



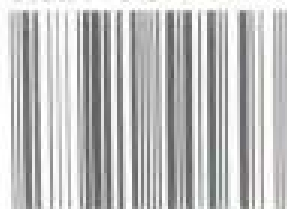
现代机械设计 理论和方法

黄雨华 董遇泰 主编

 NEUPRESS
东北大学出版社

现 代 机 械 设 计 理 论 和 方 法

ISBN 7-81054-569-8



9 787810 545693 >

ISBN 7-81054-589-3
714 28 定价 28.00元

现代机械设计理论和方法

黄雨华 董遇泰 主编

东北大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

现代机械设计理论和方法/黄雨华,董遇泰主编. —沈阳:东北大学出版社,2001.1
ISBN 7-81054-569-8

I. 现… II. ①黄… ②董… III. 机械设计 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 86641 号

内 容 提 要

本书内容是已获得广泛应用的现代机械设计理论和方法。全书分为 14 章,其中包括绪论,机械的功能原理方案设计,机械系统的工作载荷和动力机选择,机械的传动系统设计,机械的执行系统设计,机械结构设计,机械强度和刚度设计,机械结构的有限元分析方法,机械的摩擦学设计,机械动态设计,机械优化设计,机械可靠性设计,机械设计的专家系统,设计的评价与决策。本书突出机械的整体系统性,注重现代机械设计中的共性和主要问题。

本书可作为高等学校机械类专业教材,也可供有关专业师生和工程技术人员参考。

©东北大学出版社出版

(沈阳市和平区文化路 3 号巷 11 号 邮政编码 110006)

电话:(024)23890881 传真:(024)23892538

网址:<http://www.neupress.com> e-mail:neuph@neupress.com

北宁市印刷厂印刷 东北大学出版社发行

开本:787mm×1092mm 1/16 字数:505千字 印张:20.25

印数:1~2300册

2001年1月第1版 2001年1月第1次印刷

责任编辑:冯淑琴 孙铁军 责任校对:闻国琴
封面设计:唐敏智 责任出版:杨华宁

定价:28.00元

前 言

本书是为“机械工程与自动化”专业编写的一本有关现代机械设计理论和方法的专业教材。编写该教材的主要指导思想包括以下几个方面。

1. 教材应适应我国教育改革,特别是专业设置改革的需要。从20世纪80年代开始,我国对机械类专业进行过多次调整和合并。至今,“机械工程与自动化”已成为机械工程类中的一个主要专业。因此,在本教材的编写内容上要突出专业面宽、适应性广的特点,改变以往以专业机械设计为主线的教学内容,抓住机械设计中的共性和主要问题,使学生能很好地学习和掌握现代机械设计的主要理论和方法,并使其能够具有设计新颖、高效、成本低廉、有市场竞争力的机械产品的初步能力。

2. 教材应适应机械设计现代化的发展。由于大规模集成电路和微型电子计算机为代表的微电子、信息等高新技术的出现和发展,机械工业相应也得到了飞速的发展,机械设计理论和方法也发生了深刻的变化,出现了诸如创造性设计方法、机械优化设计、机械可靠性设计、摩擦学设计、机械动态设计、机电一体化技术、机械设计专家系统等。目前,新的设计理论和方法还在不断涌现。因此,本教材将比较成熟的主要的现代机械设计理论和方法编写进来,以便在机械设计中得以应用,提高机械设计的水平,适应机械工程的发展。

3. 机械设计中应突出机械是一个整体、一个系统的设计思想。一个机械产品是由许多零件和部件组成的有机整体,机械设计就是要尽量获得各单元和子系统的最佳协调配合,以取得整个机械产品的最优效果。因此,在机械设计上要从系统工程的角度出发,从机械产品的整体上进行考虑,不能仅是对机器的零部件进行单独的、割裂的设计,要采用系统工程的设计方法。因此,本书内容侧重培养学生对各类产业机械系统进行设计的能力,至于一些机械设计的基础知识,如机械原理和机械零件设计的一般知识,这里就不再重复。

4. 已单独设课的一些设计理论和方法在本教材中不再讲述。机械设计的理论和方法涉及的范围很广,内容也很多。随着机械产品向高新技术发展,目前出现的机电一体化技术、现代机械控制理论和技术、计算机辅助设计等,其内容已编入相应的必修课和选修课教材,因此也就不再列入本教材中。

本书由东北大学黄雨华、董遇泰担任主编,参加编写的有:黄雨华(第1,4,9,12章)、董遇泰(第2章第1~3节,第6章)、赵新军(第3,5章)、王德俊(第2章第4节,第7章)、张瑞金(第8,13章)、文成秀(第10章)、颜云辉(第11章)、李国义(第14章)。

全书由欧宗瑛教授、张国忠教授、丁津原教授审稿,王德俊教授也参加了全书的审定工作,他们对教材都提出了宝贵的意见,给予了很大的支持和帮助;本书在编写过程中得到许多同志的关心和帮助,在此一并表示衷心感谢。

由于编者水平所限,书中难免有不足和疏漏之处,恳切希望读者批评指正。

编 者

2000年12月

目 录

第 1 章 绪 论	1
1.1 机械系统和现代机械设计方法	1
1.2 机械设计的原则和基本程序	5
第 2 章 机械的功能原理方案设计	9
2.1 机械的分类与功能组成	9
2.2 机械功能分析方法.....	10
2.3 机械系统的功能原理设计.....	15
2.4 创新设计方法的应用.....	23
第 3 章 机械系统的工作载荷和动力机选择	28
3.1 机械系统的工作载荷.....	28
3.2 动力机的类型及其机械特性.....	37
3.3 动力机的选择和计算.....	48
第 4 章 机械的传动系统设计	62
4.1 概 述.....	62
4.2 固定传动比的传动设计.....	68
4.3 有级变速传动系统设计.....	74
4.4 无级变速传动系统设计.....	82
第 5 章 机械的执行系统设计	91
5.1 执行系统的功能及分类.....	91
5.2 执行系统的运动分析.....	96
5.3 机械运动循环图设计.....	99
5.4 执行系统设计步骤和实例	105
第 6 章 机械结构设计	109
6.1 机械结构设计的基本原则和原理	109
6.2 机械结构设计常用方法	112
6.3 机械结构工艺性设计	118
6.4 材料选择	125

第 7 章 机械强度和刚度设计	129
7.1 机械强度安全性判据	129
7.2 抗疲劳设计	134
7.3 损伤容限设计	148
7.4 机械刚度设计	153
第 8 章 机械结构的有限元分析方法	156
8.1 有限元分析方法的基本原理	156
8.2 单元类型及单元特性的推导方法	158
8.3 有限元法的解题步骤	168
8.4 计算实例	176
第 9 章 机械的摩擦学设计	180
9.1 机械的摩擦和磨损	180
9.2 摩擦学设计中的材料选择和表面强化处理	184
9.3 润滑和润滑系统设计	188
第 10 章 机械动态设计	200
10.1 动态设计的有关概念和基本思想.....	200
10.2 轴类部件动态分析与设计.....	206
10.3 传动系统的动态分析与设计.....	213
10.4 机械结构的动态分析与设计.....	221
第 11 章 机械优化设计	225
11.1 机械优化设计基础知识.....	225
11.2 无约束问题的优化设计方法.....	239
11.3 约束问题的优化设计方法.....	246
第 12 章 机械可靠性设计	249
12.1 可靠性的基本概念及其主要技术指标.....	249
12.2 可靠性设计中常用的分布函数.....	254
12.3 机械可靠性设计的基本原理.....	260
12.4 机械系统的可靠性.....	266
第 13 章 机械设计的专家系统	272
13.1 概 述.....	272
13.2 知识的获取和表达.....	275
13.3 知识的运用.....	278

13.4 机械设计专家系统的建造·····	281
第 14 章 设计的评价与决策 ·····	289
14.1 设计的评价准则和内容·····	289
14.2 设计的评价目标和方法·····	290
14.3 设计的决策·····	302
14.4 设计方案的评价与决策举例·····	303
参考文献 ·····	312

第1章 绪论

1.1 机械系统和现代机械设计方法

1.1.1 机械和机械系统

1. 机械系统的概念

机械是机器和机构的统称。在现代社会中,机械已成为人类在生产 and 生活中广泛使用的主要工具,机械的发展水平与社会的发展水平密切相关,成为衡量社会生产和科学技术发展程度的重要标志之一。

从系统工程的角度考虑机械的设计是现代机械设计方法的主要特点之一。所谓系统,是指具有特定功能,相互间具有有机联系,由若干要素构成的一个整体。这里的要素是指系统的最小单元(或称基本单元)。一般认为,由两个或两个以上的要素就可以组成具有一定结构和特定功能的整体,可以看做一个系统。通常,一个大系统可由若干个子系统组成,子系统又可由更小的子系统组成,这样逐级分解,最终得到的就是组成系统的最小单元。有时,该一系统也是别的更大系统的组成部分。

任何机械都是由若干零件、部件和装置组成的,并具有特定功能的一个特定系统,因其有确定的质量、刚度和阻尼,故又称为机械系统。一个较为复杂的机械都是一个系统,基本由以下子系统组成:动力系统、传动系统、执行系统、操纵和控制系统、架体支承系统等。机械零件是组成机械系统的基本单元,为了使机械能完成一定的功能而互相联系在一起。从广义上说,机械系统本身是人—机—环境这个更大系统的组成部分。因此,在设计机械系统时,常把机械本身构成的系统称为内部系统,把人和环境构成的系统称为外部系统。

2. 机械系统的特性

机械系统是一种能完成特定功能的系统,因此也就具有系统的一般特性。

(1)整体性 一个机械系统总是由许多基本单元和子系统组成,构成机械系统的零部件虽然各具有不同的性能,但它们是根据整体性要求而构成的机械整体。机械系统不是各零部件的简单组合,否则就不会具有机械整体的特定功能。因此,每个零部件并不一定都需具有最好的功能,但它们综合统一后可形成一个具有良好功能的机械系统。反之,即使每个零部件都是精良的,但作为整体机械也不一定具有某种要求的良好功能,从而也就不能成为一个完善的机械系统。

由于机械系统往往是很复杂的,为了分析和研究方便可将其分成若干个子系统,但这种分解并不是孤立的,一定要了解各子系统间的相互联系及其与整个机械系统的关系,这种联系常用子系统的输入和输出表示。因此,在设计机械产品时,从系统论的观点就是要重点考虑机械系统的整体优化问题。

(2)相关性 机械系统内部各零部件之间都是有机联系的,互相相关的,它们之间相互作用、相互影响形成了特定的关系。如机械系统的输入和输出关系,各零部件之间的层次关系,

各零部件的性能与机械系统整体特定功能之间的联系,都取决于各零部件在机械系统内部的相互作用和影响。某一零部件的性能改变常会影响相关零部件的作用,进而对整个机械产生影响。

(3)目的性 任何机械都应有明确的目的和功能,机械系统中各零部件的布局 and 组合方式都决定于机械系统的目的和功能,应尽量实现机械的要求功能,去除或减少有害或无用功能。

(4)环境适应性 任何机械都是在一定的物质环境中工作的,任何外部环境的变化都可能对机械系统产生影响,引起系统的功能变化。通常说机械产品应适应环境的要求,就是指在环境变化的情况下机械系统仍能运行良好,保持确定的功能。

由于机械系统是一个有机的整体,多数是一个大系统,因而设计者应从机械系统的整体出发,不是仅仅考虑局部的、个别的零部件,只有对所设计的机械进行全面的、整体的考察和分析,才有可能设计出优良的机械产品。

3. 机械系统的组成

较为复杂的机械系统基本上是由图 1-1 所示的子系统构成。

(1)动力系统 包括动力机及其配套装置,是机械系统的动力源,按能量转换性质不同,可分为一次动力机和二次动力机。一次动力机是把自然界中的能源(一次能源)转变为机械能的机械,如内燃机、汽轮机、水轮机等;二次动力机是把二次能源(电能、液能、气能)转变为机械能的机械,如电动机、液压马达、气动马达等。

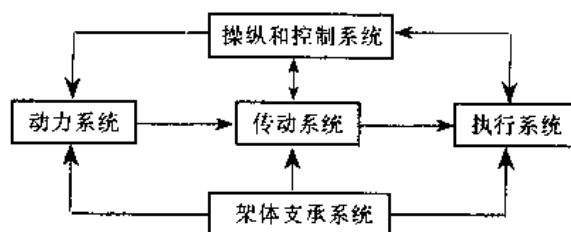


图 1-1 机械系统的组成

(2)执行系统 包括执行机构和执行构件,它的功能主要是利用机械能来改变作业对象的性质、状态、形状和位置,或对作业进行检测度量等。总之,它是进行生产或达到其他预定要求的装置。执行系统通常处于机械系统的末端,直接与作业对象接触,其输出也是机械系统的主要输出。因此,执行系统工作性能的好坏,直接影响整个系统的性能。

(3)传动系统 把动力机的动力和运动传递给执行系统的中间装置,主要有以下功能:

①改变运动速度。包括增速、减速和变速(包括有级变速和无级变速)等,以满足执行系统的不同速度要求。

②改变运动规律。把动力机输出的连续旋转运动改变为按某种特定规律变化的旋转或非旋转,连续或间歇运动,或改变运动的方向,以满足执行系统的运动要求。

③传递动力。把动力机输出的动力传递给执行系统,供给执行系统完成预定任务所需的力或转矩。

如果动力机的工作特性完全符合执行系统的工作要求,可将传动系统省去,使动力机与执行系统直接相联。

(4)操纵和控制系统 使动力机、传动系统和执行系统间彼此协调运动,并准确完成整机功能的装置。操纵系统多指通过人工操作实现上述要求的装置,包括启动、离合、制动、变速、换向等装置。控制系统是指通过人工操作或由测量元件获得的信号,经控制器使控制对象改变工作参数或运动状态的装置,如同服机构、自动控制装置。良好的控制系统可使机械系统处于最佳工作状态,提高其稳定性和可靠性,并有较好的经济性。

(5)架体支承系统 用于安装和支承动力系统、传动系统和操纵系统等的构件或部件,如

床身、立柱、支架和箱体等,其主要功能是保证机械系统要求的精度、刚度和强度。

此外,根据机械系统的功能要求还可有冷却、润滑、计数、行走等系统。

1.1.2 机械设计和现代设计方法

1. 机械设计的定义和特点

机械设计是设计者为满足社会和人们对机械产品功能的需要,运用基础知识、专业知识、实践经验和系统工程等方法,进行设想和构思、计算和分析,最后以技术文件的形式,提供产品制造依据的全过程工作。设计是为提供社会所需的产品进入市场所必要的一系列创新思维和活动。

机械设计的任务都是围绕着开发新的机械产品或改造老的机械产品而进行的,机械设计的最终目的是提供满足人们需求、具有一定功能、优质高效、价廉物美,并具有市场竞争力的机械产品。

机械设计是形成机械产品的第一道工序。产品的质量和经济效益取决于设计、制造和管理综合水平,而产品设计是关键。没有高质量的设计就不可能有高质量的产品,设计本身如果有问题,可能会造成灾难性的损失。据统计,产品的质量事故有 50% 是由于设计失误造成的,产品 60%~70% 的成本取决于设计,设计周期占了产品开发总周期的 40% 左右。机械产品只有通过高素质的设计者,采用当代各种先进技术成果,精心设计才能成为现实。因此,设计体现了时代性和创造性。

机械设计具有如下主要特点。

(1)多解性 在许多情况下,一个设计方案不可能同时满足所有用户的要求,而能满足同一用户需求的设计方案一般来说也不止一个,因此设计具有多解性。通常,设计不可能一次性完成后不再修改或不在新的条件下重新进行,设计要适应不同的条件和要求。设计的多解性为同类功能的产品适应不同要求提供了可能。

(2)系统性 机械设计既要满足用户对产品技术性、经济性和社会性的追求,又必须满足各方面的约束条件,如加工和制造条件、使用和操作条件、保养和维修条件、运输条件等;机械设计还需考虑机械本身的系统性,也即整机或成套的机械产品都是由零部件组成,有竞争力的机械产品应该用系统工程的方法对合格的零部件进行科学的组合和合理匹配的结果。现代机械设计还要面对市场和企业,技术和经济等系统性问题,即要求设计既要满足市场需求,又要考虑企业的发展;既要解决技术可行和产品可靠的问题,又要考虑经济问题;既要解决设计本身的方法、手段和关键技术问题,又要解决产品寿命周期中各个环节的技术问题等。为此,机械设计有必要在基于系统工程的现代设计方法学的指导下进行。

(3)创新性 各种机械设计都是程度不同的创新活动。科技成果不断以产品形式转化为生产力,设计是实现这一转化的关键环节。每一个开发性设计都意味着有新的科技成果被应用,每一次产品的改进都是一次创新,设计过程体现了设计者的创造性劳动。从新的科技成果到新产品出现,实现这一转化的成功关键在于设计者是否能以不断变化的市场需要为目标,充分发挥自己的综合分析和创新思维能力,善于把新的科技成果进行科学而巧妙的构思并应用到新的产品中去。

2. 现代机械设计方法

机械设计方法可分为传统设计方法和现代设计方法。这两类设计方法的产生反映了机械

设计随社会生产和科学技术发展而发生的变化。

传统机械设计方法是指经验设计方法和半经验设计方法。在 20 世纪以前,设计者主要是凭借直觉和经验,以生产的经验数据为设计依据,运用一些基本的设计计算理论,借助类比、模拟和试凑等设计方法来进行设计,这就是经验设计方法。用这种方法设计的机械只能满足基本功能要求,结构的安全系数较大,只是依靠对原型机运行试验进行整机的综合性能分析。但由于试验和测试条件差、技术水平低,整机的性能分析也就难以深入,新产品往往需要经多次试验和修改才能定型。因此,产品研制周期长,产品的质量低、成本高。

在 20 世纪初至 80 年代,出现了图样设计,替代了试凑法,从而大大提高了设计效率和质量。随着科学技术的进步和实验手段的加强,进行设计理论和方法的研究,进一步提高了设计水平。此类设计方法称为半理论、半经验设计方法,其主要特点是:加强了设计基础理论和专业机械设计理论的研究,为设计提供了大量的信息,如设计数据、图表图册等;加强了关键零部件的试验研究,使整机试验趋于完善,大大提高了设计速度和成功率;加强了零件标准化、部件通用化、产品系列化的研究。半经验设计方法与经验设计方法相比,大大减少了设计的盲目性,有效地缩短了设计周期,提高了机械产品的质量和寿命,降低了成本。

传统设计方法因其简易方便至今仍被广泛应用,但其不足之处主要表现在:

①在设计理论上,主要集中在揭示设计对象的内在机理,而未将“设计”本身作为一门学科进行研究,对设计对象内在机理的分析也仅局限于采用简化模型;

②在设计方法上,未能将局部与系统、定性与定量、静态与动态、技术与经济、技术与美学、设计与销售等关系辩证地统一起来,融会贯通于设计之中,因而设计方法上有很大的局限性;

③在设计本质上,未能将创造性设计提高到应有高度来认识和研究,使具体设计缺乏创造性的思维方法。

现代机械设计方法是在 20 世纪 60 年代发展起来的,它是现代广义设计和分析科学方法的统称。现代设计方法较之传统设计方法具有显著的特点和先进性,主要表现在:

①在设计指导思想,由过去的经验类比方法提高到逻辑的、理性的和系统的新设计方法;

②在设计对象上,考虑了人一机一环境的相互协调,从而发挥产品的最大潜力或最大可能地提高系统的有效性;

③在设计方法上,广泛采用了 CAD、优化设计、可靠性设计、工业艺术造型设计、价值工程和创造性设计等方法,使设计水平有了一个质的飞跃;

④在设计手段上,充分采用电子计算机,自动绘图和数据库管理等新技术,大大提高了数据的准确性、稳定性和数据使用效率,使修改设计变得十分方便,分析工具的改进使设计采用尽可能精确的模型成为可能;

⑤在试验和测试技术上,采用频谱分析、激光全息摄影和计算机数据处理等先进技术,可对整个机械系统或零部件的性能进行科学的试验和分析,并可进行计算机仿真。

目前,随着以计算机和信息为标志的高科技时代的到来,机械设计已步入设计科学化和设计自动化的阶段,产品的技术经济指标不断得以优化,产品的设计周期不断缩短,现代机械设计方法将日趋完善。

表 1-1 列出了目前现代机械设计所涉及的主要理论和方法。

表 1-1

现代机械设计的主要理论和方法

1. 设计方法学	9. 损伤容限设计	17. 绿色设计
2. 优化设计	10. 摩擦学设计	18. 键柱设计
3. 可靠性设计	11. 模块化设计	19. 虚拟设计
4. 工业艺术造型设计	12. 热稳定设计	20. 智能工程
5. 有限元法	13. 精度设计	21. 反求工程
6. 动态设计	14. 相似设计	22. 设计专家系统
7. 计算机辅助设计	15. 三次设计	
8. 疲劳强度设计	16. 并行设计	

1.1.3 机械设计的学科体系

机械设计学科体系是以机械设计学为核心构成的。机械设计学是在现代设计理论、方法和技术及相关学科迅速发展的基础上逐渐形成的一门独立的工程技术学科。它是由关于设计的科学技术构成的,机械设计的学科体系主要包括以下三个方面。

(1)设计理论和设计方法学 主要针对机械设计所涉及的共同的、通用的设计理论和方法,如机械设计方法学、可靠性设计、优化设计、摩擦学设计、动态设计、计算机辅助设计、试验和测试技术等;这方面还包括了设计工具的开发和研究,如设计手册、工程数据库等。设计理论和设计方法学是机械设计学科的基础。

由于科学技术的飞速发展和机械产品的日趋先进,迫切需要不断地对共同所需的新的设计理论和方法进行深入的研究,因此在这方面发展十分迅速,构成了现代机械设计理论与方法的主要内容。

(2)基础零件的设计理论与方法 主要针对机械中一些基础零部件设计涉及的理论和方法,如联接设计、传动设计、轴承设计、润滑和密封设计等。基础零部件包括通用零部件(如齿轮、离合器、制动器等)和标准件(如螺栓、螺母、轴承等)。基础零部件在机械中的使用是普遍的、大量的,对机械产品的好坏,机器的使用性能、效率寿命和可靠性等有着重要的影响,因此有必要对它们的设计理论和方法进行专门的研究。

(3)专业机械的设计理论与方法 主要针对各类专业机械设计所涉及的设计理论和方法,如矿山机械设计、机床设计、内燃机设计、轻工机械设计等。由于各产业部门所采用的机械产品要求具有不同的工作原理,实现不同的功能,因此各专业机械的设计有其特殊性,必须依据各有关专业的生产工艺和技术,进行专门的深入研究。工程设计中存在着门类繁多的专业机械设计分支学科。

1.2 机械设计的原则和基本程序

1.2.1 机械设计的原则

机械产品因需求的功能不同,致使产品的种类繁多,结构形式也千变万化。设计者为使设计的机械产品具有良好的经济效益和市场竞争能力,在设计工作中应遵循如下基本原则。

(1)实用性原则 又称功能明确原则。主要表现为机器应具有明确合理的功能。设计者设计的机器都是为了满足社会和人们在生产和生活中的某种需要,俗称为实用性,具体表现为能完成一定的功能。所以,凡是不能满足功能要求的设计就不是一个好的设计,甚至可能是一

个失败的设计。因此,设计者对设计的机器具有的功能及其合理性应十分明确,并在设计过程中予以实现。在设计各阶段进行评价和决策时,也应把能否完成要求的功能放在首位。

为使产品能很好地体现所具有的功能,应合理地确定设计参数和相应的机械结构,这也是机械总体设计的主要内容。设计参数主要包括:性能参数、尺寸参数、重量参数、运动参数、动力参数以及经济技术指标参数等。机械结构设计是机械设计的重要内容,必须认真考虑机械产品的性能要求、使用条件、加工制造条件、外观要求和经济性要求等,使设计的构想成为一个能工作的实体产品。

(2)创造性原则 创造性设计是机械设计最基本的特点。设计者只有大胆创新,才能有所发明、有所创造、有所改进。任何一个机械产品的设计都包含继承和创新的成分,仅是程度不同而已。在继承时应特别注意现有的设计不一定是最佳方案,只有选择地吸收已有设计中的合理部分,才有可能使设计者集中主要精力去解决设计中的最主要问题,做到在继承基础上创新。在一般机械产品设计中,继承的特性常表现得更为明显,设计者不可能完全脱离前人的经验和积累的知识,凭空想出一个新的设计。因此,设计者应处理好创新和继承的关系。

机械设计与一般的工程设计一样具有多样性和相对性,可行的设计方案可能不是只有一个,设计过程可为设计者提供进行创造性设计的机会。

(3)优化原则 设计者初步判定的设计方案或模型常是原始的,并且有经验性的,必须经过推理、分析和计算,使设计成果达到当代科学技术的先进水平和该产品制造及使用条件的最佳水平,在技术、经济等方面,经全面分析和计算而达到最优化的结果。现代机械设计方法中的优化设计为此提供了具体的方法。设计过程是始终贯穿着优化的过程。设计者应在所要求的总功能目标和约束条件下,在众多的原理方案和设计参数中合理地选择优化目标,建立优化模型,采用相应的优化方法,经过计算和分析以期获得满意的结果。

(4)可靠性原则 可靠性是衡量机械产品质量好坏的一个重要指标。目前,可靠性设计方法已为机械产品设计所运用,它能保证产品在规定的工作条件下、在规定的服役时间内、完成规定功能的能力,这种能力可以用有关的可靠性指标来衡量,例如失效概率、无故障工作时间等。

(5)安全性原则 机械产品的不安全因素常会导致机械和人身事故,甚至造成重大的经济损失和严重的社会影响。在机械产品设计中必须贯彻安全性设计原则,其主要包括产品应具有足够的强度、刚度和必要的安全防护措施等;应根据人一机工程学原理使机器和人互相适应,创造舒适和安全的工作环境,从而提高工作效率;还应考虑机械与环境的关系,防止对环境的污染,即目前所提倡的绿色设计等。

(6)经济性原则 产品的经济性好坏是产品具有市场竞争力的一个重要方面,主要表现为在确保产品功能的前提下,尽力降低产品成本,提高经济效益。在设计中可采用合理确定可靠性要求和安全系数、贯彻执行标准化、采用新技术以及改善零部件的结构工艺性等措施。因产品设计与产品的制造、使用和管理等诸方面密切相关,设计中可采用价值工程的基本原则和分析方法,力求产品获得必要功能和最低的成本。

