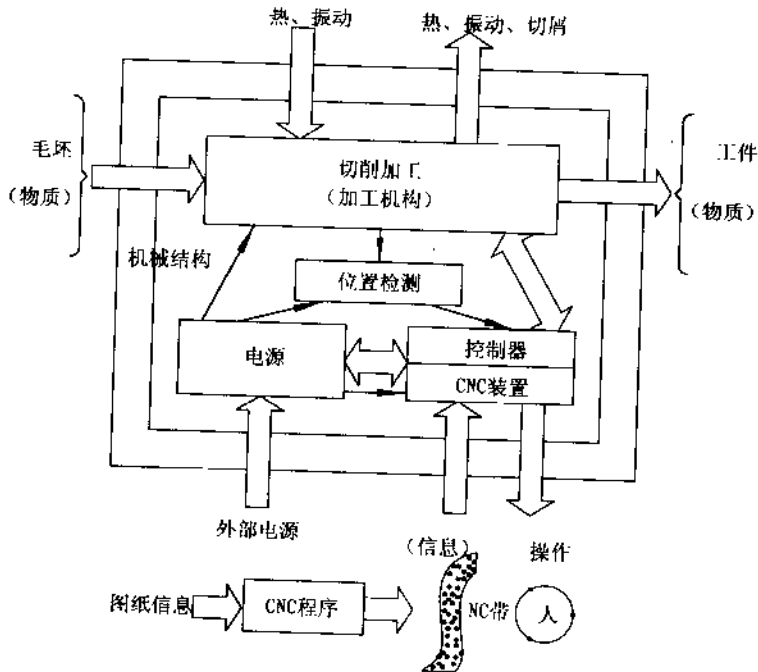


图 10-29 CNC 机床的内部功能构成

表 10-2 列出了机电一体化系统构成要素与人体要素的对应关系。

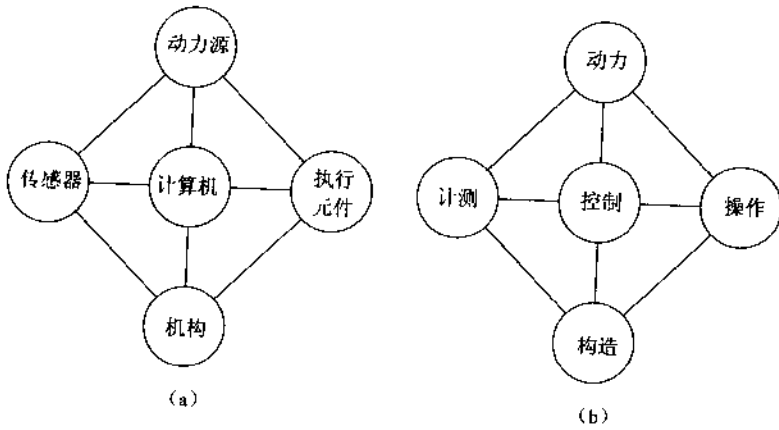


图 10-30 机电一体化系统的五大要素与功能

表 10-2 机电一体化系统构成要素与人体要素的对应关系

机电一体化系统要求	功能	人体要素
控制器(计算机等)	控制(信息存储、处理、传送)	头脑
检测传感器	计测(信息收集与变换)	感官
执行元件	驱动(操作)	肌肉
动力源	提供动力(能量)	内脏
机构	构造	骨骼

机电一体化系统五大要素实例如图 10-31 所示。

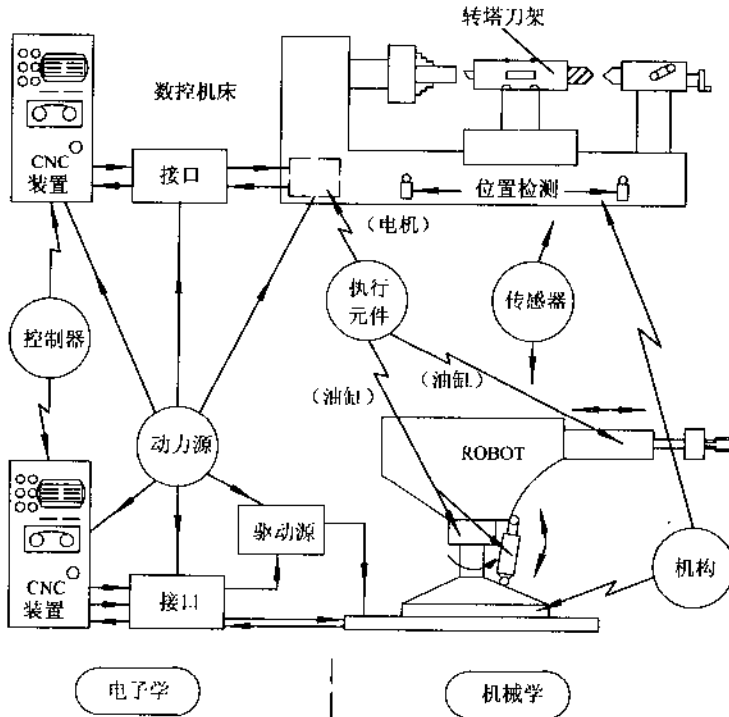


图 10-31 机电一体化系统五大要素实例

4. 机电一体化系统设计的考虑方法

机电一体化系统(或产品)的主要特征是自动化操作。因此,设计人员应从其通用性、环境性、可靠性、经济性的观点进行综合分析,使系统(或产品)充分发挥机电一体化的三大效果。为充分发挥机电一体化的三大效果,使系统(或产品)得到最佳性能,一方面要求设计机械系统时应选择与控制系统的电气参数相匹配的机械系统参数,同时也要求设计控制系统时,应根据机械系统的固有结构参数来选择和确定电气参数,综合应用机械技术和微电子技术,使二者密切结合、相互协调、相互补充,充分体现机电一体化的优越性。

机电一体化系统设计方法通常有:机电互补法、结合(融合)法和组合法。其目的是综合运用机械技术和微电子技术各自的特长,设计最佳的机电一体化系统。

(1)机电互补法(也称为取代法) 该方法的特点是利用通用或专用电子部件取代传动机械产品(或系统)中的复杂机械功能部件或功能子系统,以弥补其不足。如在一般的工作机中,用可编程逻辑控制器(PLC)或微型计算机来取代机械式变速机构、凸轮机构、离合器、脱落蜗杆等机构,代替插销板、拨码盘、步进开关、时间继电器等,以弥补机械技术的不足,不但能大大简化机械结构,而且还可提高系统(或产品)的性能和质量。这种方法是改造传统机械产品和开发新型产品常用的方法。

(2)结合(融合)法 它是将各组成要素有机结合为一体构成专用或通用的功能部件(子系统),其要素之间机电参数的有机匹配比较充分。某些高性能的机电一体化系统(或产品),如激光打印机的主扫描机构——激光扫描镜,其扫描镜转轴就是电机的转子轴。这是执行元件与执行机构结合的一例。在大规模集成电路和微机不断普及的今天,随着精密机械技术的发展,完全能够设计出执行元件、执行机构、检测传感器、控制与机体等要素有机地融为一体的机电一体化新产品(或系统)。

(3)组合法 它是将结合法制成的功能部件(或子系统)、功能模块,像积木那样组合成各种机电一体化系统,故称组合法。例如将工业机器人各自由度(伺服轴)的执行元件、执行机构、检测传感元件和控制等组成机电一体化的功能部件(或子系统),可用于不同的关节,组成工业机器人的回转、伸缩、俯仰等各种功能模块系列,从而组合成结构和用途不同的工业机器人。在新产品(或系统)系统及设备的机电一体化改造中应用这种方法,可以缩短设计与研制周期、节约工装设备费用,且有利用生产管理、使用和维修。

5. 机电一体化系统(或产品)的设计步骤

机电一体化系统(或产品)(以工作机为主)的设计流程如图 10-32 所示,其具体说明如下:

(1)根据目的功能确定产品规格、性能指标 工作机的目的功能,不外乎是用来改变物质的形状、状态、位置尺寸或特性,归根到底必须实现一定的运动,并提供必要的动力。其基本性能指标主要是指实现运动的自由度数、轨迹、行程、精度、速度、动力、稳定性和自动化程度。用来评价机电一体化产品质量的基本指标,是那些为了满足使用要求而必须具备的输出参数。

运动参数——用来表征机器工作运动的轨迹、行程、方向和起、止点位置正确性的指标。

动力参数——用来表征机器输出动力大小的指标,如力、力矩和功率等。

品质指标——用来表征运动参数和动力参数品质的指标,例如运动轨迹和行程的精度(如重复定位精度)、运动行程和方向的可变性,运动速度的高低与稳定性,力和力矩的可调

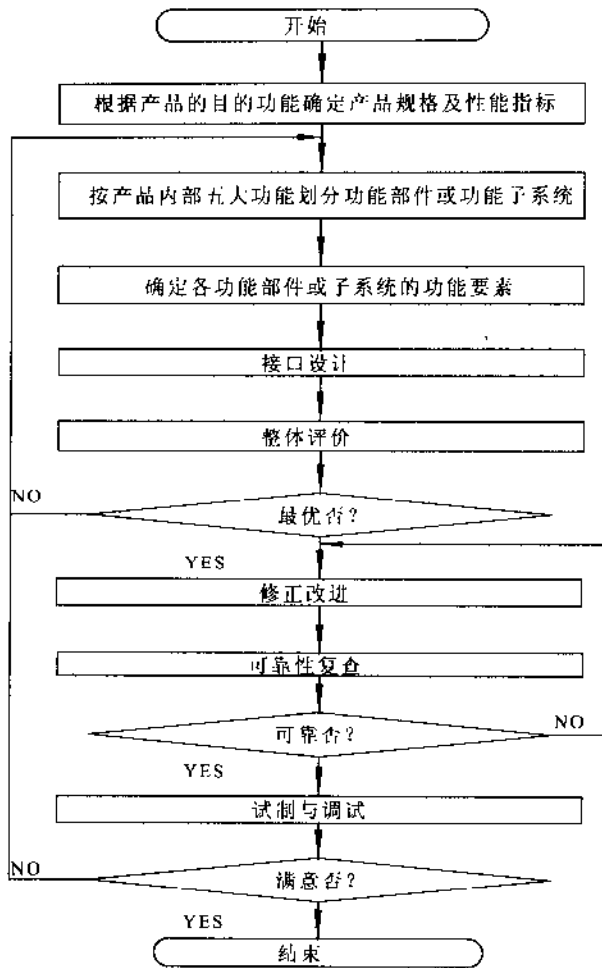


图 10-32 机电一体化系统设计流程

性或恒定性等。

以上基本性能指标通常要根据工作对象的性质、用户要求,有时还要通过实验研究才能确定。因此,要以能够满足用户使用要求为度,不需要追求过高的要求,在满足基本性能指标的前提下,还要考虑如下一些指标。

工艺性指标,对产品结构提出的方便制造和维修的要求,要做到容易制造和便于维修。

“人机工程学”指标,考虑人和机器的关系,针对人类在生产 and 生活中所表现出来的卫生、体型、生理和心理学等方面对产品提出的综合性要求。例如操作方便、噪声小等。

美学指标,对产品的外部性质,如仪容、风格、匀称、和谐、色泽,以及与外部环境的协调等方面提出的要求。

标准化指标,即组成产品的元、部件的标准化程度。

(2)系统功能部件、功能要素的划分 工作机必须具备适当的结构才能满足所需性能。要形成具体结构,要以各构成要素及要素之间的接口为基础来划分功能部件或功能子系统。复杂机器的运动常由若干直线或回转运动组合而成,在控制上形成若干自由度。因此也可

以按运动的自由度划分成若干功能子系统,再按子系统划分功能部件。这种功能部件可能包括若干组成要素。各功能部件的规格要求,可根据整机的性能指标确定。

功能要素或功能子系统的选用或设计是指特定机器的操作(执行)机构和机体,通常必须自行设计,而执行元件、检测传感元件和控制器等功能要素既可自行设计也可选购市售的通用产品。

(3)接口的设计 接口问题是各构成要素间的匹配问题。执行元件与执行机构之间、检测传感元件与执行机构之间通常是机械接口。机械接口有两种形式,一种是执行元件与执行机构之间的联轴器和传动轴,以及直接将检测传感元件与执行元件或执行机构联结在一起的联轴器(如波纹管、十字接头)、螺钉、铆钉等,直接联结时不存在任何运动和运动变换。另一种是机械传动机,例如减速器、丝杆、螺母等;控制器与执行元件之间的驱动接口、控制器与检测传感元件之间转换接口,是电子传输、转换电路。因此,接口设计问题也是机械技术和电子技术的具体应用问题。

(4)综合评价(或整体评价) 对机电一体化系统(或产品)的综合评价主要是对其实现目的功能的性能、结构进行评价。机电一体化化的目的是提高产品(或系统)的附加价值,而附加价值的高低必须以衡量产品性能和结构质量的各种定量指标为依据。不同的评价指标可选用不同的评价方法。具体设计时,常采用不同的设计方案来实现产品的目的功能、规格要求和性能指标。因此,必须对这些方案进行综合评价,从中找出最佳方案。关于评价和优化的具体方法,可参考现代设计方法中的有关具体内容。

(5)可靠性复查 机电一体化产品(或系统)既可能产生电子故障、软件故障又可能产生机械故障,而且容易受到电噪声的干扰,因此,可靠性问题显得格外突出,也是用户最关心的问题之一。在产品设计中,除采用可靠性设计方法外,还必须采取必要的可靠性措施,在产品初步设计完成之后,还需要进行可靠性复查和分析,以便发现问题及时改进。

(6)试制与调试 样机试制是检验产品设计的制造可行性的重要阶段,并通过样机调试来验证各项性能指标是否符合设计要求。这个阶段也是最终发现设计中的问题以便及时修改和完善产品设计的必要阶段。

计算机辅助设计(CAD)是设计机电一体化产品(或系统)的有力工具。用来设计一般机械产品的CAD的研究成果,包括计算机硬件和软件,以及图像仪和绘图仪等外围设备,都可以用于机电一体化产品的设计,需要补充的不过是有关机电一体化产品设计和制造的数据、计算方法和特殊表达的形式而已。应用CAD进行一般机电一体化产品设计时,都要涉及机械技术、电子技术和信息技术的有机结合问题,从这种意义上来说,CAD本身也是机电一体化技术的基本内容之一。

二、机械部件的选择和执行元件的分类

(一)机械部件的选择

1. 概述

机电一体化系统的机械系统与一般的机械系统相比,除要求具有较高的定位精度之外,还应具有良好的动态响应特性,就是说响应要快、稳定性要好。一个典型的机电一体化系统,通常由控制部件、接口电路、功率放大电路、执行元件、机械传动部件、导向支承部件,以及检测传感部件等部分组成。这里所说机械系统一般由减速装置、丝杠螺母副、蜗轮蜗杆副

等各种线性传动部件以及连杆机构、凸轮机构等非线性传动部件、导向支承部件、旋转支承部件、轴系统及架体等机构组成。为确保机械系统的传动精度和工作稳定性,在设计中,常提出无间隙、低摩擦、低惯量、高刚度、高谐振频率、适当的阻尼比等要求。为达到上述要求,主要从以下几方面采取措施。

①采用低摩擦阻力的传动部件和导向支承部件,如采用滚珠丝杆副、滚动导向支承、动(静)压导向支承等。

②缩短传动链,提高传动与支承刚度,如用加预紧的方法提高滚珠丝杆副和滚动导轨副的传动与支承刚度;采用大扭矩、宽调速的直流或交流伺服电机直接与丝杠螺母副连接以减少中间传动机构;丝杠的支承设计中采用两端轴向预紧或预拉伸支承结构等。

③选用最佳传动比,以达到提高系统分辨率、减少等效到执行元件输出轴上的等效转动惯量,尽可能提高加速能力。

④缩小反向死区误差,如采取消除传动间隙、减少支承变形的措施。

⑤改进支承及架体的结构设计以提高刚度、减少振动、降低噪声。如选用复合材料等来提高刚度和强度,减轻重量、缩小体积使结构紧密化,以确保系统的小型化、轻量化、高速化和高可靠性。

上述的措施反映了机电一体化系统设计的特点。以下介绍较典型的传动部件、导向和旋转支承部件以及架体等的结构设计和选择的基本问题。

2. 机械传动部件及其功能要求

常用的机械传动部件有螺旋传动、齿轮传动、同步带、高速带传动以及各种非线性传动部件等。其主要功能是传递转矩和转速。因此,它实质上是一种转矩、转速变换器。其目的是使执行元件与负载之间在转矩转速方面得到最佳匹配。机械传动部件对伺服系统的伺服特性有很大影响,特别是其传动类型、传动方式、传动刚性以及传动的可靠性对机电一体化系统的精度、稳定性和快速响应性有重大影响。因此,应设计和选择传动间隙小、精度高、体积小、重量轻、运动平稳、传递转矩大的传动部件。

机电一体化系统中所用的传动机构及其传动功能如表 10-3 所示。从表中看出,一种传动机构可满足一项或同时满足几项功能要求。如齿轮齿条传动既可将直线运动或回转运动转换为回转运动或直线运动,又可将直线驱动力或转矩转换为转矩或直线驱动力;带传动、蜗轮蜗杆及各类齿轮减速器(如谐波齿轮减速器)既可进行升速或降速,也可进行转矩大小的变换。

对工作机中的传动机构,既要求能实现运动的变换,又要求能实现动力的变换;对信息机中的传动机构,则主要要求具有运动的变换功能,只需要克服惯性力(力矩)和各种摩擦阻力(力矩)及较小的负载即可。

随着机电一体化技术的发展,要求传动机构不断适应新的技术要求。具体讲有三个方面:

①精密化——对于某种特定的机电一体化产品来说,应根据其性能的需要提出适当的精密度要求,虽然不是越精密越好,但由于要适应产品的高定位精度等性能的要求,对机械传动机构的精密度要求也越来越高。

②高速化——产品工作效率的高低,直接与机械传动部分的运动速度相关。因此,机械传动机构应能适应高速运动的要求。

③小型化、轻量化——随着机电一体化系统(或产品)精密化、高速化的发展,必然要求其传动机构小型轻量化,以提高运动灵敏度(响应性)、减小冲击、降低能耗。为与电子部件的微型化相适应,也要尽可能做到使机械传动部件短小轻薄化。

表 10-3 传动机构及其功能

传动机构	基本功能	运动的变换				动力的变换	
		形式	行程	方向	速度	大小	形式
丝杆螺母		✓				✓	✓
齿轮				✓	✓	✓	
齿轮齿条		✓					✓
链轮链条		✓					
带、带轮				✓	✓		
缆绳、绳轮		✓		✓	✓	✓	✓
杠杆机构			✓		✓	✓	
连杆机构			✓		✓	✓	
凸轮机构		✓	✓	✓	✓		
摩擦副				✓	✓	✓	
方向节				✓			
软轴				✓			
蜗轮蜗杆				✓	✓	✓	
间歇机构		✓					

(二) 执行元件的分类

目前,工业机器人、CNC 机床、各种自动机械、信息处理计算机外围设备、办公室设备、车辆电子设备、医疗器械、各种光学装置、家用电器(音响设备、录音机、摄像机、电冰箱)等机电一体化系统(或产品)离不开执行元件为其提供动力。如数控机床的主轴转动、工作台的进给运动以及工业机器人手臂升降、回转和伸缩运动等所有驱动部件又称执行元件,是处于执行机构与电子控制装置的接点部位的能量转换部件。它能在电子控制装置控制下,将输入的各种形式的能量转换为机械能,例如电动机、液动机、气缸、内燃机、电磁铁、继电器等分别把输入的电能、液压能、气压能和化学能转换为机械能。由于大多数执行元件已作为系列化商品生产,故在设计机电一体化系统或产品时,可作为标准件选用。

1. 执行元件的种类及特点

根据使用能量的不同,可以将执行元件分为电气式、液压式和气压式等几种类型,如图 10-33 所示。电气式是将电能变成电磁力,并用该电磁力驱动执行机构运动的。液压式是先将电能变换为液压能并用电磁阀改变压力油的流向,从而使液压执行元件驱动执行机构运动的。气压式与液压式的原理相同,只是将介质由油改为气体而已。其它执行元件与使用材料有关,如使用双金属片、形状记忆合金或压电元件的压电效应。

(1) 电气执行元件 电气执行元件包括控制用电机(DC、AC 伺服电机、步进电机)、静电电机、磁致伸缩器件、压电元件、超声波电机以及电磁铁等。其中利用电磁力的电动机和电

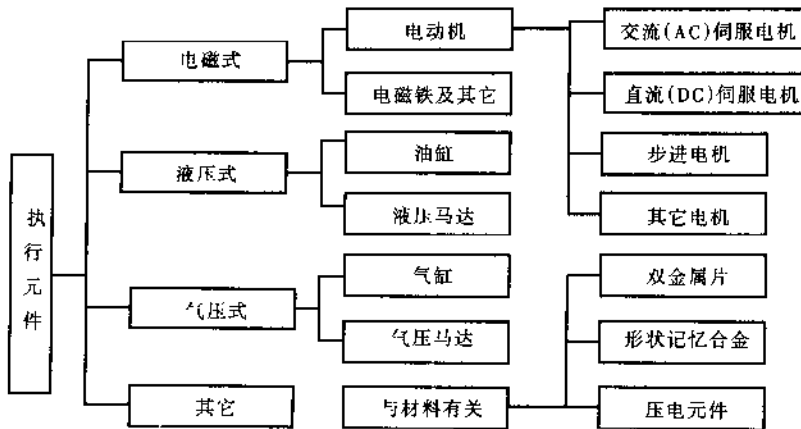


图 10-33 执行元件的种类

磁铁,因实用、易得而成为常用的执行元件。对控制用电机的性能除了要求稳速运转性能以外,还要求加速、减速性能和伺服性能等动态性能以及频繁使用时的适应性和便于维修性能。

控制用电机驱动系统一般由电源供给电力,经电力变换器变换后输送给电机,使电机作回转(或直线)运动,驱动负载机械(执行机构)运动,并在指令器给定的指令位置定位停止。这种驱动系统具有位置(或速度)反馈环节的叫闭环系统,没有位置与速度反馈环节的叫开环系统。

另外,电气式及其它执行元件中还有微量位移用器件,例如:①电磁铁——由线圈和衔铁两部分组成,结构简单。由于是单向驱动,故需用弹簧复位,用于实现两固定点间的快速驱动;②压电驱动器——利用压电晶体的压电效应来驱动执行机构作微量位移;③电热驱动器——利用物体(如金属棒)的热变形来驱动机构的直线位移,用控制电热器(电阻)的加热电流来改变位移量,由于物体的线膨胀量有限,位移量很小,可用在机电一体化产品中实现微量进给。

(2)液压式执行元件 液压式执行元件主要包括执行往复运动的油缸、回转油缸、液压马达等,其中油缸占绝大多数。目前,世界上已开发了各种数字式液压执行元件,例如电—液伺服马达和电—液步进马达,这些电—液式马达的最大优点是比纯电磁式马达力矩大,可以直接驱动执行机构,力矩/惯量大,过载能力强,适合于重载的高加减速驱动。因此,电—液式马达在强力驱动和高精度定位时性能好,而且使用方便。对一般的电—液伺服系统,可采用电液伺服阀控制油缸的往复运动。比数字伺服式执行元件便宜得多的是用电子控制电磁阀开关的开关式伺服机构,其性能适当,而且对液压伺服起辅助作用。

(3)气压式执行元件 气压式执行元件除了用压缩空气做工作介质外,与液压式执行元件无什么区别。具有代表性的气压执行元件有气缸、气压马达等。气压驱动虽可得到较大的驱动力、行程和速度,但由于空气黏性差,具有可压缩性,故不能在定位精度较高的场合使用。

上述几种执行元件的基本特点见表 10-4。

表 10-4 执行元件的特点及优缺点

种类	特点	优点	缺点
电气式	可使用商用电源;信号与动力的传送方向相同;有交流和直流之别,应注意电压大小	操作简便;编程容易;能实现定位伺服;响应快,易与 CPU 相接;体积小,动力较大;无污染	瞬时输出功率大;过载差,特别是由于某种原因卡住时,会引起烧毁事故,易受外部噪声影响
气压式	空气压力源的压力为 $(5 \sim 7) \times 10^5$ (Pa);要求操作人员技术熟练	气源方便、成本低;无泄露污染;速度快、操作比较简单	功率小,体积大,动作不够平稳;不易小型化;远距离传输困难;工作噪声大、难于伺服
液压式	要求操作人员技术成熟;液压源压力为 $(20 \sim 80) \times 10^5$ (Pa)	输出功率大,速度快,动作平稳,可实现定位伺服;易与 CPU 相接,响应快	设备难于小型化;液压源或液压油要求严格(杂质、温度、油量、质量);易泄漏且有污染

2. 机电一体化系统(或产品)对执行元件的基本要求

(1)惯量小、动力大 表征执行元件惯量的性能指标,对直线运动为质量 m ,对回转运动为转动惯量 J 。表征输出动力的性能指标为推力 F 、转矩 T 或功率 P 。

对直线运动来说,设加速度为 a ,则推力 $F = ma, a = F/m$ 。

对回转运动来说,设角速度为 ω ,角加速度为 ϵ ,则 $P = \omega T, \epsilon = T/J, T = J\epsilon$ 。 a 与 ϵ 表征了执行元件的加速性能。

另一种表征动力大小的综合性指标称为比功率。它包含了功率、加速性能和转速三种因素,即比功率 $= P\epsilon/\omega = \omega T \cdot T/J(1/\omega) = T^2/J(\text{kWs}^{-1})$ 。

(2)体积小、重量轻 既要缩小执行元件的体积、减轻重量,同时又要增大其动力,故通常用执行元件的单位重量所能达到的输出功率或比功率,即用功率密度或比功率密度来评价这项指标。设执行元件的重量为 G ,则

$$\text{功率密度} = P/G(\text{kWN}^{-1})$$

$$\text{比功率密度} = (T^2/J)/G(\text{kWs}^{-1}\text{N}^{-1})$$

(3)便于维修、安装 执行元件最好不需要维修。最新发展起来的无刷 DC 及 AC 伺服电机就是走向无维修的一例。

(4)宜于微机控制 根据这个要求,用微机控制最方便的是电动式执行元件。因此机电一体化系统所用执行元件的主流是电动式,其次是液动和气动式(在驱动接口中需要增加电—液或电—气变换环节)。

三、机电一体化系统的接口部分

(一)概述

1. 接口的定义

机电一体化系统是由各种不同的子系统和许多要素组成的,它是一个有机的整体,各要素之间与各子系统之间必须能够顺利地进行物质、能量和信息的传递与交换。因此,各要素与子系统相连处必须具备一定的联系条件,从而实现相互间的物质、能量和信息传递与交换,以满足系统正常工作的需要。把连接不同要素或子系统的连接和转换部分称为接口。机电一体化系统是机械、电子和信息等各种技术融合为一体的综合系统,其构成要素与子系

统之间的接口部分就显得极为重要。若仅有机械系统或电子系统,接口问题显得并不突出,但在各种技术的复合过程中,接口就很重要了,其性能的好坏对整个系统的综合性能起着决定性作用。

接口可分为直接式接口和间接式接口两种基本形式,如图 10-34 所示。

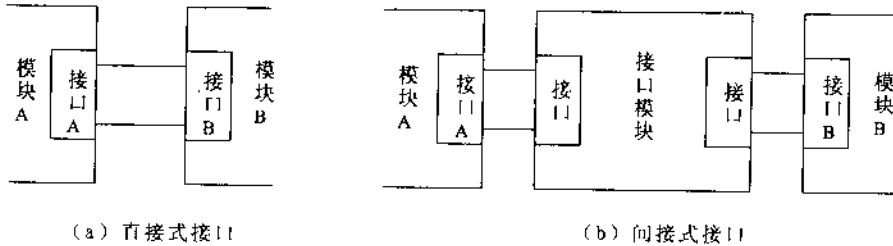


图 10-34 接口形式
(a)直接式接口 (b)间接式接口

(1)直接式接口 它是利用子系统或要素本身具有接口性能的那一部分进行连接。这种接口只能传递信息而不能进行信息转换。例如,电气连接中的插头、插座、电缆等;机械连接中的铆钉、销、螺钉等都是直接接口方式。

(2)间接式接口 它是借助中间系统的接口部分与相应子系统或要素进行连接。在机电一体化系统中,这种类型的接口居多。间接式接口不仅能够传递数据和信息,而且可以对信息和数据进行处理,从而使相连接的子系统形成一个有机的整体。它可以是具有一定功能的部件,也可以是一台设备。例如,各个电子设备之间的各种接口电路板;机械与电机之间的联轴器、减速器等。此外,接口还可以是计算机的程序。接口程序是用来连接计算机的各个子程序的。广义地说,接口在系统(或产品)中无处不在,无处不有。构成系统(或产品)的每一个输入、输出口就是它的接口。若系统(或产品)是由许多要素或子系统构成的,那么每一个要素或子系统都可以看做前、后两个要素或子系统间的接口。

2. 接口的类型

与系统一样,接口是由物质、能量和信息的输入/输出以及参数的变换与调整两大功能组成的。

(1)按接口的变换与调整功能来分 它有以下几种:

①零接口 零接口是指不进行任何变换与调整,即输入/输出的直接接口。如:输送管、插头、插座、接线柱、联轴器、导线、电缆等。

②无源接口(被动接口) 无源接口是指仅对无源要素进行变换与调整的接口。如:齿轮减速器、进给丝杠、变压器、可变电阻及光学透镜等。

③有源接口(主动接口) 有源接口是指含有有源要素,并能与无源要素进行匹配的接口。如:电磁离合器、放大器、光电耦合器、D/A 和 A/D 转换器以及力矩变换器等。

④智能接口 智能接口是指含有微处理器,可进行程序编制或可适应性地改变接口条件的接口。如:自动变速装置、通用 I/O 接口芯片(8155、8255 等)、RS232C 接口、STD 总线、通用接口总线(GP-1B 总线)等。