(7)评价审核原则 机械设计是一个复杂的工作过程,涉及到很多因素和方面,因而设计过程也是一种信息加工、处理分析、判断决策和修正的过程。为减少设计失误,实现高效、优质、经济地设计,必须对每一设计程序获得的结果随时进行评价和审核,决不允许不良的甚至是错误的信息流入下一个设计程序。实践证明,产品设计质量不好,很主要的原因是审核不严

造成的,因此适时而严细的审核是确保设计质量的一项重要原则。在设计进程中,应使评价审核做到规范化和制度化。

1.2.2 机械设计的基本程序

1. 机械设计的类型

机械设计按其创新程度可分为以下三种类型。

(1)开发性设计 在全部功能或主要功能的实现原理和结构未知的情况下,运用成熟的科学技术成果所进行的新型的机械产品设计。这类设计具有较强的创新性,它要求产品的主功能、主功能的工作原理、主功能载体的结构,这三者中至少有一项是首创的。例如,世界上第一台内燃机首次成功地实现了化学能向机械能的转化,第一台旋转活塞式内燃机又实现了内燃机主功能工作原理的更新,两者均属于开发性设计。

(2)适应性设计 在主功能的实现原理或者结构方案保持基本不变的情况下,增补或减少产品的某些功能,或局部更改某些功能的原理或结构,使产品适应特定的使用条件或者用户特殊要求所进行的设计。如为了满足低温、潮湿、盐雾、防爆等使用条件及要求,对产品进行的适应性设计。适应性设计是产品组合化的手段。

(3)变型性设计 在功能原理和结构都保持不变的情况下,变动产品部分零部件的技术性能和结构尺寸参数,扩大规格或补齐系列,以满足更大范围功能参数需要的设计,又称变参数设计。变型性设计是产品系列化的手段。

2. 机械产品的设计阶段

一个机械产品从开始构思到最终形成正规产品立足于市场,特别是对于开发性产品,在设计方面一般要经过功能原理设计、实用化设计和商品化设计三个阶段。

(1)功能原理设计 其任务是针对一定的功能要求,寻求一些物理效应,并借助某些作用原理,求得一些实现要求功能目标的科学原理。其特点是创新思维,多解评优。设计者要有新概念、新构思,可采取以新的物理效应代替旧的物理效应,引入新技术、新工艺和新材料等,使机器的工作原理或机器的品质发生根本性变化。

功能原理设计阶段的工作重点是:①明确设计任务要求的功能目标;②调查分析已有的功能实现原理;③创新构思,寻求更合理的解法;④初步预想实用化的可能性;⑤认真进行原理性试验。

(2)实用化设计 其任务是使原理构思转化为能实际使用的机器,完成总体设计、部件和零件设计,以及从设计到制造施工的全部技术文件和资料。

实用化设计阶段的工作重点是:①总体设计,包括确定工艺方案和基本参数,绘制机械运动简图、机器工作循环图和机器的设计总图等;②结构设计,包括确定机器的总体布置,确定零部件的形状、尺寸、装配关系、材料和加工制造要求等。

(3)商品化设计 其任务是保证产品不仅在技术上可行,而且在市场竞争中也能取得成功。商品化设计的核心是功能原理的新颖性,基础是产品技术性能的先进性,包装是市场要求的适应性。需对设计策略、销售策略和经营策略进行全面考虑。

商品化设计阶段的工作重点是:①实现性能的实用性变化,包括适应不同使用条件、开发新的用途、增添附加性能等;②零部件标准化、性能尺寸规格系列化、非标准零部件通用化和零件结构模块化等;③产品的工业艺术造型设计;④产品的价值分析等。

3. 机械设计的基本程序

根据机械设计的进程,其基本程序可以分为设计规划、方案设计、技术设计和施工设计四个阶段,如图 1-2 所示。

(1)设计规划 机械设计首先必须明确任务和要求。设计规划阶段的主要任务是在深入调查研究的基础上,对所开发的产品进行需求分析、市场预测和可行性分析,提出进行产品开发性设计的可行性报告,其主要包括下述内容:

- ①产品开发的必要性和市场需求预测;
- ②有关产品的国内外水平和发展趋势;
- ③预期达到的目标,包括设计水平、技术特点、经济和社会效益等;
- ④提出设计和制造方面所需解决的关键问题;
- ⑤现场条件下开发产品的可能性及准备采取的措施;
- ⑥预算投资费用及项目的进度和期限。

经对可行性报告充分论证后,决定产品可以进行开发设计时,随即要提出设计任务书,列出产品要求实现的功能和各项设计要求。

(2)方案设计 就是新产品的功能原理设计,即在功能分析的基础上,通过创新构思、优化筛选,最后能获得较为理想的功能原理方案。产品功能原理方案的优劣,决定着产品的性能和成本,关系到产品水平和市场竞争能力,是方案设计的关键。

方案设计包括产品的功能分析、功能原理求解、方案的综合及评价决策,最后得到一个优化的功能原理方案,并绘制产品的原理方案图或初步总体方案图。

(3)技术设计 其任务是将功能原理方案具体化,寻求机器及其零部件的合理结构。此阶段要完成产品的总体设计、部件的结构设计(包括构形、确定材料和尺寸等),并绘制装配草图。

(4)施工设计 其主要内容是完成产品制造所需的全部图样和技术文件,其中包括由总装草图分拆的零件图,绘制全部生产图样;再经审核后的零件图和部件图,绘制出总装图;编制各类技术文件,如设计说明书和计算书,标准件、外购件、备用件和专用工具明细表,产品试车大纲和验收大纲,包装和运输设计等。

上述机械设计的基本程序可以根据具体设计产品的复杂程度或实际情况予以取舍或增减。

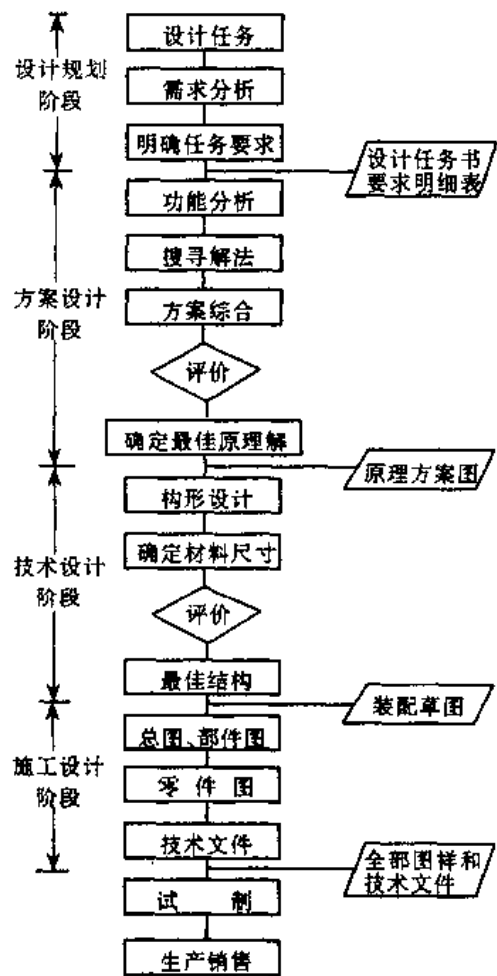


图 1-2 机械设计的基本程序

第2章 机械的功能原理方案设计

2.1 机械的分类与功能组成

2.1.1 机械的分类

随着科学技术的发展,新设备不断涌现,机械的类型越来越多,这就给机械的分类带来一定的困难。分类可以从不同的角度出发,分类方法也是多样的。

传统的分类方法是按产业划分,例如:农业机械、林业机械、矿山机械、冶金机械、化工机械、造纸机械、食品机械、纺织机械、工程机械、交通运输机械、物料搬运机械、橡胶机械、塑料机械等。

按服务领域又可分为如下五大服务领域的机械。

(1)能量转换机械 包括将热能、化学能、原子能、电能、流体压力能和天然机械能转换为适合于应用的机械能的各种动力机械;以及将机械能转换为所需的其他能量(电能、热能、流体压力能、势能等)的能量变换机械。

(2)生产各种产品的机械 包括应用于第一产业的农、林、牧、渔业机械和矿山机械等。

(3)从事各种服务的机械 包括交通运输机械、物料搬运机械、办公机械,各种工业机器人(机械手)、医疗器械,通风、采暖和空调设备,除尘、净化、消声等环保设备。

(4)家庭和个人生活中应用的机械 如洗衣机、冰箱、钟表、照像机、运动器械、家用机器人、假肢、假腿、自行车、轮椅等。

(5)各种机械武器 如枪支、大炮等。

机械的另一种分类方法是按功能来进行分类,从功能的观点看,可分为工艺类机械和非工艺类机械两大类。对物料进行工艺性加工的机械属于工艺类机械,这类机械具有专用的工作头,如轧钢机的轧辊、孔型,切削机床的刀具,电锯的锯条等,并用工作头对相应的物料进行工艺性加工。非工艺类机械则不对任何物料进行工艺性加工,只是实现某种需求的功能。

工艺类的机械包括:金属冷加工设备、金属热加工设备、矿石破碎机械、矿石粉磨机械、食品机械、橡胶机械,木工机械等。非工艺类机械包括:交通运输机械、物料搬运机械、动力机械,各类阀门、泵、压力容器等。

按工艺分类,有些机械也不好分,如医疗机械一般来讲应属于非工艺类,但其中有的设备是属于工艺类的,如牙钻等。所以说任何分类方法都有科学性,也都有局限性,从设计角度应寻找共性来分类,如功能的共同特性、结构方面的共同规律、工作时的行为特性等,这样便于构思和创新。例如食品机械的面片压延机、橡胶机械和塑料机械中的压延机,冶金机械中的钢板轧机,如按产业分类,它们分别属于不同的产业。如从共性看,它们的功能相同,都是使物料成为片状;从结构形式看,它们的工作头都是圆柱形辊子;从工作时的行为特征看都是滚压。所以说按功能分类,有利于设计构思和创新,也容易使不同产业机械的机构和技术相互转移和流动。

从制造角度看,以上几种设备在一个工厂生产就不合适了,因为这几种设备在强度、刚度、尺寸上及控制系统的差异都很大,所需的加工设备也不相同,若放在一个厂里制造,不容易形成专业化生产,经济上不合算,所以从制造的角度看按产业划分比较有利。

2.1.2 机器的功能组成

机器(一般指带有动力装置的机械)给人们带来的只是一种功能,机器本身只是一个功能载体,同一个功能可以从不同载体(机器)上获得,只有从功能的观点来观察和分析机器,人们的思想才能从旧的结构和形式中解放出来,探索新的原理,构思新的结构,设计出更好的机器。例如手表的功能就是显示时间,过去都是机械表,虽然加工精度不断提高,走时误差还是较大,近些年来石英电子表出现了,其工作原理改变了,相应结构简单,走时准确,成本也低廉。所以说获取一个功能(即制造一个机器),应结构越简单、成本越低廉越好。

一台机器完成的功能通常称为总功能,如切削车床的总功能是移动的刀具对旋转工件进行切削的功能。为了实现总功能,至少要有两个分功能的相互配合动作才能完成,一是工件旋转功能,二是刀具进给功能,除此而外还应有工件冷却(加切削液)功能等。所以说机器的总功能由多个分功能组成,而每个分功能都有相应的功能载体。分功能载体应由原动机,传动机构、工作头或执行机构、控制器等组成。有的分功能与其他分功能也可共用一个原动力或传动机构。机器的功能组成如图 2-1 所示。

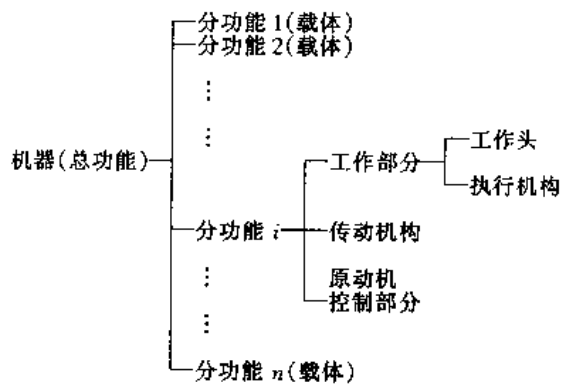


图 2-1 机器的功能组成

2.2 机械功能分析方法

2.2.1 机械的功能、功能元和功能结构

1. 功能

功能是针对某一机械产品工作能力的抽象化描述,它和人们常用的功用、用途、性能、能力等概念既有联系又有区别。例如洗衣机的这些概念有图 2-2 所示的关系。

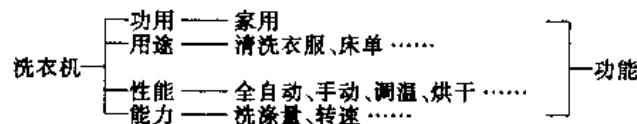


图 2-2 洗衣机的功用、用途、性能、能力和功能间的关系

洗衣机的功能是使衣物中污垢从纤维中分离出来。

由此可以看出,“功能”是指一个机器(或装置)所具有的应用特性。

系统工程学把一个机械产品看成技术系统,在设计初期时该技术系统还不清楚,故用“黑

箱”来描述功能:把信息流、能量流、物流输入“黑箱”,在“黑箱”中转换成新的信息流、能量流、物流,然后输送出来,如图 2-3 所示。

功能的定义是一个技术系统在以实现某种任务为目标时,其输入量和输出量之间的相互转换的关系。

设计者的任务就是使“黑箱”变成“白箱”,这个技术系统就设计出来了,获得了一个完美的机械产品,实现了预定的功能。

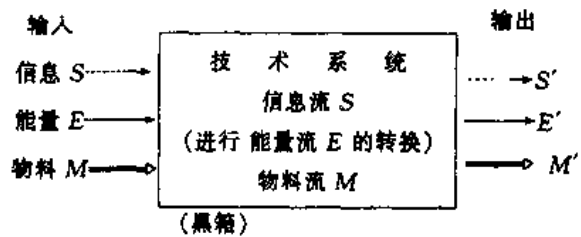


图 2-3 用“黑箱”描述技术系统的功能

2. 功能单元

一般技术系统都较为复杂,直接求总功能的解比较困难,可对总功能进行分解,分解成较为简单的“功能单元”。这样的功能单元具有一定的独立性,是直接求解的功能单元,也可称为“功能元”。