(2)按接口的输入/输出功能来分 它有以下几种:

①机械接口 机械接口是指由输入/输出部位的形状、尺寸、精度、配合、规格等进行机械连接的接口,它起到传递力和运动的作用。如:联轴器、管接头、法兰盘、螺纹、圆锥面、燕尾槽、齿轮、销等。各种泵、控制阀、气缸、液压缸等是用于流体动力设备与机械本体连接的接口。

②电气接口 电气接口是指传递各种电气参数的界面,它除了传递信息外,还要求被连接的两个电气部分彼此间电气参数要相互匹配。如:频率、电压、电流、阻抗等。电缆、导线、开关、插头、插座等只能用于传递信息;数据总线(BUS)作为一个接口,可在多个模块之间传递信息和数据;模拟信息与数字信号之间的 A/D、D/A 转换器、高低电压之间的变压器、整流器、变频器等都是具有接收、处理和发送功能的接口电路。

③信息接口(软件接口)它在逻辑上要满足软件的约束条件。如:程序设计的语言、格式、标准、符号等各项规定,又如 GB、ISO 标准等。

④人-机-环接口 机电一体化产品或设备由人操纵,人与机器是处于一个系统中,构成所谓的人-机-环的广义接口。为了使系统中的三个环节相互协调、统一,应当妥善处理人-机之间的信息传递的各种方法,如:键盘输入、语言输入、图形输入、手写和数码显示等等。只有通过这些接口,人才能把自己的要求和条件告诉机电一体化产品或设备中的控制部件;控制器也只有通过这些接口才能使人明白当前机器的工作状态和情况。机-环接口和人-环接口主要解决机器与周围环境之间和人与周围环境之间的协调关系。人和机器总是工作在一定环境之中,对周围环境条件(如:温度、湿度、电磁场、放射线、振动、粉尘等)要有具体的要求,如:屏蔽、防潮、防爆、防尘、防振、空气调节、噪声小等。

在机电一体化系统中,认真处理接口部分是很重要的。它是保证产品具有高性能、高质量的必要条件。这是由机电一体化产品的复杂性决定的。图 10-35 所示为机电一体化系统各构成要素之间的相互联系图。

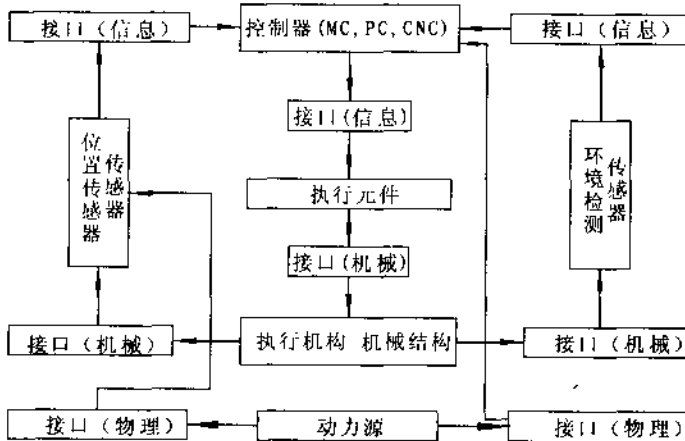


图 10-35 机电一体化系统各构成要素之间的相互联系

(二)机电一体化系统的接口技术

1. 微机系统的接口技术

计算机的“接口”泛指中央处理器与所有外部设备相连的那部分电路和器件。毫无疑

问,接口是构成计算机系统的一个重要逻辑部件,又是计算机与外部设备交换信息(数据、命令、地址、状态等)的桥梁。严格地说,接口也包括计算机的存储器接口,使其将程序、原始数据、计算机处理结果送到输出设备,以便显示、打印和实现各种控制。

计算机的外部设备(简称外设),是由输入设备和输出设备两大部分组成的。输入设备和输出设备均通过计算机接口交换信息,如图 10-36 所示。在接口中,数据寄存器、状态寄存器和控制寄存器分别对应于数据端口、状态端口和控制端口。为了便于访问,每个寄存器都设有端口地址。CPU 通过对 IP 接口的端口地址的寻址,来与外设交换信息。微型计算机就是采用这种传递方式实现输入/输出。CPU 都要通过接口才能与外设连接,加上驱动接口所需的软件,构成了计算机系统的接口技术。

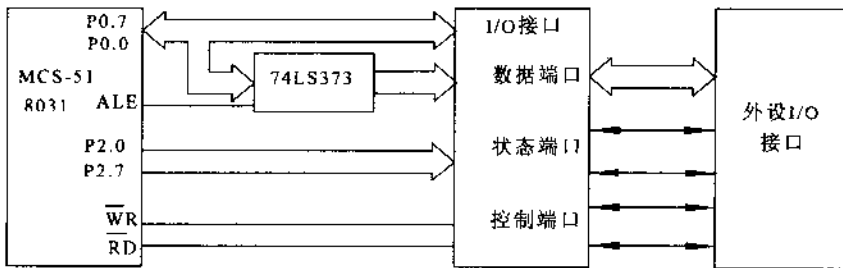


图 10-36 微型计算机与外设间的接口

计算机系统的接口,按功能可分为通用接口和专用接口两大类。

通用接口适用于大部分外设,可分为串行接口和并行接口两种。在并行接口中,可以同时从接口中输入与输出一个字节的信息(即一个 8 位二进制数)。在串行接口中,CPU 与接口之间的数据是并行传送的,而接口与外设之间的数据则是一位接一位串行传送的。在机电一体化系统中,使用最普遍的通用接口是可编程接口 PPI,如可编程并行接口芯片 8255A。它在机电一体化系统中的作用,如图 10-37 所示。PPI 的输入/输出动作由微机的程序控制,传感器、执行元件与微机之间通过转换接口电路与 PPI 相连,信息的输入/输出非常方便。

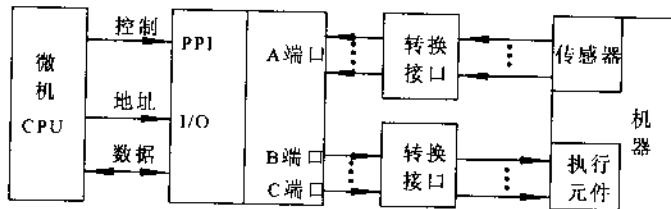


图 10-37 PPI 的作用

专用接口仅是用于某台外设或某个微处理器。例如,面向外设的专用接口有可编程的软盘控制器 8271、可编程的 CRT 控制器 8275 等;面向微机的专用接口有可编程的定时/计数器 8253 等,它们都是用来增强 CPU 功能的。此外,在实时控制系统中专为某个被控制对

象而设计的接口,也属于专用接口范畴。

下面介绍几种常用的计算机接口器件。

(1)RS232C 串行接口 RS232C 接口标准是一种广泛使用的普遍标准,其使用范围已超出了计算机和通信领域。RS232C 接口标准最先是由美国电子工程师学会(EIA)于1962年推出,1969年改进为RS232C标准。其最初制定是为了促进公用电话网络进行数据通信。进入80年代以后,随着计算机工业的飞速发展,具有串行接口的设备(如显示器、打印机和绘图仪等)都可直接通过RS232C与计算机相连。RS232C标准对通信双方之间的信息传输线、控制线提出了定义,并规定通信双方采用D型25芯插头作为标准连接器。两个25芯D型插头之间用圆电缆与扁平电缆相互连接,插头和插座的圆脚如图10-38所示。同时,对它们的功能和传输信号的物理特性(如信号的电压幅值、极性、频率等)也做出了规定。这些规定提高了通信的可靠性,简化了通信过程。

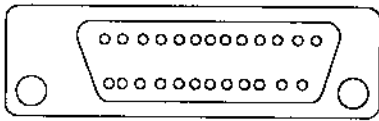


图10-38 RS232C用D型25芯插座的管脚排列

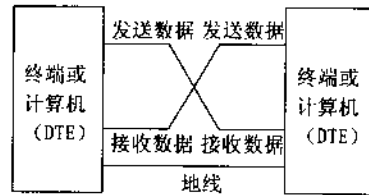


图10-39 RS232C的三线制方式

RS232C的数据线是单向的,因此有两根数据线,即发送数据线TXD(脚2)和接收数据线RXD(脚3),通过信号地(脚7)构成回路。图10-39所示的交叉连接的三线制方式,是利用RS232C标准最简单的通信方式,它用于较近的两台设备之间。

(2)可编程并行接口芯片8255A 8255A可编程接口芯片片内提供的硬件资源包括三个8位并行口I/O(PA口、PB口、PC口),其中PC口又分为高4位和低4位口,如图10-40

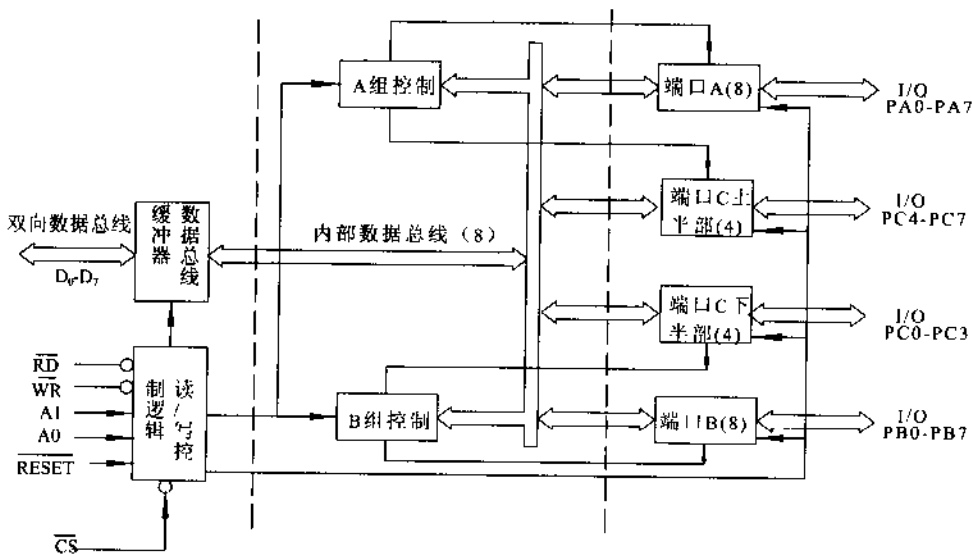


图10-40 8255A芯片的结构

所示。

在微型计算机应用系统中,8255A 与微型计算机连接简单,其工作方式由程序设定。它共有三种工作方式,即方式 0(基本输入/输出方式)、方式 1(选通输入/输出方式),方式 2(双向总线方式)。图 10-41 所示为 8255A 的接口电路。

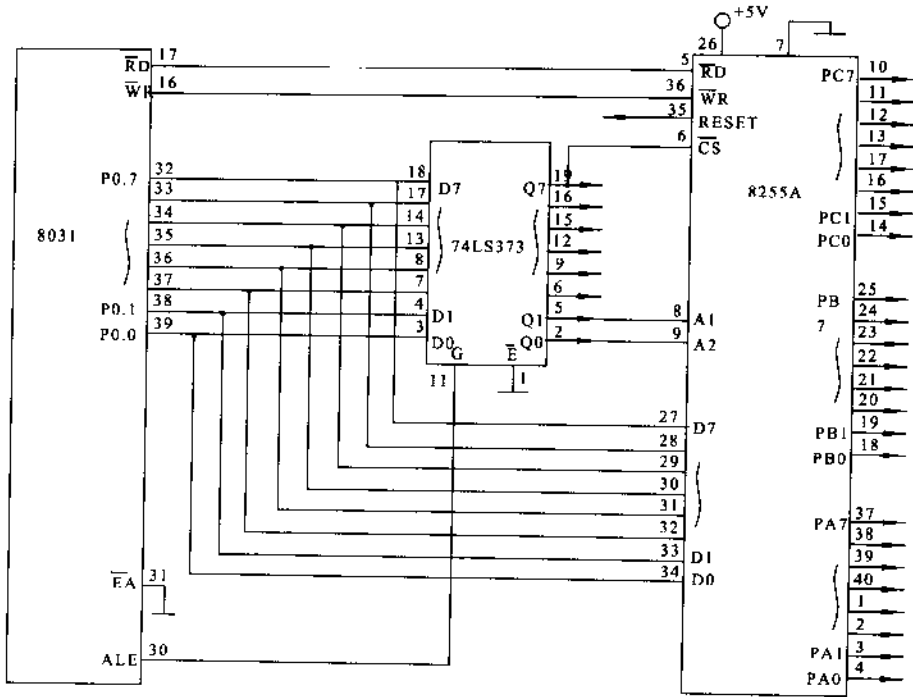


图 10-41 8031 与 8255A 的接口电路图

(3)模数转换接口技术(A/D) A/D 转换是微型机控制系统及检测系统的重要接口之一。在检测系统中,当测量温度、压力、流量、重量、位置、成分、电压、位移、转速等未知参数时,A/D 转换器的任务就是把传感器输出的电流或电压信号变换成数字量,以便进行控制和计算。

A/D 转换器芯片种类繁多,按输出的数字信号位数,有 4、8、10、12、16 位等,按转换原理分为逐次比较式、双积分式、量化反馈式和并行式等多种。图 10-42 所示为 A/D 转换器的连接示意图。

下面给出典型的 8 位模数转换芯片 ADC0809 与 8031 单片机的接口电路图,如图 10-43 所示。ADC0809 是逐次逼近式的 8 位 A/D 转换芯片,有 8 个模拟量输入通道 IN0 ~ IN7。每个通道号占有一个地址号,由通道选择线 ADDA、ADDB、ADDC 决定。由于 A/D 芯片在系统中相当于一个外围芯片,现取 P2.7 低电平有效作为片选信号,则 IN0 ~ IN7 8 个通道地址号分别为 7FF8H ~ 7FFFH。当片选信号与 WR 有效信号相配合时,利用 WR 下降沿使 START 及 ALE 信号变为高电平有效,来锁存地址信号。在 WR 上升沿时刻,START 信号由高电平变为低电平,启动 A/D 转换。

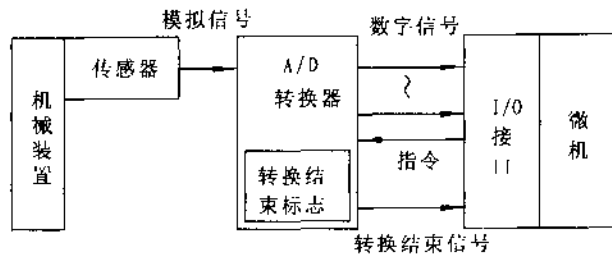


图 10-42 A/D 转换器的连接示意图

ADC0809 芯片从启动 A/D 转换到结束需要 $100\mu\text{s}$ 。A/D 转换结果时,EOC 输出高电平,此信号可供查询方式作为状态信号或作为中断请求信号,通知 CPU 来读取 A/D 转换之数值。图 10-43 中,把 EOC 信号与 8031 外部中断请求信号 $\overline{\text{INT}}$ 连接,CPU 启动 A/D 转换后,当 EOC 为高电平时,8031 在响应中断后,在中断服务程序中 CPU 即可从 ADC0809 中读取转换结果。

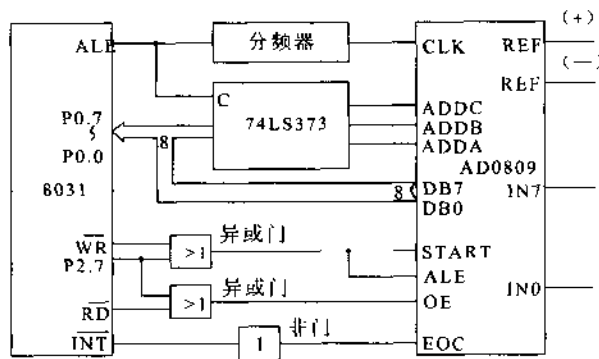


图 10-43 8031 与 ADC0809 的接口电路图

(4)D/A 转换扩展接口 D/A 转换也是微型机控制系统的重要接口之一。在微机数控系统中,机电一体化产品的执行元件大多数只受模拟量的控制,D/A 转换器的任务就是把数控装置产生的数字信号变换为连续的电流或电压信号,以便控制电机等执行元件按要求工作。

D/A 转换器芯片种类繁多,按位数分为 8、10、12、16 位等,按输出的模拟量分为电流输出型和电压输出型。下面以典型的电流输出型 8 位 D/A 转换芯片 DAC0832 为例。DAC0832 是以 CMOS 工艺制成的双列直插式 8 位 D/A 转换器,可与许多 CPU 或单片机接口。其输入为 TTL 电平,功耗为 20mW 。

图 10-44 所示为 DAC0832 与 8031 相连的接口电路图。由于 DAC0832 有两个分别控制的数据寄存器,故可根据应用需要接成多种工作方式,使用时有较大的灵活性。图(a)为 DAC0832 单缓冲型工作方式时与单片机的连接方法。P2.6 作为片选信号,故 D/A 芯片的地址可取为 BFFFH。图(b)为 DAC0832 双缓冲型工作方式时与单片机的连接方法。它利用两个地址码(P2.5 低电平有效及 P2.6 低电平有效),进行二次输出操作完成数据的传送

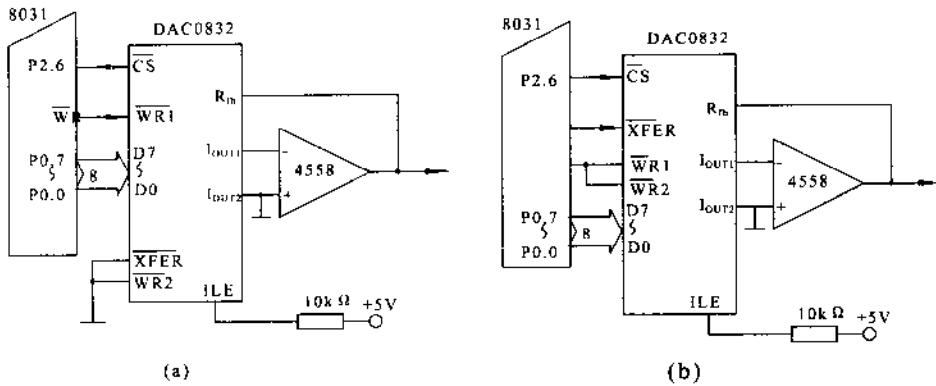


图 10-44 8031 与 DAC0832 的接口电路图
(a) 单缓冲型工作方式 (b) 双缓冲型工作方式

及启动转换;第一次当 \overline{CS} 有效(P2.5 低电平)时,完成将 P0 口数据线上的数据锁存入 DAC0832 的输入数据寄存器中;第二次当 \overline{XFER} 有效(P2.6 低电平)时,完成将输入寄存器的内容锁存入 0832 的 DAC 寄存器中进行 D/A 转换。 \overline{XFER} 控制信号也可以由外部控制。这种二阶缓冲型的连接方法,可以满足多路 D/A 转换时实现同步转换输出的要求。

(5)光电耦合器 光电耦合器是一种比较理想的计算机与外部控制伺服系统连接的 I/O 接口器件,这是由它的特点所决定的。光电耦合器用光传递信号,因此可以使输入与输出在电气上完全隔离,抗干扰能力强,特别是抗电磁干扰能力强。可用于电位不同的电路间的耦合,即可进行电平转换。它有如下优点:

- ①传递信号是单方面的,寄生反馈小,传递信号的频带宽。
- ②响应速度快,易与逻辑电路配合。
- ③无触点,耐冲击,寿命长,可靠性高。

常用的光电耦合器如图 10-45 所示。图(a)所示为普通的用作信号隔离的光电耦合器,它以发光二极管为输入端。当发光二极管导通并发光时,接收二极管发出的光而导通,

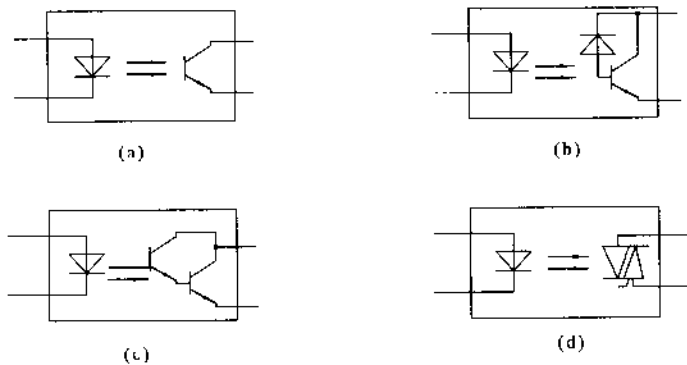


图 10-45 常用电光耦合器
(a) 普通型 (b) 光敏二极管型 (c) 光敏三极管型 (d) 可控硅型

其输出端电压的大小变化据不同的光电隔离电路而跟随发光二极管输入端电压大小变化,比如,二极管输入端为高电平,三极管输出端为高电平。这种光电耦合器一般用来传递频率在 100kHz 以下的信号。图(b)所示的光电耦合器,其输出部分由光敏二极管和放大三极管构成达林顿输出,使其增益得到很大提高,因此可以用来直接驱动中、小功率的负载。图(c)所示的光电耦合器,其部分输出由光敏三极管和放大三极管构成达林顿输出,使其增益得到很大提高,因而可以用来直接驱动中、小功率的负载。图(d)所示的光电耦合器,其输出部分为光控晶闸管(分为有源、双向两种形式),常在交流大功率的隔离驱动中应用。

(二)微型计算机与机械装置间的连接技术

机械装置上装有检测位置、速度、加速度、力、力矩或温度等参数的传感器,传感器的信号通过接口电路变换成为数字信号,送入微机,微机经过处理后输出控制信号,再经过接口传送给执行元件,从而完成要求的动作或功能。

下面以步进电机与 MCS-51 的接口为例,来讲述微型计算机与安装有机械装置的执行元件之间的接口技术。图 10-46 所示为步进电机与 MCS-51 的接口电路,在此接口电路中,包括光电耦合和功率驱动两部分。VT2 为功率三极管。VT1 和 VT2 都工作在开关状态。步进电机绕组上串联有限流电阻。由于绕组对于交流和直流呈现的阻抗有较大差别,绕组的静态电流较大,故采用限流电阻。当 P1.0 口的某一位输出如 P1.0 为高电平时,光电耦合器导通,VT1 截止,功放管 VT2 导通,U 相绕组通电,如 P1.0 为低电平时,U 相绕组不通电。这样就实现了 P1.0 的输出脉冲对 U 相绕组的控制。

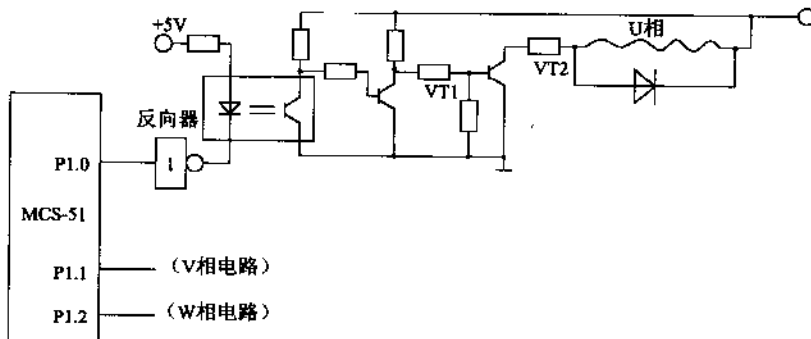


图 10-46 步进电机与 MCS-51 的接口电路图

第十一章 自动机械设计实例

前面分章介绍、讨论了自动机械的设计原理,自动机械的总体、传动系统、供料机构等等的设计理论及方法,本章将通过一些自动机械设计实例,综合说明自动机械的设计过程。

第一节 弹性夹头自动铣槽机设计

一、设计要求及主要技术指标

①弹性夹头结构如图 11-1 所示。

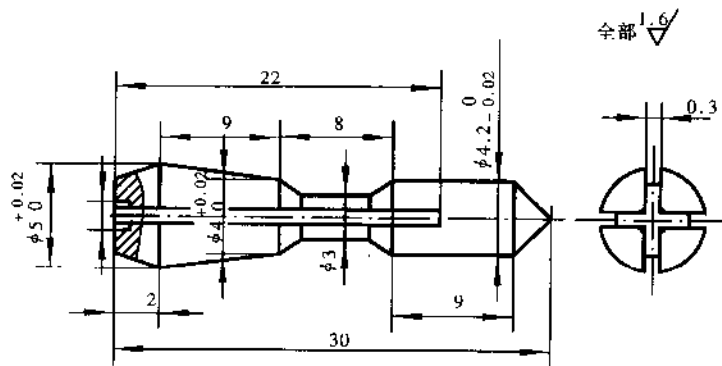


图 11-1 弹性夹头的结构

②当图 11-1 中的结构尺寸 $\phi_m \geq 2\text{mm}$ 时,铣出四条槽,槽长 21.5mm,四槽均布;当 $\phi_m < 2\text{mm}$ 时,铣三条槽,槽长不变,均布;槽宽均为 0.3mm,无铣削毛刺。

③铣槽机在工作中,允许手工上下料,但铣槽过程必须自动进行。

④铣槽机的设计生产纲领:200~300 件/8h。

⑤研制费用:4 万元。

⑥研制周期:10 个月。

二、分析论证

弹性夹头(三爪或四爪)在机械加工中应用十分普遍。这里讨论的弹性夹头是作为钻石(直径 2~3mm、厚度约 0.3mm)加工中的一种专用夹具。所要研制的铣槽机是加工弹性夹头的专用机床。

由图 11-1 可知,弹性夹头外部由两段圆柱和一段圆锥组成,主要配装在钻石夹具的套内,加工要求不是太高,可经车削加工后研磨即可。当完成弹性夹头外形加工后,需要在锥体部分加工出三槽或四槽。加工槽的常规方法就是铣槽,考虑槽的宽度,可采用片铣刀。从

铣切原理考虑,可由机床主轴夹持住弹性夹头外圆,铣刀先铣切出一条槽后,主轴分度,依次再加工其余各槽,从而完成铣槽任务。按此铣切原理,设计一台自动铣槽机,设计中再采取一些技术措施,完全可以保证加工要求。

三、方案设计

1. 铣刀选用

常用的高速钢圆盘铣刀规格如表 11-1 所示。根据铣削要求,选用规格为 $D \cdot d = 40 \times 13, Z = 56$ 的铣刀。

表 11-1 铣刀规格

铣刀外径 D /mm	铣刀内径 d /mm	铣刀齿数 Z	
		粗齿	细齿
25	8	44	72
32	10	50	80
40	13	56	90

2. 铣切方法选择

铣切时,由夹具夹持住弹性夹头的尾部并进行分度,铣刀在旋转中进刀铣切,手工上下料。常用的铣切方法有顺铣法和逆铣法,如图 11-2 所示。考虑是在工件内部开槽,逆铣时不易在夹头端部产生铣削毛刺,而且产生的铣削力又有利于夹具夹紧弹性夹头,故选定逆铣法。

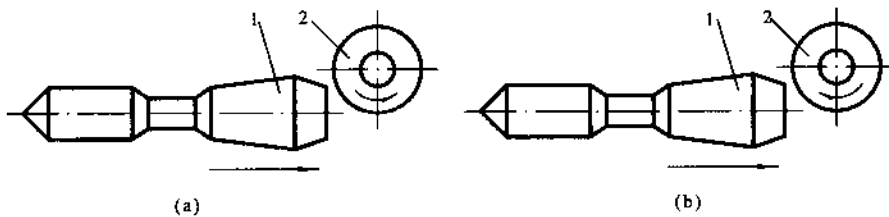


图 11-2 铣切方法
(a)顺铣 (b)逆铣
1—工件 2—铣刀

3. 铣切工艺

手工上料→铣切→抬刀→分度→铣切→抬刀→卸料

4. 铣刀转速和进刀时间计算

铣刀的转速按下式计算:

$$n_{刀} = \frac{1000 v}{\pi D} = \frac{1000 \times 80}{40\pi} \approx 637 (\text{r/min})$$

式中 v ——切削速度,取 $v = 80 \text{m/min}$ 。

铣刀进给总行程为:

$$H = 21.5(\text{槽长}) + 4.5(\text{余量}) = 26(\text{mm})$$

设铣刀铣切一条槽需要转动 R 转, 取铣刀的每齿进给量为 0.005mm , 则:

$$R = \frac{H}{0.005Z} = \frac{26}{0.005 \times 56} \approx 92.8(\text{转})$$

设铣刀铣切一条槽的进给时间为 t , 则:

$$t = \frac{R}{n_{\text{刀}}} = \frac{92.8 \times 60}{637} \approx 8.74(\text{s})$$

5. 铣切夹具设计

由于弹性夹头可夹持部分直径为 $\phi = 4.2\text{mm}$, 长度仅为 6mm , 而铣切时的悬伸量有 20mm , 这在铣切时, 极易使弹性夹头变形, 铣刀因振动等原因也很容易爆裂损坏, 从而不能保证铣切加工质量。所以设计如图 11-3 所示的专用铣切夹具。图中的三爪(或四爪)铣切夹头 2(槽数与待加工弹性夹头槽数相同)装夹在机床主轴 1 中, 夹头前端的弹性辅助支承可托住弹性夹头, 形成两点支承, 从而增加了铣切时弹性夹头的刚性和抗振能力, 确保了加工质量, 也延长了铣刀使用寿命。