例如对材料拉伸试验机的功能分解可用图 2-4 所示的形式表示。

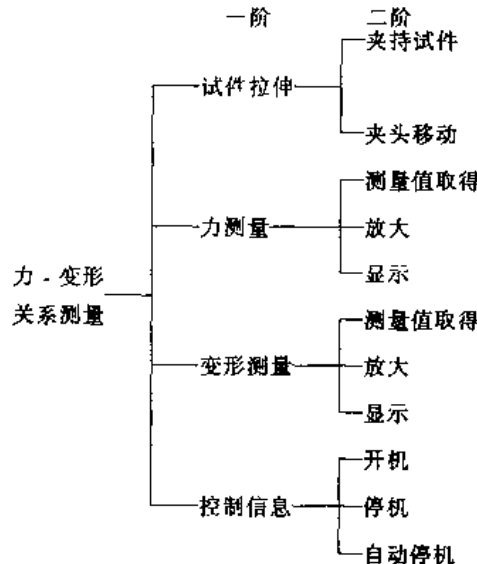


图 2-4 材料拉伸试验机的功能分解

直接实现总功能的各分功能称为一阶分功能;实现一阶分功能的分功能称为二阶分功能,并以此类推。

分解到末端的为功能元,如夹持试件、夹头、移动等。

3. 功能结构

从上述材料拉伸试验机采用的力-变形关系测量的例子中可以看出,总功能(力-变形关系测量)可分解为四个分功能(试件拉伸、力测量、变形测量、控制信息),每个分功能再分解,直至功能元。

将各分功能(或功能元)组合时有三种基本结构形式,如图 2-5 所示。图中 F_1, F_2 和 F_3 为分功能。

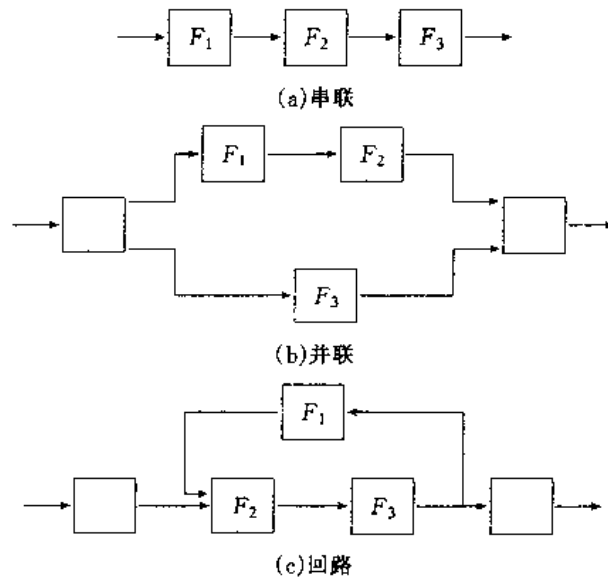


图 2-5 功能结构

- (1) 串联: 各分功能按顺序相继作用;
- (2) 并联: 各分功能并列作用;
- (3) 回路: 各分功能组成环状循环回路, 体现反馈作用。

从以上分析可以画出材料拉伸试验机的功能结构图。图 2-6 表示是用“黑箱”描述材料拉伸试验机的总功能。图 2-7 表示材料拉伸试验机功能(一阶)结构图。图 2-8 表示材料拉伸试验机功能(二阶)结构图。

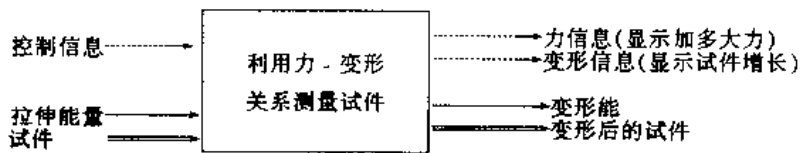


图 2-6 材料拉伸试验机的总功能

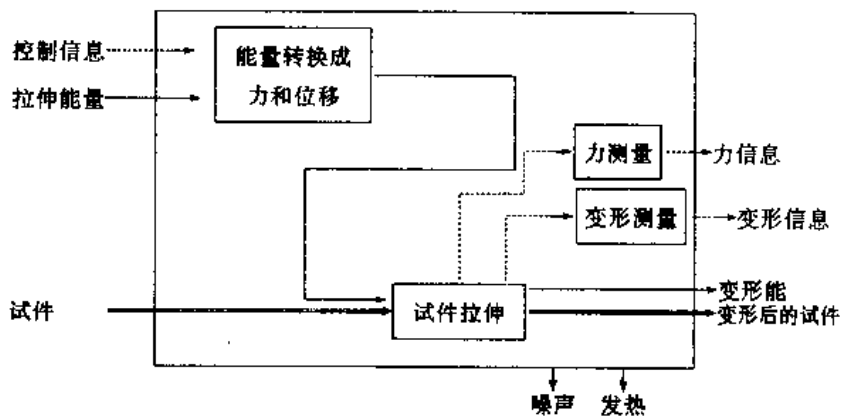


图 2-7 材料拉伸试验机功能(一阶)结构图

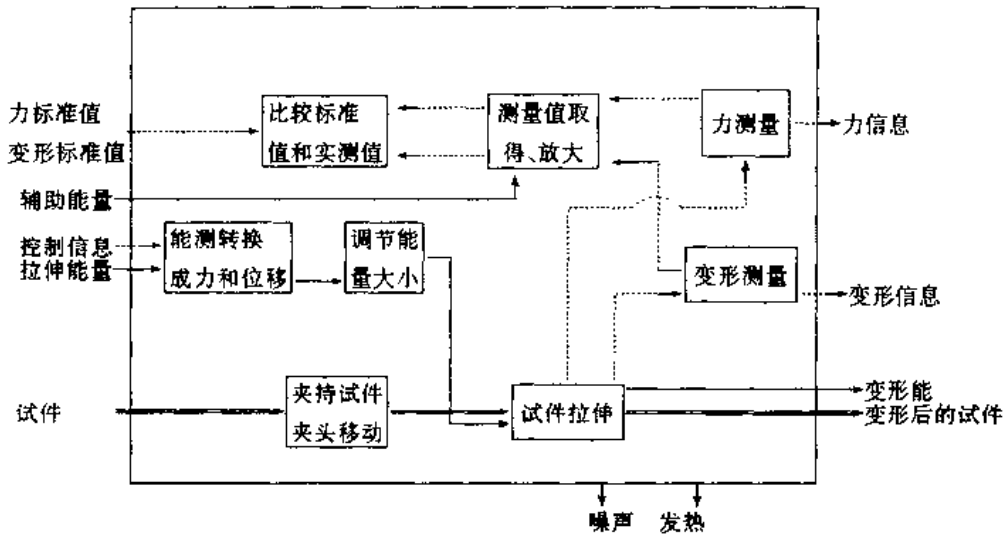


图 2-8 材料拉伸试验机功能(二阶)结构图

从图 2-7、图 2-8 中可以看出各分功能之间的关系,而功能分解形式不能充分表达各分功能之间的相互配合关系。

“功能结构”图是用来表示各分功能之间关系的框图,它比功能分解图更好地反映了各分功能之间的联系与配合。

2.2.2 功能整理

功能还可按用户要求分类,分为使用功能和外观功能。使用功能是产品最基本的要求,应予以满足;而外观功能是指产品的美学功能,一般是靠人的感官和思维判断,不同的人群有不同的要求。功能还可按相互关系分类,分为目的功能(上位功能)和手段功能(下位功能)。目的功能是主功能;手段功能从属于目的功能,为实现目的功能起手段作用,是分功能。例如平口虎钳,它的目的功能就是为了“夹紧工件”,如图 2-9 所示。

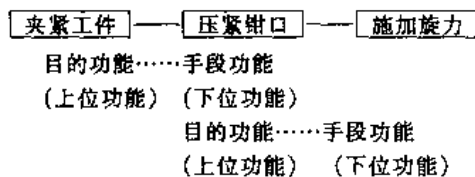


图 2-9 平口虎钳功能的相互关系

“压紧钳口”对于夹紧工件而言是手段功能,只有通过钳口压紧,工件才能被夹紧。“压紧钳口”对“施加旋力”而言,只有给丝杠旋力,才能压紧钳口,此时“压紧钳口”是目的功能,而“施加旋力”只是手段。

功能整理就是在对产品功能分析基础上,依据“目的功能——手段功能”的划分,把各分功能之间的关系加以整理,使之系统化,最终画出产品功能系统图。

功能系统图从实现产品总功能(目的功能)出发,通过寻找手段功能的方法并依次递推地寻找,直至找出末端功能为止,如图 2-10 所示。图中, F_0 为总功能; F_1, F_2 为实现总功能 F_0