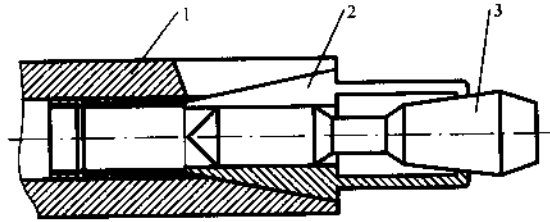


图 11-3 铣切夹具
1—机床主轴 2—铣切夹头 3—弹性夹头

四、铣槽机传动系统的设计

(一) 传动路线的拟定

按照上述铣切工艺, 铣槽机主要执行机构有两个: 机床主轴和铣刀, 其工艺动作如下:

机床主轴夹持住弹性夹头并进行分度; 铣刀向弹性夹头进给铣切, 抬刀、退刀后, 机床主轴分度, 铣刀二次铣切, 如此反复三次(三槽)或四次(四槽)。

铣槽机传动路线(如图 11-4 所示)安排如下:

铣刀 16 的转动由电动机 13 通过带传动副 14 单独驱动; 主轴 17 分度、铣刀进给以及抬刀、退刀运动之间形成内联传动链, 由凸轮分配轴 7 控制; 凸轮分配轴由电动机 1 以及传动系统组成的外联传动链驱动。

电动机 1 通过联轴器 2、减速机 3、链传动 4、安全离合器 5 驱动凸轮分配轴 7 转动; 分配轴上的凸轮 6 通过连杆机构 20、棘轮 19、齿轮 (Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4) 传动, 实现机床主轴 17 的分度; 分配轴上的凸轮 8 使刀架 11 拖动铣刀 16 沿机床导轨前后运动, 实现铣刀的进给运动; 分配轴上的凸轮 9 通过连杆机构 10 使顶杆 12 绕轴转动, 从而驱动铣刀支架 14 沿刀架 11 立导轨上下滑动, 实现铣刀的抬刀运动; 在主轴 17 上安装凸轮 18 用于驱动行程开关, 实现铣切完成后的停车。

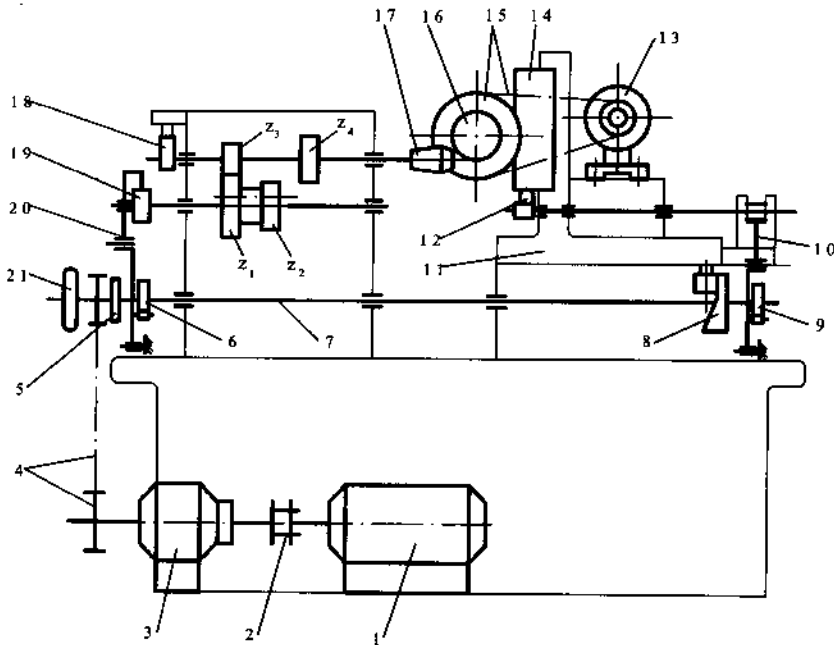


图 11-4 铣槽机的传动系统

- 1—主电动机 2—联轴器 3—减速器 4—链轮副 5—安全离合器 6—主轴分度凸轮 7—凸轮分配轴
8—进刀凸轮 9—抬刀凸轮 10—连杆机构 11—刀架 12—顶杆 13—铣刀电动机 14—铣刀支架
15—带传动副 16—铣刀 17—机床主轴 18—停车凸轮 19—棘轮 20—连杆机构 21—手轮

(二) 传动系统的计算

1. 铣刀传动系统

(1) 电动机的选择 由机床设计手册可知, 铣刀的铣削力 $F(N)$ 按下式计算:

$$F = c_F \cdot a_e^{0.86} \cdot a_f^{0.72} \cdot d_i^{0.86} \cdot a_p \cdot Z$$

- 式中 c_F ——系数, 查表得 $c_F = 68$;
 a_e ——切削深度, $a_e = 2.5 \text{ mm}$;
 a_f ——每齿进给量, $a_f = 0.01 \text{ mm/齿}$;
 a_p ——铣削宽度, $a_p = 0.3 \text{ mm}$;
 d_i ——铣刀直径, $d_i = 40 \text{ mm}$;
 Z ——铣刀齿数, $Z = 56$ 。

代入上式计算得:

$$F \approx 21(N)$$

由铣削速度 $v = 80 \text{ m/min}$, 则铣削功率为 $N(\text{kW})$:

$$N = \frac{F \cdot v}{6120 \eta} = \frac{21 \times 80}{6120 \times 0.9} \approx 0.31$$

式中 η ——效率, 取 $\eta = 0.9$ 。

可选功率 100 W 、转速 1400 r/min 的电动机。

(2) 皮带传动的计算 根据功率大小, 选用 O 型带, 取小带轮直径 $D_1 = 71\text{mm}$, 计算大带轮直径 D_2 :

$$D_2 = \frac{n_0 \cdot D_1}{n_H} = \frac{1400 \times 71}{637} \approx 156(\text{mm})$$

2. 分配轴传动系统

(1) 分配轴转速确定 取铣刀进给凸轮的工作行程和空行程的时间比为 1:1。由铣刀铣切一条槽的进给时间 $t = 8.74\text{s}$, 则凸轮转一转的时间为 17.48s , 分配轴转速为

$$n_{\text{分}} = \frac{60}{17.48} \approx 3.43(\text{r}/\text{min})$$

设铣切三条槽时所需要的时间为

$$T_3 = 3 \times 17.48 \approx 52.44(\text{s})$$

设铣切四条槽时所需要的时间为

$$T_4 = 4 \times 17.48 = 69.92(\text{s})$$

取工件装夹所需要的时间为 30s , 则铣槽机每班产量为
当铣切三槽时:

$$Q = \frac{8 \times 60 \times 60}{52.44 + 30} \approx 349(\text{件}/\text{班})$$

当铣切四槽时:

$$Q = \frac{8 \times 60 \times 60}{69.92 + 30} \approx 288(\text{件}/\text{班})$$

(2) 分配轴外联传动链设计 考虑分配轴转速 ($3.43\text{r}/\text{min}$) 比较低, 选用功率 0.6kW 、转速为 $120 \sim 1200\text{r}/\text{min}$ 的滑差电动机。取电动机的正常工作转速为 $600\text{r}/\text{min}$, 则外联传动链总降速比为:

$$i = \frac{3.43}{600} \approx \frac{1}{175}$$

可选用降速比为 121 的摆线针轮减速器, 其余降速比由链传动来调整。

减速器输出端选用齿数 $Z_5 = 20$ 、节距 $t = 12.7$ 的自行车用飞轮作为主动链轮。飞轮是一种超越离合器, 当转动盘车手轮以调整铣槽机时, 离合器可将减速器以及电动机脱开, 以便轻松转动盘车手轮。

分配轴上从动链轮设计计算如下:

$$Z_6 = \frac{20 \times 175}{121} \approx 28.9$$

$$D_6 = \frac{29 \times 12.7}{\pi} \approx 117.29(\text{mm})$$

$$D_e = 117.29 + 7.8(\text{齿顶高}) = 125.09(\text{mm})$$

$$D_f = 117.29 - 7.8 = 109.49(\text{mm})$$

圆整后取 $Z_6 = 29$ 。

式中的 Z_6 、 D_6 、 D_e 、 D_f 分别为从动链轮的齿数、分度圆直径、顶圆直径、根圆直径。

(3) 分配轴内联传动链设计 根据铣切工艺要求, 确定各执行机构运动循环组成以及时间(转角)。

铣刀进给机构运动循环: $\omega_k = 180^\circ$ (进给)

$$\omega_s = 90^\circ(\text{工作停留})$$

$$\omega_d = 45^\circ (\text{退刀})$$

$$\omega_o = 45^\circ (\text{初始位置停留})$$

铣刀抬刀机构运动循环: $\omega_k = 60^\circ$ (抬刀)

$$\omega_s = 60^\circ (\text{工作停留})$$

$$\omega_d = 45^\circ (\text{落刀})$$

$$\omega_o = 195^\circ (\text{初始位置停留})$$

主轴分度机构运动循环: $\omega_k = 90^\circ$ (分度)

$$\omega_s = 10^\circ (\text{工作停留})$$

$$\omega_d = 60^\circ (\text{棘爪返回})$$

$$\omega_o = 200^\circ (\text{初始位置停留})$$

停车行程开关驱动机构运动循环: $\omega_k = 90^\circ$ (升程)

$$\omega_s = 10^\circ (\text{工作停留})$$

$$\omega_d = 90^\circ (\text{回程})$$

$$\omega_o = 170^\circ (\text{初始位置停留})$$

根据铣切工艺要求以及各执行机构的运动循环,设计并绘制铣槽机的工作循环图(分配轴同步化循环图),如图 11-5 所示。

根据此分配轴同步化循环图,选用合适的运动规律,完成四个凸轮的设计。

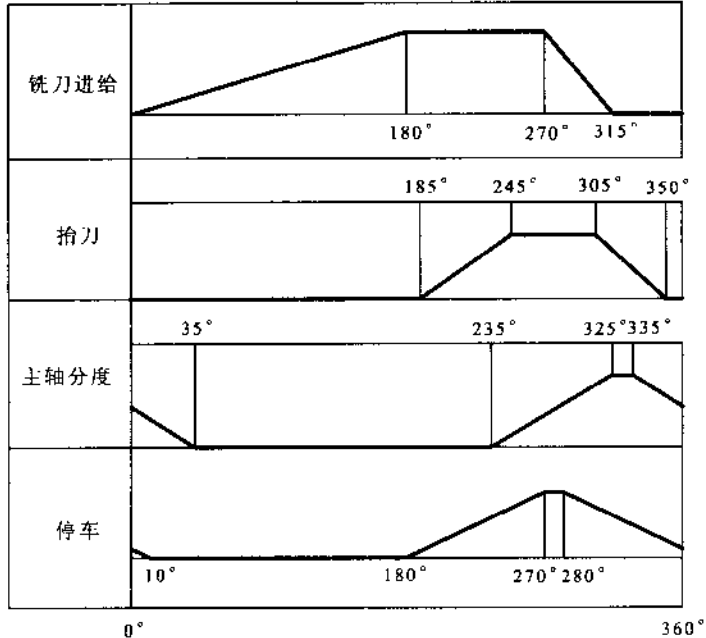


图 11-5 铣槽机工作循环图

五、铣槽机主轴系统设计

1. 主轴分度运动的实现

主轴分度采用凸轮机构、棘轮机构以及齿轮传动来实现,在图 11-4 中,主轴分度凸轮通过连杆机构 20 使棘轮 19 间歇转动,在棘轮轴上装设一双联滑移齿轮(齿数 $Z_1 = 60, Z_2 = 54$),分别与主轴 17 上的两个齿轮($Z_3 = 30, Z_4 = 36$)啮合,实现主轴的分度运动。

当需要三分度时,主轴的转角为:

$$\alpha_{\pm} = \alpha_{\text{棘}} \cdot \frac{Z_1}{Z_3} = 60^\circ \times \frac{60}{30} = 120^\circ$$

当需要四分度时,主轴的转角为:

$$\alpha_{\pm} = \alpha_{\text{棘}} \cdot \frac{Z_2}{Z_4} = 60^\circ \times \frac{54}{36} = 90^\circ$$

式中 $\alpha_{\text{棘}}$ ——棘轮每次转角, $\alpha_{\text{棘}} = 60^\circ$ 。

2. 主轴定位机构的设计

在主轴分度后,由弹性定位锥销机构的锥销锁定主轴位置,以确保主轴的定位精度,从而保证加工质量。

有关棘轮机构、抬刀用四连杆机构设计计算以及主轴、分配轴、齿轮传动等强度、刚度计算省略。

六、铣槽机总体结构设计

(一) 总体布局

采用卧式结构,机体分上、下两部分(见图 11-6),上、下机体用螺栓连接;下机体 1 为

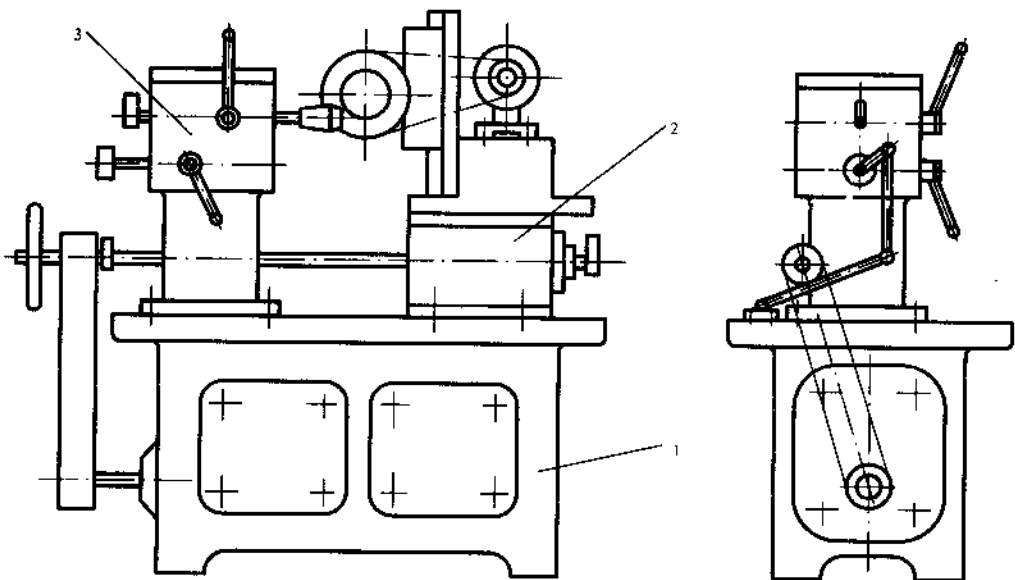


图 11-6 铣槽机总体布局

1—下机体组件 2—右机体组件 3—左机体组件

铣槽机主支承件,内空整体铸造,内部安装主电动机以及减速器等;上机体分左机体3和右机体2,左机体3为主轴系统,右机体2为铣刀系统,操作高度(即主轴高度)800mm;右机体采用滑动导轨结构,以实现铣刀的进给运动和抬刀运动。

(二)结构设计

1. 绘制总装配图

在总体布局图的基础上,进行详细结构设计并绘制总装配图(略)。

2. 绘制部装图、零件工作图

必要时可将主轴系统、分配轴系统等作为子系统来进行结构设计,绘制成部装图、零件工作图(略)。

(三)铣槽机其它系统设计

如润滑系统、铣削液系统、电气系统等设计(略)。

(四)编制技术文件

如设计说明书、使用说明书等(略)。

[本节内容参考了汤瑞主编的《轻工机械设计》(同济大学出版社)一书。]

第二节 粒状巧克力糖包装机设计

一、原始资料

1. 产品

本机加工对象是呈圆台形粒状巧克力糖,如图11-7所示。该巧克力糖生产批量很大,畅销国内外。过去由于手工包装质量不均,工人劳动强度大,远远不能适应市场的需要。为此,工厂提出粒状巧克力糖包装机的设计任务。

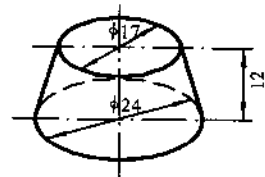


图 11-7 产品形状

2. 包装材料

巧克力糖包装采用厚度0.008mm的金色铝箔卷筒纸。

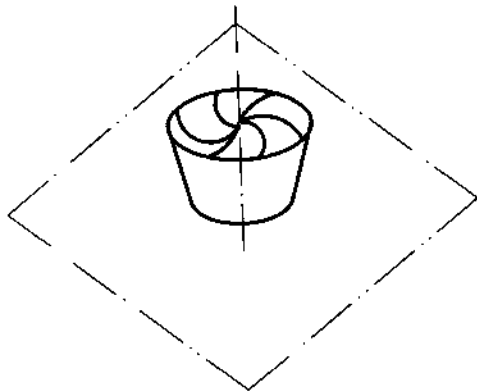


图 11-8 包装后成品外形

3. 机器的生产率

生产任务为每班产量570kg,约合自动机的正常生产率为120件/min。考虑自动机工艺条件的变化,采用无级调速,使自动机的生产率为70~130件/min。

4. 包装质量要求

要求巧克力糖包装后外形美观、挺括,铝箔纸无明显损伤、撕裂、褶皱(如图11-8所示)。

5. 对自动机的基本要求

机械结构简单,工作可靠、稳定,操作方便、安全,维修容易,造价低。

二、粒状巧克力糖包装工艺确定

在广泛调查研究的基础上,对产品的包装工艺进行详细的分析。

一般来说,开始总是以模仿人工包装的动作,作为自动机工艺设计的初步依据。但是作为高明的设计者,不能只局限于模仿人工包装动作。如大家熟悉的家用缝纫机,它的缝制工艺远比手工缝制的完美,面线、底线同时完成。

因此,在开始设计自动机工艺时,首先应对人工包装动作进行分析研究,并在此基础上进行综合、提高,使之更加完善,更能适合机械动作的要求。

1. 产品特征

粒状巧克力糖呈圆台形,轮廓清楚,但质地疏松,容易碰伤。因此,考虑机械动作时应适合它的特点,以保证产品的加工质量。例如产品夹紧力要适当;在进出料时避免碰撞而损伤产品;包装速度应适中,过快会引起冲击而可能损伤产品等。

包装工艺首要的是要解决坯件的上料问题。显然,像巧克力糖之类的产品,使用一般料斗上料方法是不适宜的。如果采用料仓式上料方法,则需要人工定时放料,每分钟放 120 粒糖也够紧张的。如果将自动机的进料系统直接与巧克力糖浇注成形机的出口相衔接,则比较容易解决巧克力糖的自动上料问题。

2. 包装材料

食品包装材料应十分注重卫生。粒状巧克力糖包装纸采用厚度为 0.008mm 的金色铝箔纸,它的特点是薄而脆,抗拉力较小,容易撕裂,也容易褶皱。因此,在设计供纸部件时对速度应十分注意。一般包装的速度越高,纸张的拉力就越大。根据经验,一般送纸速度应小于 500mm/s。

在选择供纸机构结构时,主要依据下列两点:

- ①采用纸片供料或是采用卷筒纸供料。本机采用卷筒纸。
- ②纸张送出时的空间位置是垂直置放的还是水平置放的。据图 11-8 所示,将纸片水平置放对包装工艺有利。但卷筒纸水平输送,只能采用间歇式剪切供纸方法。

3. 包装工艺方案拟定

图 11-9 为最初的巧克力糖包装工艺图。根据人工包装动作顺序,针对产品包装质量要求,该机包装工艺初拟如下:

- ①将 64mm×64mm 铝箔纸覆盖在巧克力糖 $\phi 17$ 小端正上方,如图 11-9(a)所示。
- ②使铝箔纸沿糖块锥面强迫成形如图 11-9(b)所示。
- ③将余下的铝箔纸分两半,先后向 $\phi 24$ 大端面中央折去,迫使包装纸紧贴巧克力糖,如图 11-9(c)、(d)所示。

上述包装工艺还只是一种设想,还须经过工艺试验加以验证。

4. 巧克力糖包装工艺的试验

工厂的设计人员,根据初拟的包装工艺方案,进行了工艺试验。在第一次试验时,采用刚性锥形模腔,迫使铝箔纸紧贴糖块的圆台锥面上。图 11-10 为第一次工艺试验的结构简图。

如图所示,糖块和包装纸由顶糖杆 4 顶入转盘上的锥形模腔,迫使铝箔纸紧贴糖块。试验结果表明,基本符合要求,但还存在如下问题:由于巧克力糖在浇注成形时,外形尺寸误差

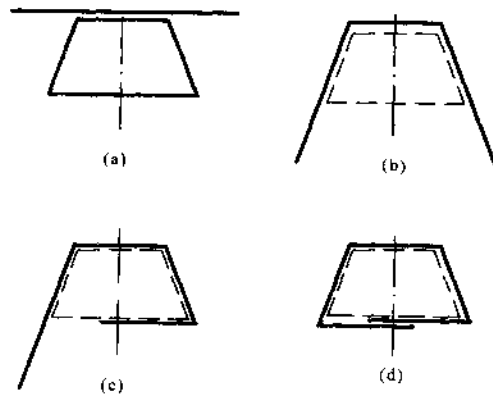


图 11-9 包装上序分解图

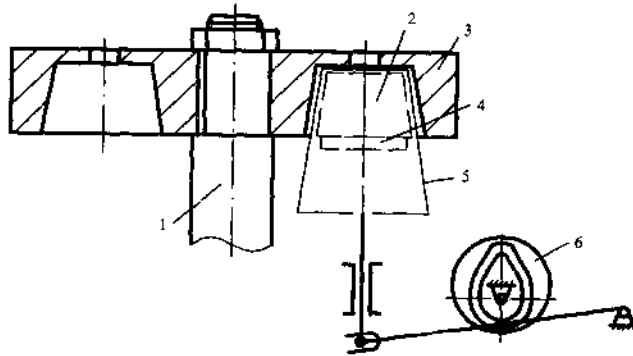


图 11-10 第一次工艺试验结构图

1—转轴 2—巧克力糖 3—转盘 4—顶糖杆
5—铝箔纸 6—槽凸轮机构

较大,而刚性模腔不能完全适应这种情况;又由于铝箔纸又薄又脆,在强迫成形时,铝箔纸有被拉破的现象,特别当糖块与模腔之间间隙太小时,使铝箔纸没有足够的变形间隙而被撕破;此外,在试验中常发生糖块贴牢模腔不能自由落下的情况;有时在顶杆顶糖时发生损伤糖块的现象等等。这说明第一次工艺试验方案还很不完善。

在第二次实验时,将刚性锥形模腔改成具有一定弹性的钳糖机械手。图 11-11 为钳糖机械手及巧克力糖包装工艺简图。

如图所示,机械手实际上是具有弹性的锥形模腔,这样能适应巧克力糖外形尺寸的变化,解决第一次工艺试验中存在的拉破铝箔纸的现象。在机械手下面有圆环形托板,以防止糖块下落。

第二次工艺试验的过程如下:

当钳糖机械手转至装糖位置时,接糖杆 4 向下运动,顶糖杆 7 向上推糖块 6 和包装纸 8,使糖块和铝箔纸夹在顶糖杆和接糖杆之间,然后它们同步上升,进入机械手 5,迫使铝箔纸成型如图 11-11(b)所示,接着折边器 10 向左折边,成图(c)状,然后转盘 2 带着机械手 5 作顺时针方向转动,途经环形托板 9,使铝箔纸全部覆盖在糖块的大端面上,完成全部包装工

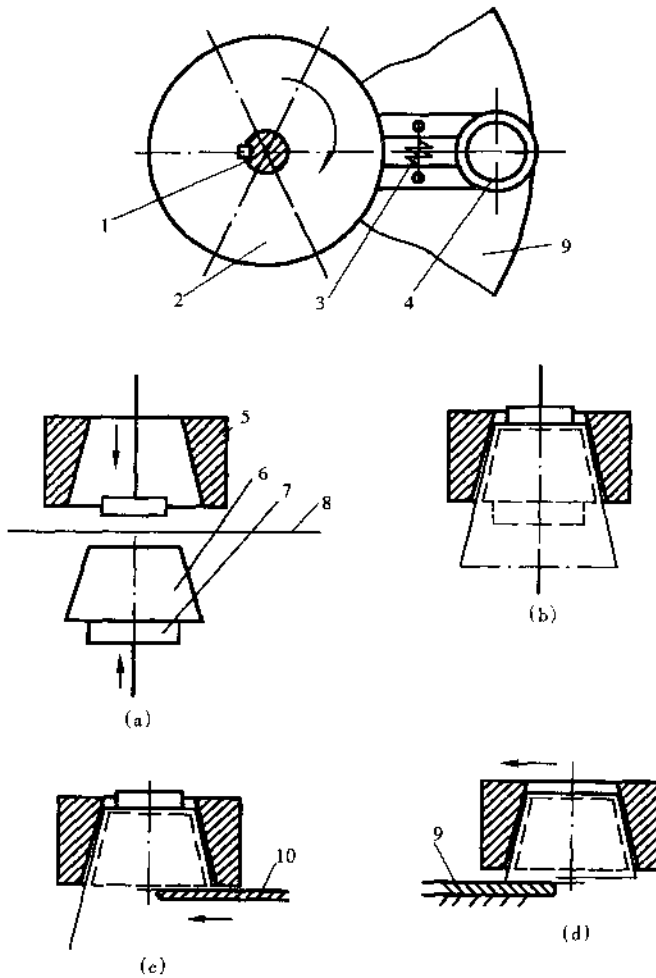


图 11-11 钳糖机械手及巧克力糖包装

1—转轴 2—转盘 3—弹簧 4—接糖杆 5—钳糖机械手(共六组) 6—糖块
7—顶糖杆 8—铝箔纸 9—环形托板 10—折边器

艺如图(d)所示。

第二次工艺试验,获初步成功。铝箔纸没有发生撕破现象,糖块也没有什么损伤。但是包装纸表面还不够光滑,有时还发生褶皱现象,还需要进一步改进。

又经几次试验,发现铝箔纸只要用柔软之物轻轻一抹,就很光滑平整地紧贴在糖块表面上,达到预期的外观包装质量要求。因此增设了一个带有锥形毛刷圈(软性尼龙丝),在顶糖过程中,先让糖块和铝箔纸通过毛刷圈,然后再进入机械手成形,结果使包装纸光滑、平整、美观,完全达到包装质量要求。

图 11-12 是经过改进后的巧克力糖包装成型机机构简图。

另外,考虑自动机工作的可靠性,在成品出料口增设拨糖杆,确保机械手中的糖块落入输送带上。这样的工艺方案就比较完善了。

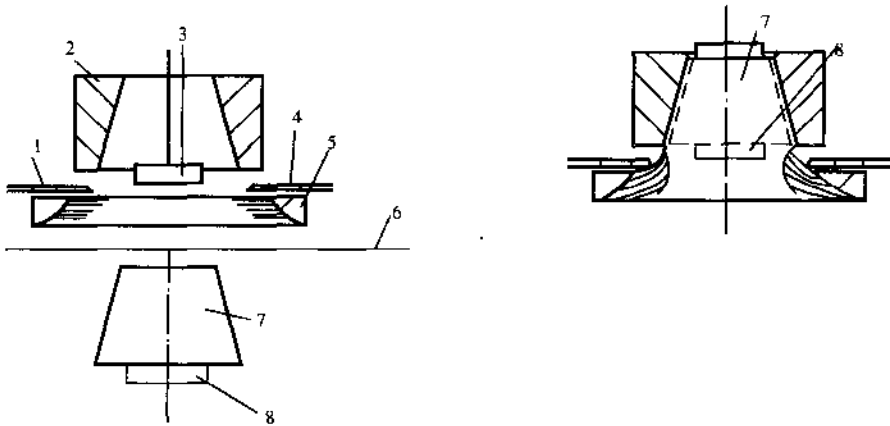


图 11-12 巧克力糖包装成型机构

1—左抄纸板 2—钳糖机械手 3—接糖杆 4—右抄纸板 5—锥形尼龙丝圈 6—铝箔纸 7—糖块 8—顶糖杆

三、包装机的总体布局

1. 机型选择

从产品的数量看,属于大批量生产,给定生产任务超过年产 100 万粒。因此,选择全自动机型。

从产品的工艺过程看,选择回转式工艺路线的多工位自动机型。

根据工艺路线分析,实际上需要两个工位,一个是进料、成型、折边工位,另一个是出料工位。自动机采用六槽槽轮机构作工件步进传送。

2. 自动机的执行机构

根据巧克力糖包装工艺,确定自动机由下列执行机构组成:

- ① 送糖机构;
- ② 供纸机构;
- ③ 接糖和顶糖机构;
- ④ 抄纸机构;
- ⑤ 拨糖机构;
- ⑥ 钳糖机械手的开合机构;
- ⑦ 转盘步进传动机构等。

下面介绍主要执行机构的结构和工作原理。图 11-13 为钳糖机械手、进出糖机构结构图。送糖盘 4 与机械手作同步间歇回转,逐一将糖块送至包装工位 I。

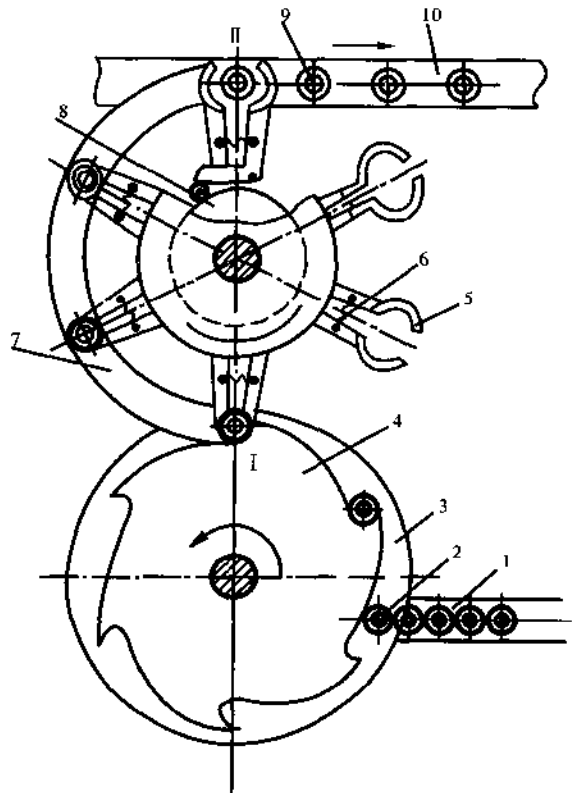


图 11-13 钳糖机械手及进出糖机构

1—输送带 2—糖块 3—托盘 4—送糖盘 5—钳糖机械手
6—弹簧 7—托板 8—机械手开合凸轮 9—成品
10 输料带 I—进料、成型、折边工位 II—出糖 I 位