的各分功能,为一阶分功能; F_{11}, F_{12} 为实现一阶分功能 F_1 的分功能,称为二阶分功能;依此类推。

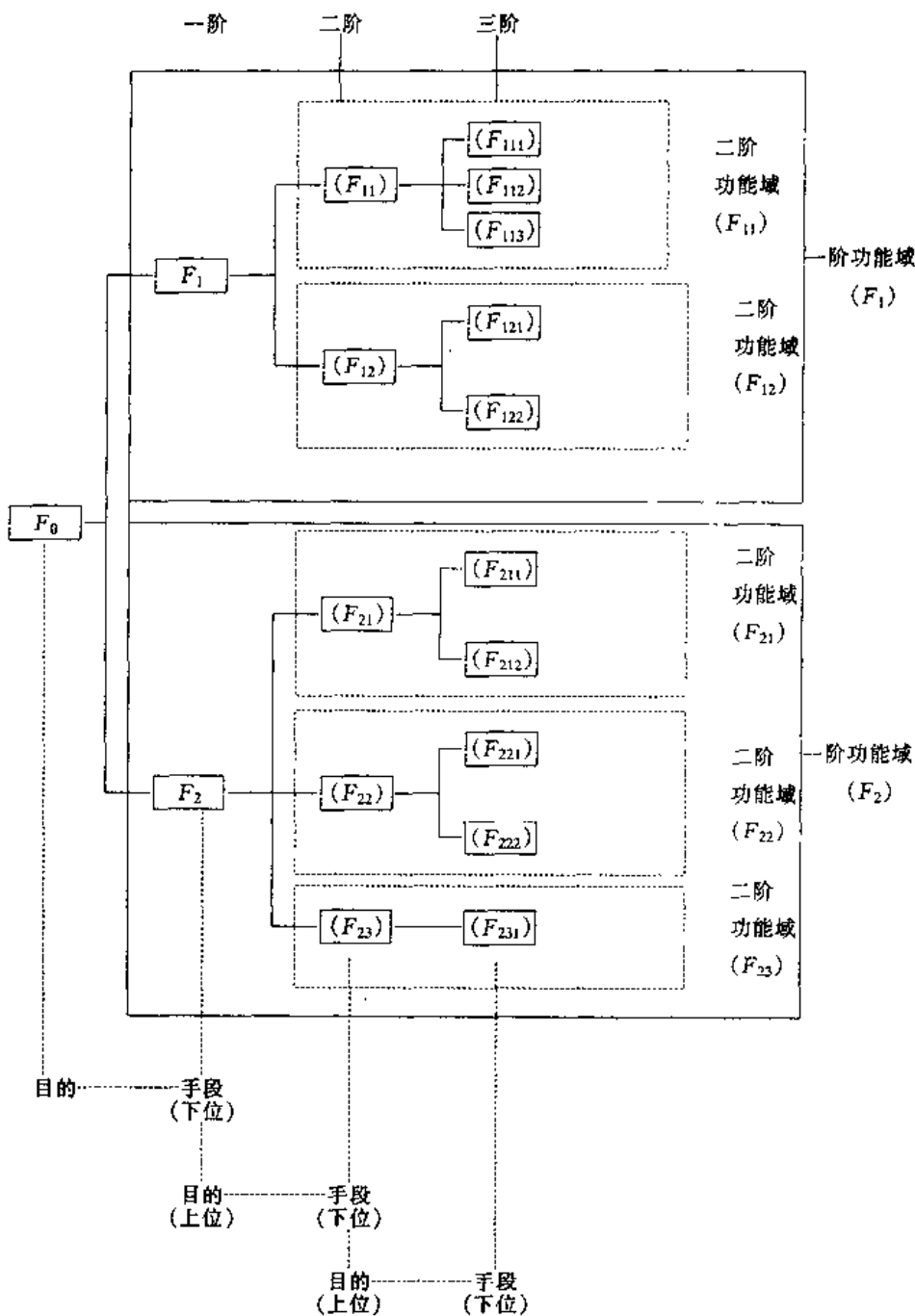


图 2-10 功能系统图

在功能系统图中,凡能独立完成某种功能并自成一个系统的功能区域(图中点划线所围区域),可视为由一组关系密切的功能组成的一个功能群,称为功能域。

画功能系统图的目的是为了寻求各分功能的功能载体,从而实现总功能。

现有的产品也可绘制功能系统图,并可标出各分功能所对应的零件,如图 2-11 所示,以电冰箱为例进行总功能、分功能和功能载体分析。

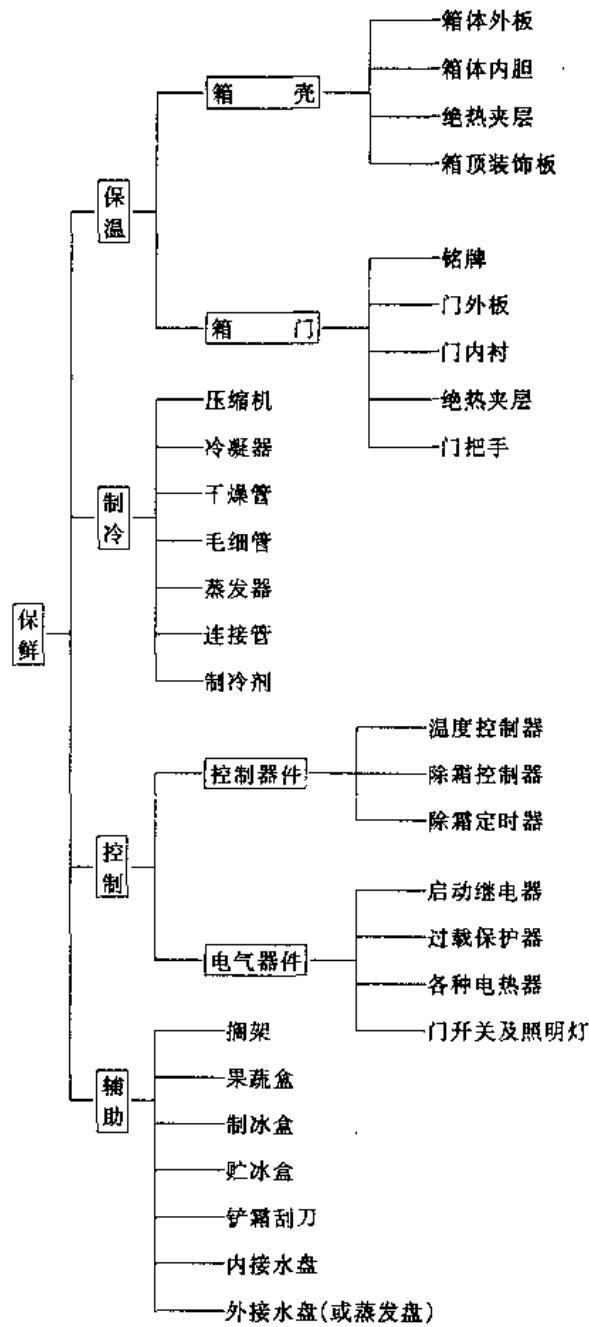


图 2-11 现有产品(冰箱)功能系统图

功能系统图表明了产品及其零件的功能,也表明了产品的最终目的和用途,同时也表明了实现目的的全部手段。

开发新产品时,必须根据功能系统图构思产品的结构;改进老产品时,必须首先改进功能系统图。若功能改变的阶次高,构思的范围宽,则产品的创新效果就好。

2.3 机械系统的功能原理设计

功能原理设计是产品设计的最初环节,对主要功能提出原理构思。任何一个产品的新颖

性、先进性都取决于这个阶段。如包糖果,过去人们总是设计构思机械手,模仿人的手包糖果,机构复杂,实现困难;从功能出发,糖果包装有两个目的,一是防止糖果受污染,二是增加美的功能。新式袋装包糖果机的问世,采用了光电控制,使两个功能均能实现而防污染能力也更增强了,但机器结构却很简单。所以说,一个好的功能原理设计应具备两个条件,既有创新构思,又有市场竞争潜力。

任何一种机器的更新换代都有三个途径:

①改革工作原理,例如用激光打孔机替代机械钻,使一些精密仪器、仪表的精度得到很大的提高。

②通过改进工艺、结构和材料提高性能。

如图 2-12 所示,由于工艺改进,将原来的切削改变为按滚压原理设计的搓丝机,生产效率和质量都得到很大的提高。图 2-12 中的(b),(c),(d)都是搓丝机,工作原理均为滚压,但由于结构不同,性能也不一样,其中(d)是按行星机构原理制造的行星搓丝机,使机器体积最小,生产效率最高。

在材料方面,如液晶材料的出现及实用化,促进了钟表业的发展,使钟表的时间显示又多了一条途径。

③增加辅助功能,以满足使用者需求,如空调机增加空气净化装置、手表增加日历等。

机器更新换代的三个途径中,第一种实现起来最困难,但效果却是最好的,也是最有前途的。

2.3.1 功能原理设计的内容与步骤

功能原理设计的内容是构思能实现功能目标的新的解法原理。功能原理设计首先要通过调查研究,确定符合当时技术发展的明确的功能目标,然后进行创新构思,寻求新的解法原理,并进行原理验证,确定方案及评价,最后选择一种较为合理的方案。

一个好的原理构思有时不能成为产品,其中部分原因就是因为在结构、材料和工艺问题无法得到合理的解决。因此在创新构思阶段要考虑一些主要的结构和工艺实现的可能性,以利于实用化。

功能原理设计的步骤与方法如图 2-13 所示。图中左侧为各阶段的工作内容,右侧为解决该内容的工作方法。

功能原理设计步骤包括:首先要明确地给出功能目标,该目标既是设计的依据,也是产品验收的依据;明确任务之后用黑箱法分析系统的总功能,将待求的系统看做未知内容的黑箱,然后用黑箱法解决;总功能确定之后,可进行功能分析和整理,画出功能系统图;从功能系统图中可找到各功能元,并寻求功能元的作用原理;功能元求解可采用形态学矩阵,从多个方案中

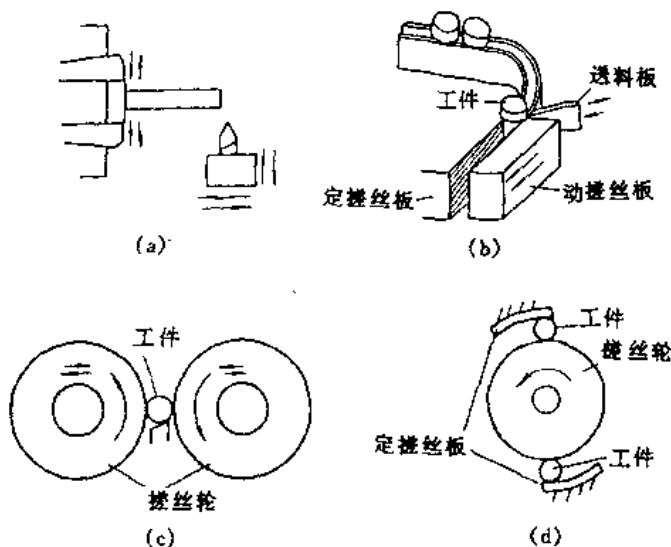


图 2-12 螺纹加工的几种工艺

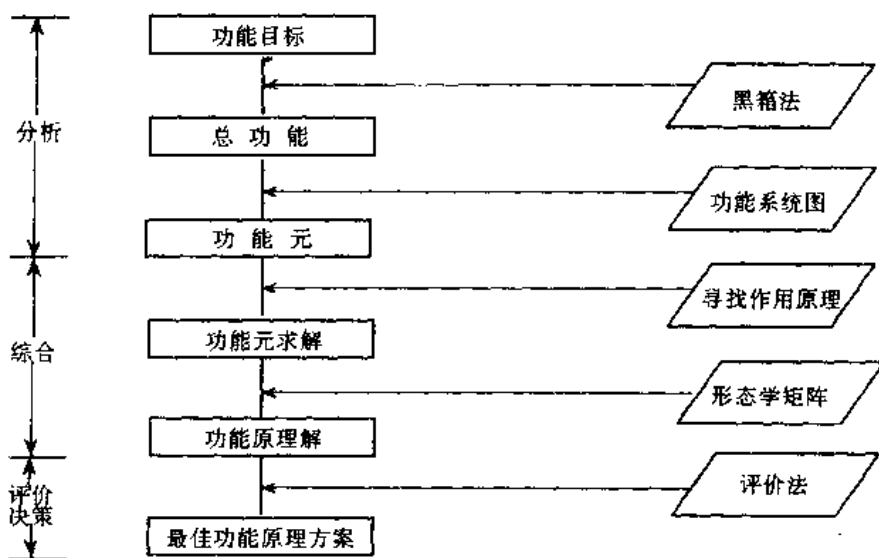


图 2-13 功能原理设计的步骤及方法

找出功能原理解;最后,经评价优选出最佳功能原理方案。

2.3.2 设计任务的功能目标

市场需求或领导部门提出的设计任务,要求往往是笼统而不具体的,设计者必须进行调查研究和综合分析,确定合理、明确的功能目标。该目标是设计的依据,又是鉴定验收的标准,所以功能目标要严谨、无误。

例如,有关部门需要设计肌电假手,要求不很具体,只提出要有能模仿真手抓握物体的假手。经分析如能像真手一样能拿起一个质量约为 300g 的物体,应实现的具体功能目标如下:

- ①手指应能实现 0.5rad/s 的抓握运动速度,以模仿人手的真实运动。
- ②手指触物后,应能产生 50N 左右的捏紧力,以满足实际工作的需要。
- ③所用微型电动机需在假手掌心中放置,放其外径应不大于 $\phi 20\text{mm}$ 。
- ④传动机械的效率应足够高,以保证充电电池至少能工作 1d。

有了这些量化指标,设计者设计就有了明确的目标,验收者验收也有了依据。

以上目标中具有必须解决的矛盾,即如果保证了运动速度,捏紧力只有 5N 而不是 50N,若保证了捏紧力 50N,运动速度只有原来的 1/10,相当于慢动作,人们很难接受。所以设计出了切换装置,假手不接触物品时保证运动速度,当手指触摸物品时,切换装置工作,运动速度降下来(这时也不需要高速度),捏紧力由 5N 转换成 50N,就可以保证工作要求。

从以上实例中可以看出,功能目标的明确给设计者提出了设计的约束条件。约束条件的种类如表 2-1 所示。表中的约束条件并不是对每一个产品都要求列出的,而是根据具体情况各有所侧重。例如,对轿车的总体要求是:安全、环保、节能。功能目标要求有座位数、驱动前轮、驱动功率、当转速为 50r/s 时的最大转矩、换挡和制动形式等。除功能目标要求外,用户还可能提一些最低要求,如某一行驶速度下的最高耗油量,最小的行李箱空间、低温下安全启动能力。用户还可能提出一些希望考虑的项目,如车上舒适方便、噪音低等。功能目标是必须保证的,而对于最低要求和希望考虑的项目越能很好地满足,则这一方案就越有价值。

表 2-1

约束条件的种类

特征项目标志	举 例
几 何	大小、高度、宽度、长度、直径、所占空间、数目、排列、联接关系、加装关系和扩展关系
运 动	运动种类、运动方向、速度、加速度
力	力的大小、力的方向、力的频度、重量、载荷、变形、刚度、弹性、稳定性、共振区
能 量	功率、效率、损耗、摩擦、通风、状态量诸如压力、温度和湿度、加热、冷却、能源能量、贮存量、接受功、能量转变
物 料	输入和输出产物的物理和化学性质、辅助物料、规定的材料(食品法规等)、材料流和材料运输
信 号	输入和输出信号、显示种类、运行和监控仪器、信号形式
安 全 性	直接安全技术、保护系统、运行—工作和环境安全性
人 体 工 程	人一机关系;操作、操作种类、视野、照明、造型
制 造	生产场地所引起的限制、可制造的最大尺寸、应优先选用的制造法、制造手段、可以达到的质量和公差
检 验	计量和测试能力、特殊规定
装 配	特殊装配规定、装配、装人、工地安装、基础建造
运 输	由起重工具、轨道型面、运输路径所引起的大小和重量限制、发货种类和条件
使 用	低噪声、磨损速率、应用和销售区、投入运行的地点(例如含硫大气、热带、……)
维 修	无需维护性或维护的次数和时间要求、检验、更换和修理、涂漆、清洁
回 用	重新使用、重新利用、最终贮置、弃置
费 用	可容许的最大制造费用、工具费用、投资和折旧费用
期 限	开发终期、中间步骤的网络计划、供货期

2.3.3 寻找作用原理

任何一个机械产品功能目标确定后,经过功能分析和综合,就要针对该产品的主要功能

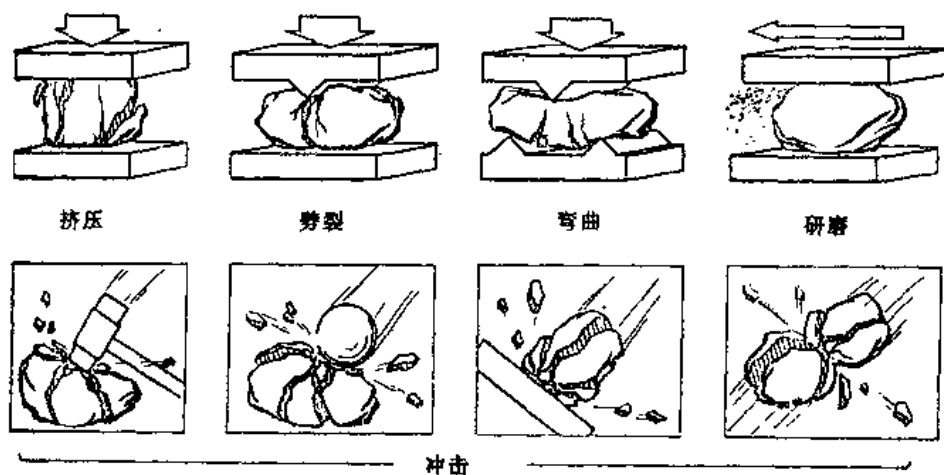


图 2-14 粉碎机械粉碎功能原理构思

提出一些原理性的构思。例如,设计一台粉碎机械,即应用机械力对固体物料进行粉碎作用,使之变为小块、细粒或粉末的机械。先要构思工作原理,图 2-14 就是其功能原理设计的构思