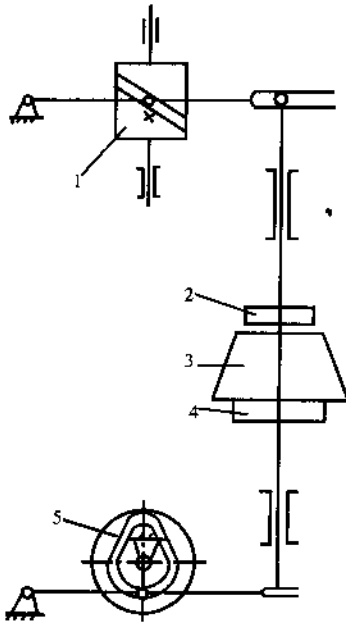


图 11-14 接糖和顶糖机构

1—圆柱凸轮 2—接糖杆 3—糖块 4—顶糖杆 5—平面槽凸轮

机械手的开合动作,由固定的凸轮 8 控制,凸轮 8 的廓线是由两个半径不同的圆弧组成,当从动滚子在大半径弧上,机械手就张开;从动滚子在小半径弧上,机械手靠弹簧 6 闭合。

图 11-14 为接糖和顶糖机构示意图。接糖杆和顶糖杆的运动,不仅具有时间上的顺序关系,而且具有空间上的相互干涉关系,因此它们的运动循环必须遵循空间同步化的原则设计,并在结构上应予以重视。

接糖杆和顶糖杆夹住糖块和包装纸同步上升时,夹紧力不能太大,以免损伤糖块。同时应使夹紧力保持稳定,因此在接糖杆的头部采用如橡皮类弹性件。

3. 包装机总体布置

总体布置如图 11-15 所示。

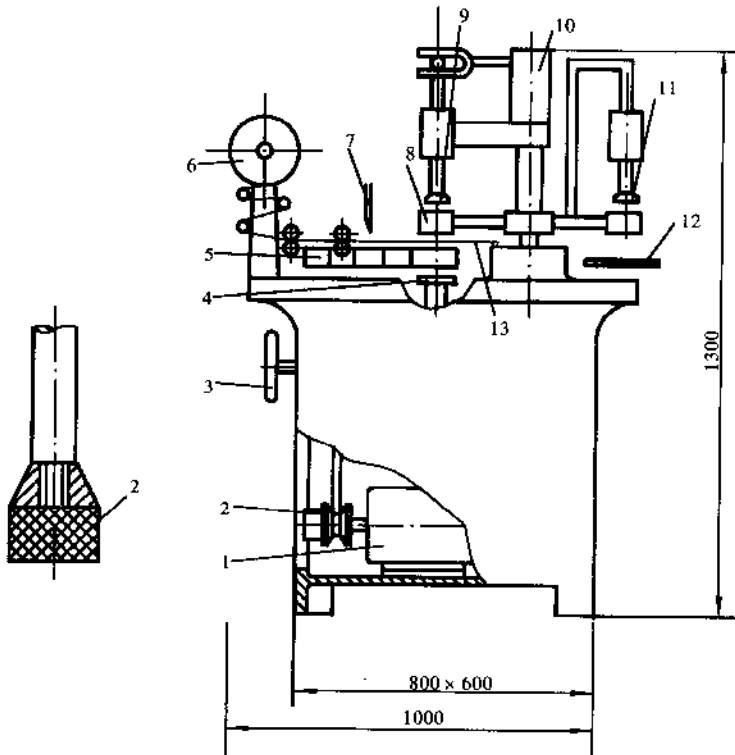


图 11-15 巧克力糖包装机总体布置

1—电动机 2—带式无级变速机构 3—盘车手轮 4—顶糖机构 5—送糖部件 6—供纸部件 7—剪纸刀
8—钳糖机械手 9—接糖杆 10—凸轮箱 11—拨糖机构 12—输送带 13—包装纸

四、粒状巧克力糖包装机传动系统

粒状巧克力糖包装机是专用自动机,根据自动机传动系统设计的一般原则和巧克力糖包装工艺的具体要求,拟定如图 11-16 所示的传动系统。

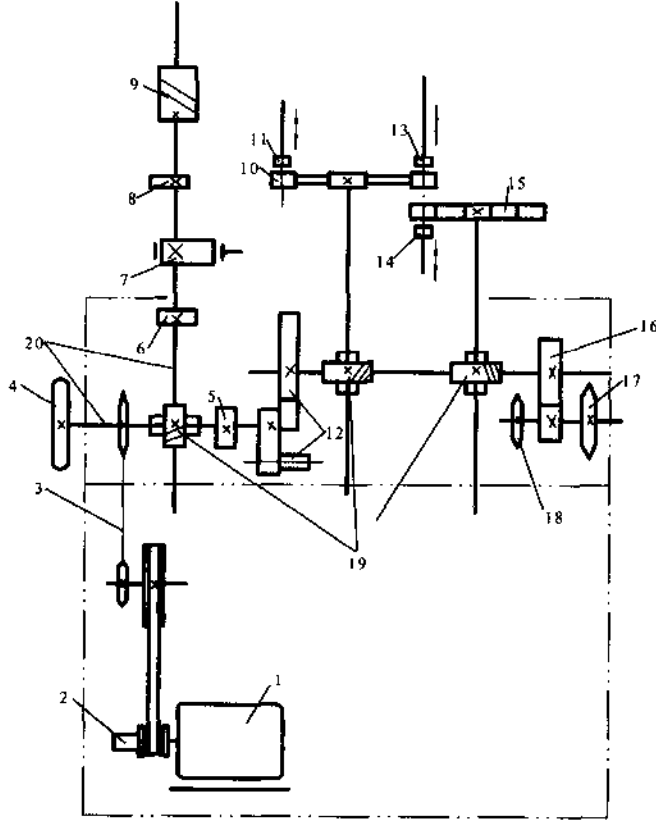


图 11-16 粒状巧克力糖包装机传动系统

- 1—电动机 2—带式无级变速机构 3—链轮副 4—盘车手轮
5—顶糖杆凸轮 6—剪纸刀凸轮 7—拨糖杆凸轮 8—抄纸板凸轮
9—接糖杆凸轮 10—钳糖机械手 11—拨糖杆 12—槽轮机构
13—接糖杆 14—顶糖杆 15—送糖盘 16—齿轮副
17—供纸部件链轮 18—输送带链轮 19—螺旋齿轮副 20—分配轴

如图所示,电动机转速为 1440r/min,功率为 0.4kW,分配转速为 70~130r/min,总降速比 $u_{总} = \frac{1}{11 \sim 20.6}$,采用平带、链轮两级降速,其中 $u_{带} = 1/(4.4 \sim 8)$, $u_{链} = 1/2.67$ 。而无级变速的锥轮直径 $D_{min} = 40\text{mm}$, $D_{max} = 70\text{mm}$ 。

五、粒状巧克力糖包装机的工作循环图

工作循环图如图 11-17 所示。

至此,粒状巧克力糖包装机的工艺设计和总体设计已介绍完毕,关于该机技术设计的内容省略。

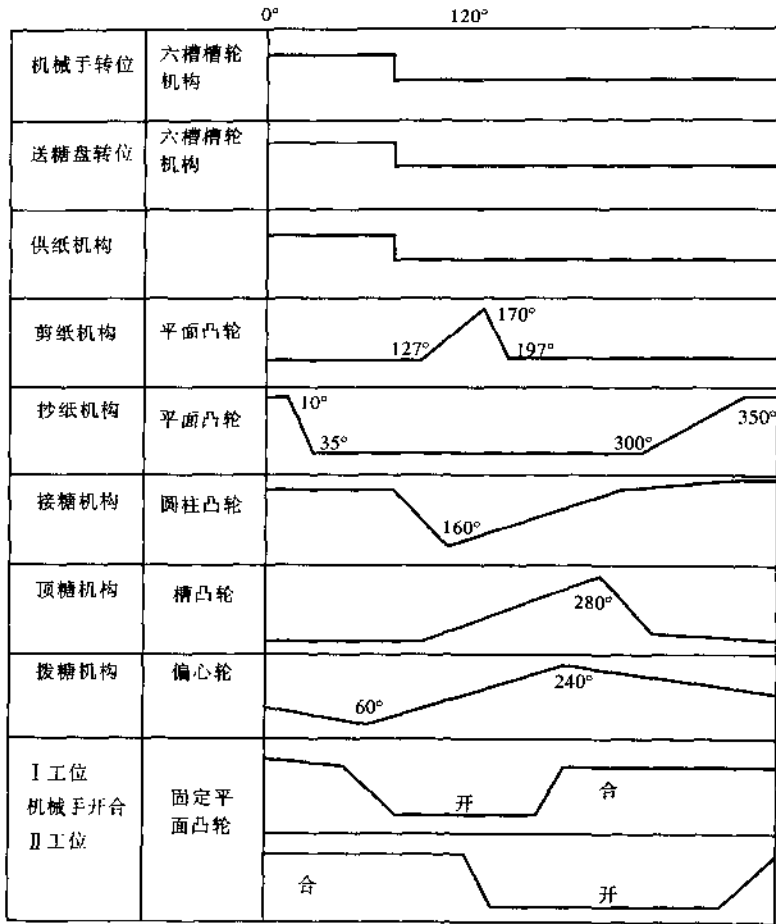


图 11-17 粒状巧克力糖包装机的工作循环图

第三节 笔套弹簧夹装配机设计

一、装配工艺分析

普通铱金笔的笔套由套体、笔夹和笔夹弹簧等零件装配而成,其零件图如图 11-18 所示。手工装配时,操作工人先把笔夹装入套体的矩形孔中,再按装配方位的要求把笔夹弹簧放在专用装配工具上,然后捏住套体和笔夹,按需要方向套在专用装配工具上,使笔夹弹簧装入笔夹尾部的方孔内,当套体从专用装配工具退出时,笔套弹簧夹的装配即告完成,如图 11-19 所示。

为了提高产量,减轻工人的劳动强度,需设计笔套弹簧夹装配机。该设备所采用的装配工艺以模仿手工装配的动作作为设计的初步依据,再设置其它各有关机构来协调其装配工艺动作。

为了保证装配时零件定位机构的合理布置,缩短工作循环时间,可设置把装笔夹与装笔夹弹簧两个工序在两个工位上同时进行的装配工艺,如图 11-20 所示。

在装笔夹工位,首先把套体送到装笔夹工位,由旋转着的定向销进入套体,带动其旋转,使套体上的矩形孔与笔夹突出部分的矩形框对准,然后,由推送机构将来自振动料斗已定向的笔夹推入套体的矩形孔内。已完成在装笔夹的套体由输送导板输送到装笔夹弹簧工位,

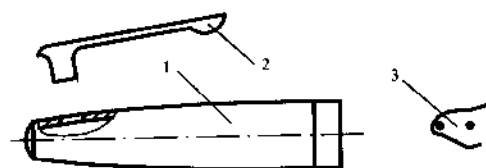
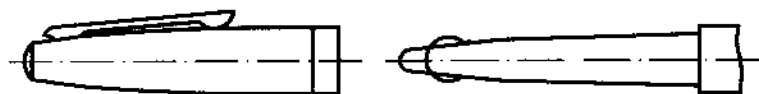


图 11-18 铱金笔套的零件
1—套体 2—笔尖 3—笔尖弹簧



专用装配工具

图 11-19 手工装配笔套示意图

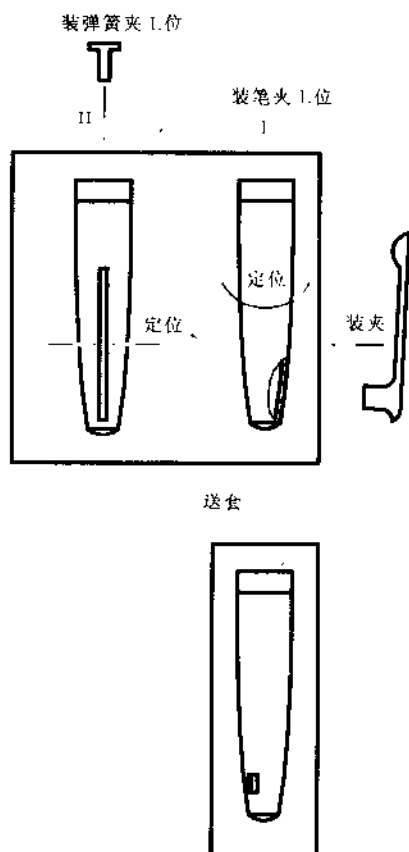


图 11-20 装配工艺原理图

经定位机构与压紧装置使之达到定位要求并压紧,再由装配机构完成接弹簧,并把弹簧推入笔夹尾部的矩形孔中。

二、总体布局

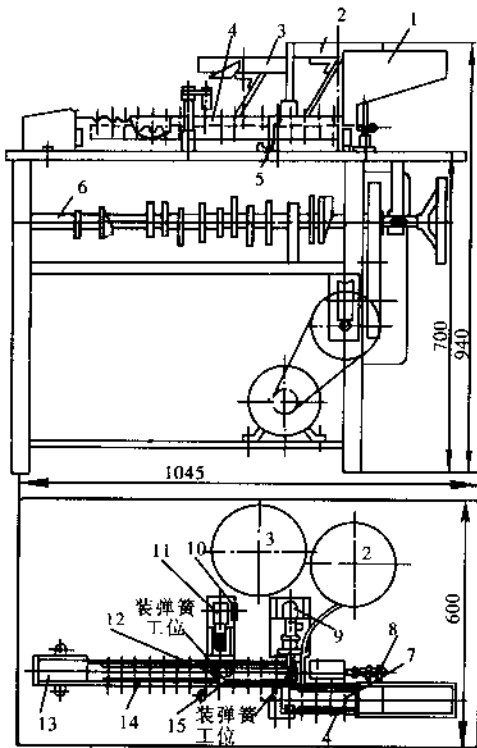


图 11-21 总体布局图

- 1—套体料仓 2—笔夹电磁振动料斗 3—笔夹弹簧电磁振动料斗 4—摆板上料机构 5—套体推送定位机构 6—分配轴 7—短输送导板 8—装笔夹机构 9—套体定向拨头机构 10—接笔夹弹簧机构 11—装笔夹弹簧机构 12—笔夹定向机构 13—受料器 14—长输送导板 15—笔夹压紧机构