示意图。显然,进行原理性构思时首先要考虑应用某种“物理效应”(如图中的挤压、劈裂、弯曲、研磨、冲击),然后利用某种作用原理,如表 2-2 中的粉碎机构,最后获得达到实现“功能目标”的结果。

表 2-2 粉碎机械类别和主要特点

类别	名称	粉碎方法	粉碎机构	最大给料粒度/mm	排料粒度/mm	可处理物料的莫氏硬度							可处理物料举例				
						10	9	8	7	6	5	4		3	2	1	
						坚硬			中硬		软						
破碎机	粗破碎	旋回破碎机	挤压、劈裂、弯曲	壳体的内锥腔和旋回破碎锥	2000~425	500~100	—	—	—	—	—	—	—	—	各种矿石和岩石		
		颚式破碎机	挤压、弯曲	固定颚板和可动颚板	1800~120	400~15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	各种矿石和岩石	
		反击式破碎机	冲击	高速运动的板锤和固定的反击板	1500~80	200~3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	煤、石灰石、石膏	
	中、细破碎	锤式破碎机	冲击、研磨	高速运动的锤头和固定的破碎板	1800~50	25~3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	煤、石灰石、石膏	
		辊式破碎机	挤压、劈裂	转动的辊子	350~25	150~3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	长石、煤、石灰石	
		圆锥破碎机	挤压、劈裂、弯曲	壳体的内锥腔和旋回破碎锥	350~25	100~3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	各种矿石和岩石	
粉磨机	粗粉磨	轮碾机	挤压、研磨	碾轮和碾盘	50	<10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	硅石、黏土	
		自磨机	冲击、研磨	转动的筒体	500	6~0.043	—	—	—	—	—	—	—	—	—	多种矿石和岩石	
		棒磨机	冲击、研磨	转动的筒体和其中所装的钢棒	25	5~0.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	各种矿石和岩石	
	细粉磨	球磨机	冲击、研磨	转动的筒体和其中所装的钢球	30	0.5~0.043	—	—	—	—	—	—	—	—	—	各种矿石、陶土	
		管磨机	冲击、研磨	转动的筒体和其中所装的钢球或钢段	30	<0.088	—	—	—	—	—	—	—	—	—	石灰石、水泥熟料	
		砾磨机	冲击、研磨	转动的筒体和其中所装的砾石或卵石	30	0.5~0.043	—	—	—	—	—	—	—	—	—	稀有金属矿石、电瓷原料	
		笼形粉碎机	冲击	一对由钢棒和钢盘构成的圆笼	200	0.54~0.043	—	—	—	—	—	—	—	—	—	煤、黏土、白垩、盐	
		钢抓粉碎机	冲击、研磨	固定爪盘和旋转爪盘	12	0.2~0.02	—	—	—	—	—	—	—	—	—	化工原料、粮食、农药	
		摆式磨机	挤压、研磨	磨辊和环形磨盘	40	0.125~0.035	—	—	—	—	—	—	—	—	—	煤、石灰石、陶瓷原料	
		辊碗磨煤机	挤压、研磨	碾轮和碗形磨盘	38~61	0.3~0.001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	煤、石灰石、磷酸盐、石膏	
		球环磨煤机	挤压、研磨	上、下磨环和钢球	40	0.3~0.001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	煤、磷酸盐、石膏	
		风扇磨煤机	冲击、研磨	冲击轮和蜗形壳体	40	0.09	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	煤
	微、超微粉碎	蜗轮粉碎机	冲击、研磨	筒体和蜗轮叶片	10~0.5	0.044~0.003	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	颜料、树脂
		振动磨	冲击、研磨	与振动器相连的筒体和筒内的研磨介质	2	0.085~0.0001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	各种硬度物料
		砂磨机	研磨	多层旋转圆盘和砂粒状研磨介质	0.45	0.005~0.001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	染料、油漆、悬浮液
气流粉碎机		冲击、研磨	利用高速气流	0.15	0.003~0.00025	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	石墨、滑石、冰晶石、硫酸	
胶体磨		冲击、研磨	定子和转子	0.2	0.001~0.00001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	悬浮液、乳液	

寻求作用原理,关键在于提出创新构思,使思维“发散”,力求提出较多的解法供比较选择,对具体结构、材料、工艺等不一定要有成熟的考虑(这些内容属于结构设计),只需以简图和结构示意图表示即可。

前面提到粉碎的5种“物理效应”,前四种属于使用静力,后一种是应用动能。大多数情况下,物料常在两种以上的“物理效应”综合作用下被粉碎。物理效应的选择是根据物料的物理特性、料块的大小和所要求的细化程度来选择的。对于坚硬的物料,应采用挤压、弯曲和劈裂;对于脆性物料,应采用冲击和劈裂;料块较大时,应采用劈裂和弯曲;料块较小或排料粒度要求很小时,则应采用冲击和研磨。

再举洗衣机的例子。人工洗衣通常用手搓、脚踩、刷子刷、棒槌打、流水冲等方式除去衣物纤维中的污垢。只要使污垢与纤维分离就可以使衣物干净,因而产生了多种洗衣机。如波轮式洗衣机,用波轮回转形成水流并控制流速和流向达到洗净的效果;电磁洗衣机,这种洗衣机缸内装有四个带夹子的洗涤头,每个洗涤头上有一种电磁圈,通电后能在水中发出每秒2500次微振,这种高频振荡使污垢与纤维分离,不仅去污力强,而且比一般洗衣机节电75%,节水50%左右;气流洗衣机,它利用空气泵产生气泡,气泡破裂时产生的能量能提高洗净度,同时气泡可使洗涤剂更好地分解,因此洗涤效果可提高55%,与波轮式洗衣机相比,它对衣物的磨损率、洗涤剂的用量和残留量有大幅度降低;冷沸腾洗衣机,该机能在几秒钟内用泵从洗涤桶的上部将空气抽走,因桶内处于高真空状态,使水呈沸腾状,衣物在泡沫旋涡中反复搅动,水在衣物表面产生气泡,当气泡破裂时产生爆破力将衣物上的污垢微粒弹开并抛向水面,仅用两分钟就能洗净,由于机内无旋转部件,对衣物损伤很小,同时它还无噪音、无振动和无污染,且不用任何洗涤剂;喷雾洗衣机,它是通过水往复循环形成的水雾来达到清洗衣物的目的,水雾是水流在通过洗衣机内高速旋转的桶壁上密布的小孔时形成的,这时水立即被吸走,而桶中的衣物则受到喷雾的清洗;超声波洗衣机,洗衣槽充满水,放入衣物后,启动气泵和超声波发生器,衣物上污垢在超声波作用下由纤维中分离出来,由气泡带走。以上几种洗衣机作用原理完全不同,但都达到了洗净的功能目标。除了洗衣部分结构的变型,新技术也反映在微型计算机与多种传感器控制的洗涤。漂洗、脱水全部自动化的全自动化洗衣机,也称为智能洗衣机,该机由模糊系统控制,其特点是无论洗多少衣物,都可根据脏污程度自动选择时间。该产品在排水口安装了光传感器,可根据水的脏度和饱和时间判断出脏污程度和脏迹的性质。水流洗衣机有波轮式的,滚筒式的,而且还有一种新型洗衣机把二者结合起来了,即波轮和洗衣桶同时转动,但方向相反,将产生强劲的揉搓摩擦水流,还原手洗功能。同时,双向揉搓的水流还减轻了衣物的缠绕。最近又研制出来仿生搓洗洗衣机,该机利用模糊和变频技术,能自动感知衣物的质地、重量和脏污程度,调节手形搓洗棒的摆动频率和角度,酷似人手洗衣服的快慢与节奏,从而达到手洗一样的洗衣效果。传统的洗衣机漂洗脱水自上而下,污垢和肥皂沫仍会残留附着在衣物上,给人有衣物没洗干净的感觉,而“溢水漂洗”的功能是不断向洗衣桶注入清水,让肥皂沫和污垢通过溢水口排出水面,大大提高了洗净率又减少了漂洗次数,并且节水和节电。新型洗衣机还有语言洗衣机等。总之,寻求作用原理是机械产品创新构思的重要阶段,这阶段要充分利用力学效应,流体效应,热力学效应,动力学效应,声、光、电、磁等效应等,一定能构思出先进而新颖的作用原理,使新产品不断涌现,让人们一些潜在的愿望得以实现。

已知一个机械产品作用原理,也可以构思出不同的产品。例如风扇,其功能是产生压力差。由于压力差使空气产生流动,吹到人身上时,人感到凉爽。分析风扇的功能和用途还可构

思出如下相关产品。

- (1) 风扇→鼓风机, 为炉灶送风助燃; 风扇→抽风机, 抽吸厨房的油烟; 风扇→吸尘器, 吸尘。
- (2) 从调节温度出发, 用压缩式空调器, 可以调节冷热, 其功能比风扇还好。
- (3) 改变风扇结构、造型开发出新产品。改变结构: 台扇改变为落地扇、吊扇、壁扇等; 改变造型: 圆形、方形、动物造型等。
- (4) 增大或减小, 设计大型工业排风扇; 蚊帐内的小吊扇。
- (5) 多速风扇代替单速风扇。
- (6) 改变运动形式。送风: 普通风扇, 外罩不转, 叶片转; 鸿运风扇, 叶片不转, 外罩转。

2.3.4 形态学矩阵

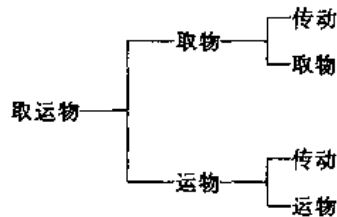
前面所举例子说明同一个功能可用不同的作用原理解决, 同一个作用原理也可解决不同的功能。在多解的前提下, 如何在功能原理设计阶段获得理想的原理设计方案, 关键问题有两个, 一是所得方案具有全解系的性质, 也就是说, 如果把方案的全部解和各解的全部可能形态列举出来, 经组合后就会将所有可能的解包罗无遗。二是具有形式化性质, 要求对问题进行系统分析并借此确定出影响方案解的重要的功能元及其可能形态。可采用形态组合法进行功能元解的组合。如表 2-3 所示将系统的功能元列为纵坐标, 各功能元相应的解法列为横坐标, 构成形态学矩阵, 从每项功能元中取出一种解进行有机组合, 即得到一个系统解, 最多可以组合出 N 种方案: $N = n_1 \times n_2 \times \dots \times n_i \times \dots \times n_m$ 。

表 2-3 系统解的形态学矩阵

功能元解 功能元	1	2	3	4	...	n_i	...
F_1	L_{11}	L_{12}	...			L_{1n_1}	
F_2	L_{21}	L_{22}			...		L_{2n_2}
⋮	⋮						
F_i	L_{i1}	L_{i2}			...		L_{in_i}
⋮	⋮						
F_m	L_{m1}	L_{m2}				...	L_{mn_m}

例2-1 行走式挖掘机的原理方案求解。

行走式挖掘机的总功能是取运物料, 其功能分解如下:



经分析找出各分功能的可能形态, 表 2-4 列出了挖掘机的形态学矩阵

表 2-4

挖掘机的形态学矩阵

功能元	局部解					
	1	2	3	4	5	6
A 动力源	电动机	汽油机	柴油机	蒸汽透平	液动机	气动马达
B 移位传动	齿轮传动	蜗轮传动	带传动	链传动	液力耦合器	
C 移位	轨道及车轮	轮胎	履带	气垫		
D 取物传动	拉杆	绳传动	气缸传动	液压缸传动		
E 取物	挖斗	抓斗	钳式斗			

可能组合的方案数

$$N = 6 \times 5 \times 4 \times 4 \times 3 = 1440$$

如 A1 + B4 + C3 + D2 + E1 → 履带式挖掘机

A5 + B5 + C2 + D4 + E2 → 液压轮胎式挖掘机

理论上方案组合数为 1440,但实际上并不完全可行。在众多方案中,由定性到定量进行优选,有些方案不符合设计要求或各分功能的解不相容,这些应该删去。例如运行式挖掘机,若动力源为电动机,则与液力耦合器、气垫、液压缸传动等分功能解不相容,不能共同组成可实现的原理方案。定性选出几个可行方案,进行原理性试验和评价、决策,从中选出符合功能目标的最佳原理方案(方案的评价决策见第 14 章)。

2.3.5 产品销售量与功能原理设计

产品使用区域越广,销量就越大。一机多用使销量也能增加。增加辅助功能,也能扩大销量。因此,在进行功能原理设计时就要把这些因素考虑进去。为扩大产品的销量在功能原理设计时可考虑以下方面。

(1)适用性改变 不同的地区和民族,气候、经济和资源都可能不同,产品开发时就要针对不同条件开发不同产品,或产品结构要有所变化。例如轿车,在寒带散热器的工作能力能得到满足,到了热带就满足不了要求,在功能原理设计阶段就要考虑进去,使产品适用于地球的任何一个地区;又如开发出的扫雪机,既要适用于寒带疏松的雪,也要适用于温带的半融冰雪。汽车驾驶员的座位,因国家和地区左、右侧通行不同而分为右座位和左座位等。总之,设计方案要适用于需求。

(2)开发新用途 开发一个新产品的同时在原理构思阶段就要考虑一机多用,使产品具备多种功能。如小型拖拉机可应用于农业耕作也可牵引运货,再如平衡重式叉车(如图 2-15 所示),更换属具后就可多种条件下工作。如图 2-16 所示,属具共有 30 多种,可见设计出一台叉车,只是更换一个工作头,就组成了另一台新设备,而且更换属具又很方

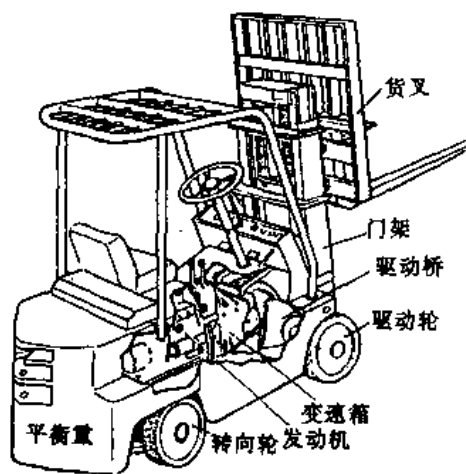


图 2-15 平衡重式叉车

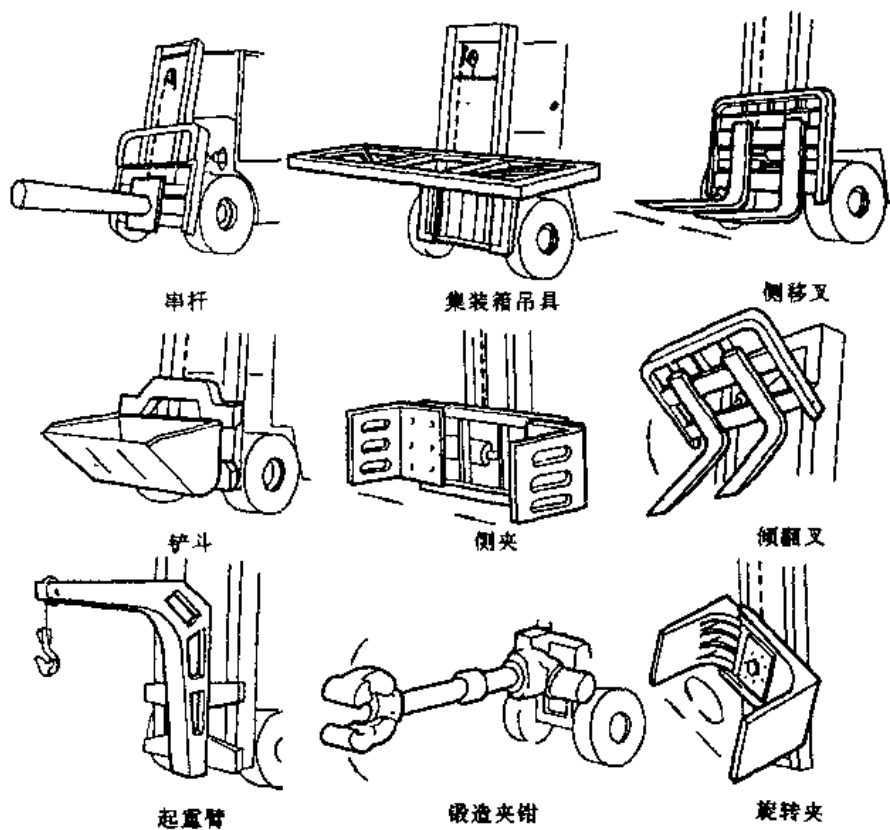


图 2-16 叉车属具

便,这样扩大了产品的销售。

(3)增添附加功能 其目的是拓宽使用面,如手表加血压计,空调机加换气装置,新式木工机床等。

2.4 创新设计方法的应用

创新设计方法是工程设计方法的重要组成部分,应该贯穿于工程技术设计的全部过程中,也是提高产品设计水平,增强产品竞争能力的根本措施和有力手段。特别是在产品的功能原理方案设计阶段,运用创新设计方法尤其重要,可获得更多的原理方案,最终可能产生更多、更好的新产品。

2.4.1 创新技法

人们在长期的实践活动中,提出了各种各样的创造技法,归纳起来有 300 多种,下面只列出几种简要介绍。

1. 智力激励法(集思广益法)

(1)智暴法 指抓住瞬时的灵敏意识流而得到一些新想法时的一种方法。甚至有些想法近乎胡思乱想,五花八门,不着边际,但它们都具有打破常规、突破“框框”的独创性特点。

设计人员只要抓住这瞬时的“灵感”和“顿悟”等一闪念,就有可能得出解决问题的启示。

应该特别指出的是,灵感和顿悟不是靠天才,而是在知识和思考的基础上产生的,是在知识和经验积累基础上,经过苦思冥想才迸发出来的。

(2)集智会法 个人虽具有独创性,但毕竟要受到知识和经验的局限,因此有一种集数人(5~6个)一起的集智会法。这种方法可集中许多人的创造力,起到多人相互启发的作用。如为了避免各人之间可能出现的相互妨碍和产生无形压力,更便于每个人充分发表意见,也可采用书面集智的形式,如“专家预测法”等。但要注意:

- ①要把“集智”和“激智”结合起来;
- ②要针对问题培养和孕育灵感,并要及时抓住灵感;
- ③要扶植一切创造性思想,力戒“思维扼杀”。

2. 提问追溯法

该法是通过分析问题进行分析,加以推理来扩展思路,或把复杂问题进行分解,找出各种影响因素,再进行分析推理从中寻求问题解答的一种创新技法。它在思维方面具有逻辑推理的特点。主要包括以下几种方法。

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

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

类似这一方法还有5W—1H法。即What(什么)、Who(谁)、When(什么时候)、Where(什么地方)、Why(什么原因)和How(如何进行)的提问和回答方法等。

(2)反向探求法 对现有的问题解决的方案系统地加以否定或寻求其他甚至相反的意见,找出新的解法或启发新的想法。可分为“逆向”和“转向”两类方法。例如,机械加工时由工件不动发展到工件转动,由大干小发展为以小干大则都属于“逆向”的做法。从车削螺纹发展到旋风铣螺纹就属于“转向”的性质。

(3)缺点列举法 针对某一设计方案,列出其所有缺点和不足,研究改进方法以探求新方案。

(4)向前推演法 从一个最初的设想按一定方向逐步向前探索,寻找新的想法。例如,联接两个轴的离合器,其联接方式可以是牙嵌式的、齿形式的、摩擦锥式的、单片或多片摩擦片式、超越离合器式和电磁离合器式等。又如对摩擦式的联接,其压力产生又可以是机械式的、液压式的和电动式的等。

3. 联想类推法

该法是通过启发、类比、联想、综合等创造出新的想法来解决问题。主要有:

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

(2)抽象类比法 用抽象反映问题实际的类比方法来扩大思路寻求新解法。例如,要发明一种开罐头的新方法,可先抽象出开的概念,列出现有的各种“开”的方法,如打开、撕开、拧开、拉开等。然后从中寻找对开罐头有启示的新方法来。再如,利用氢气球的浮力能载人升空的

原理,类比设计出带人下海底的潜水器。其方法是先在钢制潜水球内装入铁砂使之下沉海底,然后抛出铁砂,借助灌满汽油(其密度小于海水)的浮筒浮力再升向海面。后来人们利用相似原理设计出各种充气装置和用具。

(3)仿生法 通过对生物的某些特性进行分析和类比,启发出新的想法和创造性方案的一种方法。它是现代发展新技术的重要途径之一。例如,飞机构件中的蜂窝结构、响尾蛇导弹的引导系统等,就是仿生法在技术设计中的应用实例。

4. 系统搜索法

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

如果产品是功能和动作都要求复杂的机械系统,还有两种具体指导设计人员进行创新设计的方法。

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

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

5. 组合创新法

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

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

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

总之,要将上述各种创新技法灵活运用,举一反三,再通过参加创新发明的实践活动,不断积累知识和经验,才能在创新设计中取得卓越成绩。

2.4.2 创新设计过程

1. 创新设计过程的组成

工业产品的创新设计过程主要由综合过程、选择过程和分析过程三个主要部分组成。

(1)综合过程 综合过程是实现产品创新的关键步骤,由下面四个部分组成。

①功能结构综合。是指把市场需要提出的设计任务形成为技术系统的目的功能,进行功能分解,通过分功能或基本功能结构来实现目的功能所需进行的一系列工作。

②原理综合。通过功能分析分别求出分功能的解,然后综合成能实现目的功能的原理方案。

③构型综合。根据机械系统的功能要求,决定系统的外形、各部分的配置及结构的过程,也称构型设计。

原理综合与构形综合又统称为概念设计。

④尺寸综合。是将抽象的概念设计转化为具体的结构设计的过程,获得既满足原理综合要求,又满足构型综合要求的机械设计方案。

(2)选择过程 一个工业产品是综合过程与选择过程的结果。选择过程是指为了从各种解的方案中选择出适于特定条件的最佳解,或认识解的不足,并采取改进措施等全部工作。

在前面提到的综合过程中,每综合一步,都会为某个研究目标提供几个解。因此在每综合一步之后,接着便是一个选择过程,以便尽可能把大量的解减少到唯一的最佳解。

选择过程又称为方案筛选过程,下面列出了每一步综合之后都要重复进行的工作。

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

②搞清楚一个解能在什么程度上满足“要求明细表”中的期望;

③评价每个要求,并且确定解的总值(经济值和技术值);

④比较并选出最适宜的解;

⑤必要时弄清最适宜解的薄弱环节;

⑥消除解的薄弱环节,并用综合的方法改进解。

工程设计的一个重要特征在于设计的约束性,在解的选择过程中应很好地了解这些约束。一般情况下,限制条件(即约束)主要来源于市场和环境两个方面。市场条件,包括市场需求和市场竞争形势。例如,主要的设计参数、结构参数、寿命、可靠性、安全性、使用范围和自动化程度等要求。环境条件,要求所设计的技术系统对环境干扰不敏感,同时也不干扰和破坏环境。

一般来说,限制条件影响了技术问题的研制和解决,并增加了研制工作的难度,但是设计的创新就在于找到符合各种限制条件的最适宜的措施。

(3)分析过程 通常是在产品完成定型设计之后,当必须弄清开发系统的一些问题,如噪声、磨损情况和动力状态等,才需要分析过程。这些问题只有通过理论分析和实验研究才能搞清楚,所以说分析过程是检验创新设计产品性能优劣的环节。

2. 创新设计中应注意的问题

经过上述的功能结构综合、概念设计及解的选择三个过程,完成了产品创新设计的全过程,为了突出设计创新的特点,应注意以下几个问题。

(1)突出创新设计的定向发散特征 在由基本功能构造原理解时,应从不同的角度、不同基本功能组合方式等方面,尽可能构造较多的原始设计方案,以便从中筛选出更具有创新性的方案来。

(2)发挥基本功的潜能 在由基本功能构造原理解时,基本功能按正常规律排列组合所得到的设计方案,并不一定是最具创造性的最佳设计方案。因此,要考虑基本功的变异结合。一个或少数几个基本功的变异结合,往往可以达到多个基本功能组合才能实现的目的功能。

(3)基本功的细化 对于功能综合确定的实现给定的整体设计任务的基本功能,存在再设计问题。为了达到实现基本功的要求,基本功可以再划分为多个一阶基本功,而该一阶基本功又可划分为若干个二阶基本功。可把这一过程一直分到实现整体方案具体化为

止。

(4)综合运用创造性思维方法及创新技法 从多侧面、全方位构思原理方案解。在构造原理方案解时,其思维不要受常规现有方案模式的限制,鼓励超常规思维,这样往往容易获得非常优秀的创新设计方案。

(5)方案设计的自动化 一个设计者常受到知识、经验和精力等方面的限制,往往不能穷举所有的原始方案,面只能在有限的求解空间内寻求给定设计任务的原理方案解,有可能漏掉一些较好的设计方案,并且这一选型过程冗长,方案造型结果完全取决于专家的设计经验。因此,非常必要实现方案选型的自动化(包括原理方案构思和方案筛选的自动化),引入计算机技术,充分发挥计算机的长处。

第3章 机械系统的工作载荷和动力机选择

3.1 机械系统的工作载荷

所有机械在工作中几乎都要承受各种外力的作用,工程上把这些外力称为载荷。载荷的大小和类型是由机械系统本身的功能要求、工作环境和结构间的约束情况等确定的。要保证机械系统安全可靠地工作,其基本条件是组成机械系统的零部件应具有足够的强度(静强度和疲劳强度)、刚度和稳定性;在规定的使用期限内不发生破坏;动力机应满足执行机构要求的功率等。这些条件的确定,一般都要进行分析和计算,这时必须首先确定机械系统的载荷(包括大小、方向、分布等)。