通过装配工艺方案确定装配机需要的运动,合理选择各执行机构以完成每个运动,确定各机构相对运动和相对位置的关系,以达到合理布置并满足装配工艺的总体设计。

首先确定装配机的机构形式。根据产品特点、生产纲领和使用条件,该类型装配机大多采用机械传动方式。连杆、凸轮等机构调整后能严格保证动作可靠性,并能实现比较复杂的动作及动作间的协调配合,故该类装配机的执行机构可采用连杆和凸轮等机构。

装配工艺的每个机构都必须完成定位及装配所需要的动作,并使机构简单轻便,容易布置操纵,维修方便,并使两个或多个工序同时进行,所以根据金笔厂多年生产实践,主要采用直线摆板式上料机构,在该机构两侧布置为完成工艺所必需的机构。

根据装配工艺要求,本机由如图 11-21 所示的几个部分组成。

三、传动系统

由于该机属单一品种专用装配机,故采用机械传动方式,传动系统如图 11-22。为便于调整,各执行机构全部由安装在同一根分配轴上的凸轮集中控制,所以传动系统比较简单。根据生产纲领的要求,凸轮分配轴的工作转速为 14~20r/min 左右,停车时可用手盘动。

本机的动力源采用 0.6kW 的电动机,通过一对 V 带轮,带动蜗杆蜗轮,再由蜗轮轴上的圆柱齿轮带动空套在分配轴 14 上的圆柱凸轮。当操纵离合器 12 向左移动时,分配轴转动;操纵离合器向右移动时,分配轴停止转动。在停车时转动分配轴上的手轮,可以直接使分配轴缓慢转动,以便进行校车调试。

分配轴上共有 11 只凸轮,分别控制各自的执行机构,以完成装配工序。其中输送导板升降凸轮 1 及输送导板移位凸轮 2,与固定导板及输送导板组成摆板式输送机构;凸轮 7 和凸轮 8 完成送套定位拨头往复、笔套定位等动作;凸轮 11 驱动装笔夹机构;凸轮 6 控制接笔夹弹簧机构,接笔夹弹簧机械手垂直时为接笔夹弹簧位置,水平时为伸入笔套装笔夹弹簧位置;凸轮 3 使齿钳机构闭合而达到笔夹定位的目的;凸轮 4 通过压紧机构将定位完毕的笔套和笔夹压紧以防止装笔夹弹簧时松动,保证笔夹和弹簧正确的相对位置;凸轮 5 完成装弹簧的工作。

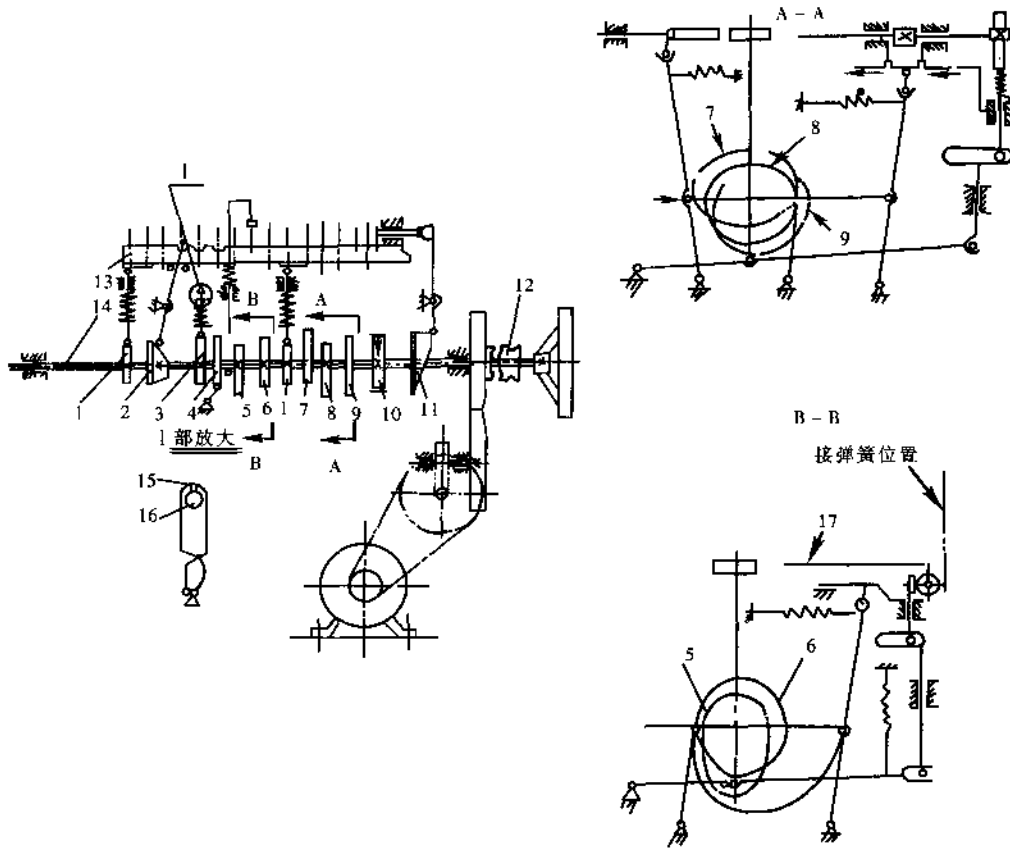


图 11-22 传动系统图

- 1—输送导板升降凸轮 2—输送导板移位凸轮 3—笔夹定位凸轮 4—压紧凸轮 5—装弹簧凸轮 6—接
弹簧凸轮 7—送套凸轮 8—定位拨头往复凸轮 9—笔套定位凸轮 10—制动器 11—装笔夹凸轮
12—离合器 13—笔套输送导板 14—分配轴 15—笔夹 16—笔套 17—机械手

四、工作循环图设计

在装配机中,分配轴上装有不同用途的凸轮,通过各自的从动件或从动机构完成装配工艺所要求的动作。分配轴转动一周,装配机就完成一个产品的装配。

为了使各工作机构按照一定的次序和时间进行工作,须设计工作循环图使各执行机构的运动循环取得协调。

设计装配机的工作循环图时,必须首先知道装配工艺顺序和各从动件的工作行程,以及每个凸轮对应于从动件工作行程、返回行程以及停留段的分配轴转角,为各个执行机构的同步化设计提供必要的已知条件。

1. 装配工艺流程

参照图 11-20 和 11-21,装配工艺流程如下:

(1) 装笔夹工位

套体→短导板输送→推料→拨头进套→定向

定位后笔夹→推夹到套体

(2)装笔夹弹簧工位

套体和笔夹→输送→定向→压紧

定向后笔夹弹簧→接簧→装弹簧到已装入套体中笔夹的尾部→输送→受料器

2. 各机构行程所对应的分配轴转角

本机采用分配轴集中控制各执行机构的运动,并且分配轴匀速转动,故可用分配轴转角表示各执行机构的运动循环。在设计循环图时,应首先根据设备的工作周期 T_p 。如按分配轴转速 $n = 15r/min$ 进行设计,则装配一个零件的周期为 $T_p = 4s$ 。初步拟定各机构不同运动及停留区段的时间 t_x ,根据下式计算出各区段对应的凸轮分配轴转角 ϕ_x :

$$\phi_x = \frac{t_x}{T_p} \times 360^\circ$$

现将初定的各区段时间及计算得出的各区段对应的凸轮分配轴转角列成表 11-2。

表 11-2 各机构不同区段的时间及对应的凸轮分配轴转角

		第一段 工作行程	第二段 位置停留	第二段 工作行程	第三段 位置停留	第三段 工作行程	第一段 返回行程	返回中 的停留	第二段 返回行程	原始位 置停留
1	输送导板升降	时间(s) 2/3	2/3				4/9			20/9
	分配轴转角	60°	60°				40°			200°
2	输送导板移位	时间(s) 2/3	4/9				7/9			19/9
	分配轴转角	60°	40°				70°			190°
3	定位拨头往复	时间(s) 1/9	2/9	5/9	31/18		2/3			13/18
	分配轴转角	10°	20°	50°	155°		60°			65°
4	送套	时间(s) 5/9	31/18				2/3	13/18	1/9	2/9
	分配轴转角	50°	155°				60°	65°	10°	20°
5	套体定位	时间(s) 2/3	10/9				2/3			14/9
	分配轴转角	60°	100°				60°			140°
6	装笔夹	时间(s) 4/9		4/9		1/6	4/9			33/18
	分配轴转角	40°		40°		15°	40°			165°
7	接弹簧	时间(s) 7/9	2				5/9			2/3
	分配轴转角	70°	180°				50°			60°
8	笔夹定位	时间(s) 1/3	7/3				1/3			1
	分配轴转角	30°	210°				30°			90°
9	压紧	时间(s) 4/9	10/9				7/18			37/18
	分配轴转角	40°	100°				35°			185°
10	装弹簧	时间(s) 1	1/9				8/9			2
	分配轴转角	90°	10°				80°			180°

3. 装配机的工作循环图设计

在设计装配机的工作循环图时,应按照各机构先后动作次序的要求,并考虑避免各机构运动之间可能发生的空间干涉,进行时间及空间同步化设计,才能设计出合理的工作循环图,进而根据工作循环图及各凸轮的从动件和从动机构的有关数据设计各个凸轮,并在装配时对各凸轮机构进行调试。

从装配工艺原理可知,只有当套体经过摆板式输送机构,分别达到两个装配工位时,笔夹和笔夹弹簧才能分别进行装配。故以输送导板的工作起点为基准进行工作循环图的设计

计。根据各机构时间及空间同步化的要求和表 11-2 所列出的每个执行机构各区段所对应的分配轴转角,经过同步化设计,即可绘制出装配机的工作循环图,如图 11-23 所示。

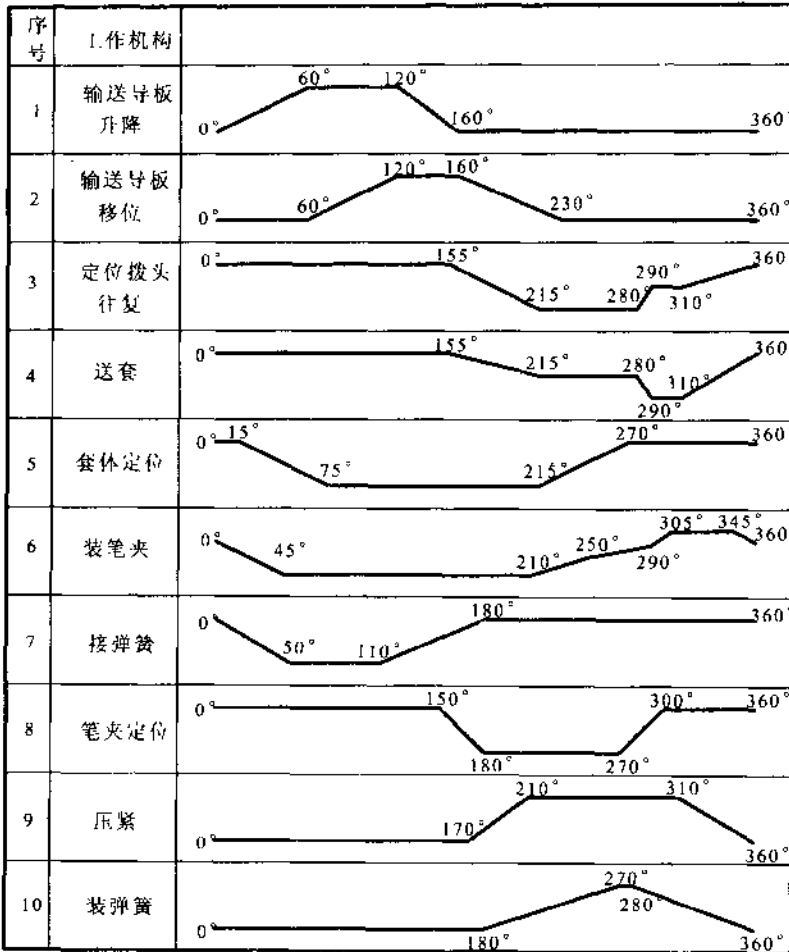


图 11-23 笔套弹簧夹装配机工作循环图

在多数情况下;自动机械的工作循环图设计应在确定各执行机构的工作原理的基础上,与执行机构的结构设计穿插进行。

有关笔套弹簧夹装配机各执行机构的工作原理和结构方面的内容,读者可参阅王家骥主编的《轻工业机械设计》(中国轻工业出版社)一书,在此不再赘述。

参考文献

- [1]詹启贤主编. 自动机械设计. 北京:中国轻工业出版社,1987
- [2]朱龙根,黄雨华主编. 机械系统设计. 北京:机械工业出版社,1990
- [3]张君安主编. 机电一体化系统设计. 北京:兵器工业出版社,1997
- [4]吴宗泽主编. 高等机械设计. 北京:清华大学出版社,1991
- [5]刘吕祺,张德翱主编. 轻工机械. 西安:陕西科学技术出版社,1996
- [6]杨乐民,陈光容等编著. 钟表及仪器生产中机械化自动化机构设计图例.
北京:中国轻工业出版社,1982
- [7]汤瑞主编. 轻工机械设计. 上海:同济大学出版社,1994
- [8]徐元昌主编. 工业机器人. 北京:中国轻工业出版社,1999
- [9]邹慧君. 机械运动设计方案设计手册. 上海:上海交通大学出版社,1994
- [10]曹惟庆,徐曾荫. 机构设计. 北京:机械工业出版社,2000
- [11]张键民. 机电一体化系统设计. 北京:北京理工大学出版社,1996
- [12]杨家军. 机械系统创新设计. 武汉:华中理工大学出版社,2000
- [13]尚久浩. 轻工机械设计学. 北京:中国轻工业出版社,2000
- [14]邹慧君. 机械系统设计. 上海:上海科学技术出版社,1996
- [15]章宏甲主编. 液压与气压传动. 北京:机械工业出版社,2000
- [16]陈剑鹤,朱江. 机电一体化系统. 武汉:华中理工大学出版社,1998
- [17]张立勋. 机电一体化系统设计. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,1997
- [18]机电一体化技术应用实例编写组. 机电一体化技术应用实例.
北京:机械工业出版社,1996
- [19]余俊. 机械设计. 北京:高等教育出版社,1986
- [20]王家骧. 轻工业机械设计. 北京:中国轻工业出版社,1989
- [21]B. H. 苏瓦洛夫著,魏钟等译. 食品工业自动机与生产线.
北京:中国轻工业出版社,1986
- [22]成大先. 机械设计手册. 北京:化学工业出版社,1993
- [23]彭国勋,肖正扬. 自动机械的凸轮机构设计. 北京:机械工业出版社,1990
- [24]西北工业大学机械原理及机械零件教研组编. 机械设计. 北京:人民教育出版社,
1979