3.1.1 机械系统的载荷类型

1. 按载荷作用形式分类

(1)直接作用载荷 载荷以力或力矩的形式直接作用在机器上,如由工作阻力产生的载荷、惯性载荷、风载荷、驱动力、制动力等。

(2)间接作用载荷 以变形的形式间接作用在机器上,如温度、地震的作用引起的载荷。

对于绝大多数的机械系统,直接作用的载荷是主要的。

2. 按载荷产生的来源分类

(1)工作载荷 由机器工作阻力产生的载荷。不同类型的机器,工作载荷的作用方式不同。如起重机的工作载荷由货物重量和吊具重量产生;闸门启闭机构的工作载荷由闸门自重、摩擦阻力、水力压力等产生;汽车的工作载荷由车轮与地面的摩擦和空气阻力等产生;工作载荷是各种机器最重要最基本的载荷。

(2)动力载荷 由机械系统的运动变化产生的,包括惯性载荷、振动载荷和冲击载荷等。机械系统在机械运动速度的大小或方向发生急剧变化时,就会产生上述动力载荷。如启动或制动产生惯性载荷、冲击载荷或振动载荷。

(3)自重载荷 机器的自重载荷是指机械系统各种机构的自身重量产生的载荷。

(4)风载荷 具有一定质量的空气以一定速度流动而被某机构表面阻挡时,空气的动能将转化为势能,对机构产生静压力。

(5)温度载荷 温度变化使构件热胀冷缩,当构件的胀缩受到约束时,便承受温度载荷作用,在构件中产生附加力。

(6)水力载荷 水力载荷以压力和流动阻力的形式反应出来。水在静止状态时的压力称为静水压力;水在流动状态时的压力称为动水压力。与水力水电有关的机械中常需考虑水力载荷。

3. 按载荷的大小和方向是否随时间变化分类

(1)静载荷 是指大小、位置和方向不随时间的变化而变化的载荷,如自重载荷。

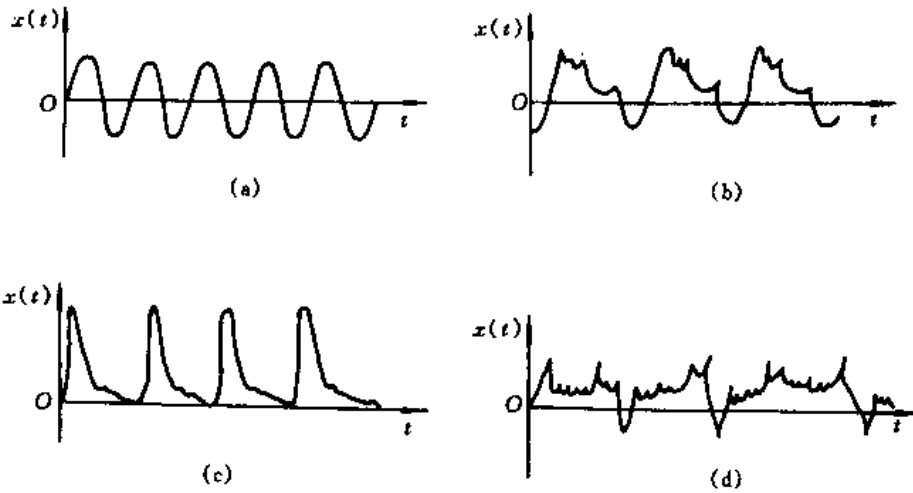
(2)变载荷 指载荷的大小、位置和方向随时间的变化而显著变化的载荷。它常用幅值和

频率来描述。

在工程中,大多数机械系统承受的都是变载荷,严格地说静载荷是很少见的,但是在设计上常把量值变化不大或变化速度缓慢的载荷,近似地作为静载荷处理。

工程上常把变载荷的载荷值随时间的变化规律称为载荷-时间历程,或简称载荷历程。一般机械承受的变载荷主要有以下几种。

①周期载荷。这种载荷的大小是随时间作周期性变化的,它可用幅值、频率和相位角三个要素来描述。以正弦规律变化的载荷是最简单的一种周期载荷,又称简谐载荷,如图 3-1(a)所示。



(a)简谐载荷 (b)复杂周期载荷 (c)冲击载荷 (d)随机载荷

图 3-1 各种载荷-时间历程

简谐载荷的函数表达式为

$$x(t) = x_0 \sin(\omega t + \phi) \quad (3-1)$$

式中 $x(t)$ —— t 时刻的载荷幅值;

x_0 ——最大载荷幅值;

ω ——角频率(也称圆频率);

ϕ ——相位角。

在周期载荷中,有些是具有复杂周期的载荷,如图 3-1(b)所示。这类载荷的幅值 $x(t)$ 可用傅立叶级数展开式来表示

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos \omega_n t + b_n \sin \omega_n t) \quad (3-2)$$

$$n = 1, 2, 3, \dots$$

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \omega_n t dt$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \omega_n t dt$$

式中 T ——周期;

ω_n ——谐波的角频率, $\omega_n = \frac{2\pi n}{T}$ 。

$n=1$ 时的角频率 $\omega_0 = \frac{2\pi}{T}$, 称为基频。复杂周期载荷可分解为有限个简谐载荷。

由上可知, 凡属周期载荷都可用一定的函数来描述, 并有一定的周期。

②冲击载荷。这种载荷的特点是载荷作用时间短, 而且幅值较大, 如图 3-1(c) 所示。例如锻锤在锤打坯料时所受的载荷就属于冲击载荷。在设计中对于幅值较小, 频率较高的多次冲击载荷, 常按一般的周期载荷来处理。

③随机载荷。这种载荷的幅值和频率都是随时间变化的, 它不能用一个函数确切地进行描述, 如图 3-1(d) 所示。在工程中许多机械如汽车、拖拉机、水轮机、飞机等的工作载荷都是无规则的随机载荷。由于随机载荷具有不确定性, 因而只能应用数理统计方法才能获得它们的统计规律, 一般对随机的载荷-时间历程要进行频谱分析, 从幅值域、时间域和频率域三个方面分析它的统计规律, 以此来对随机载荷进行描述。

随机载荷通常由现场实测获得, 实测过程称为采样。在测量中每一次记录的载荷-时间历程都是各不相同的。例如在测试汽车的载荷时, 即使由同一个司机在同一条公路上非常谨慎地驾驶, 经过反复多次测量, 无论是幅值还是频率都是随机变化的。从统计角度出发每一个记录称为一个子样, 当采集的子样很多, 甚至接近无限时, 就组成了被测量载荷的总体(或称母体), 这在实际上是不可能的。因此, 只能通过有限个子样来推断母体的性质, 得到能代表母体特性的随机载荷的谱型。根据随机载荷的统计特性, 又可对其进行分类。图 3-2 为有限个子样测量得到的载荷记录, 若在 t_1 时刻进行统计, 由 n 个子样的记录值 $x_1(t_1), x_2(t_1), \dots, x_n(t_1)$, 可以计算出载荷幅值 $x(t_1)$ 的概率分布。同样, 也可以在 t_2 及任何其他时刻, 计算出 $x(t_2)$ 等的概率分布, 倘若这些概率分布都相同, 就表示母体的概率分布与绝对时间无关, 这样的随机载荷就称为平稳随机载荷。反之, 就称为非平稳随机载荷。

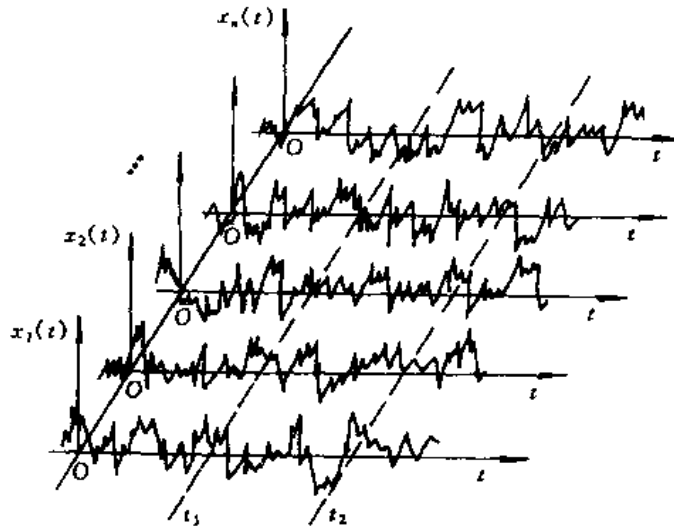


图 3-2 随机载荷子样

倘若平稳随机载荷整个母体得到的概率分布与任何一个子样求得的概率分布相同, 就可以通过单个子样的统计来描述整个母体的性质, 这就使问题变得简单得多。那么, 这种随机载荷就称为各态历经的随机载荷。对于实际记录的载荷大都是非平稳的, 为了简化常把他们假

设成平稳且各态历经的。

由于机械承受各种载荷的作用,在机械零部件中必然会产生各种应力。同理,应力也可分为静应力和变应力两大类。

对于不同类型的载荷,在机械设计时需要采用不同的强度计算准则。对于静载荷,需采用静强度判据;对于变载荷,就需应用疲劳强度的设计方法。根据静载荷进行设计的方法历史悠久,方法简单,至今仍被广泛应用。对于一些机械虽然受到变载荷的作用,经常采用名义载荷乘以大于1的变载荷系数,但仍用静载荷的设计方法进行计算。表3-1列出了各种机械变载荷系数的推荐值。

表 3-1 变载荷系数的推荐值

机 械 名 称	空载启动	带载平稳启动	带载快速启动	启动后摩擦 离合器加载	启动后冲击 加 载
小型风机、车床、钻床、皮带运输机等	1.2~1.3	-	-	1.2~1.4	-
轻型传动、铣床、泵等	1.3~1.5	-	-	1.3~1.5	-
绞车、刨床、汽车、纺织机械等	1.3~1.5	1.4~1.6	1.5~1.7	1.4~1.6	-
挖土机、起重机的起重机构等	1.4~1.8	1.7~1.9	1.8~2.0	1.7~1.9	2.0~2.2
球磨机、曲柄压力机、剪切机等	-	1.1~1.25	1.2~1.3	-	1.3~2.0
起重机的水平移动机构	-	1.6~1.9	1.8~3.0	-	-
电车、电动小车、翻车机等	-	1.6~1.9	1.8~2.5	-	2.0~2.5
空气锤、矿石破碎机、轧钢机等	-	2.0~2.3	2.0~2.6	-	2.5~3.5

3.1.2 工作载荷的确定方法

在设计机械时,一般需预先给定机械的工作载荷,它可由设计者自行确定,也可以由需求方提供。无论何种情况,都应根据具体机械要完成的功能来确定。例如,在设计一台冲压机床时,就要根据冲压零件的材料、品种、规格和生产率等来确定冲床的冲压力或动力机功率的大小。对于预先给定的载荷,有的在整個设计过程中不再变动;有的只是初步给定,在设计完成后,甚至在机械制造出来后才能最终确定,这种情况在样机设计中会经常遇到。

在确定设计载荷时,有时还需要考虑国家对该产品制订的规格、系列或标准。例如冲压机床规定了冲压力的系列标准;起重机规定了起重量的系列标准等,它们都直接规定了设计载荷的大小。还有一些机械产品是以某些表征设备能力的特征结构尺寸作为系列标准。例如钢坯轧机以轧辊直径、挖掘机以铲斗容量等表示,这些结构尺寸实际上决定了许用工作载荷的大小。所以,设计人员在设计产品时,应该优先采用标准系列规定的载荷。

确定工作载荷通常有三种方法:类比法、计算法和实测法。对于一些复杂的难以确定的载荷也可以把上述几种方法结合起来使用。

1. 类比法

参照同类或相近似的机械,根据经验或简单的计算确定所设计机械的载荷,这种方法称为类比法。它主要应用在载荷较难确定的情况或初步设计阶段。例如在设计一台新型汽车时常因载荷复杂只能先根据同类型产品进行类比确定其载荷;当该汽车制造出来后再进行实际的试验测定。类比法还可以应用在不需精确确定载荷的情况,特别是设计一些以传递运动为

主的机械,例如一些仪器仪表的设计。

使用类比法确定载荷一般需要具有一定的实际经验,否则容易出现确定的载荷过大或过小的情况。应用类比法时常可采用相似原理进行推断,其中常用的有几何尺寸类比和动力类比等。

(1)几何尺寸类比 它是在设计新机械时,首先需要确定能表征该设备能力的几何尺寸,并根据现有同类机械的尺寸与载荷之间的关系,由下式确定设计载荷

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{f(l_1)}{f(l_2)} \quad (3-3)$$

式中 F_1, l_1 ——现设计机械的载荷和尺寸;

F_2, l_2 ——原有机器的载荷和尺寸;

$f(l)$ ——该类机械的尺寸 l 和载荷 F 之间的函数关系。

(2)动力类比 它是选择一种类同的机械,调查其实际使用的动力机容量大小,如电动机的转矩、功率等,然后用简单的类比关系确定所设计机械的动力,以此作为再推算机械及其零部件所受的载荷。

2. 计算法

计算法即根据机械的功能要求和结构特点,适用的各种力学原理、经验公式或图表等计算确定载荷的方法。

例如设计起重机时,其承受的主要载荷大部分都可运用计算法确定,包括有:

(1)起升载荷 起升载荷包括起重机的额定起重力和随货物一起升降的设备(如吊具、最大起升高度的钢丝绳等)的重力。其中额定起重力指正常工作时允许起吊的货物重力与可从起重机上取下的取物装置(如抓斗、电磁吸盘等)的重力总和。额定起重力应符合国家标准的规定。

(2)起重机的整机重力 起重机的整机重力包括起重机的全部零、部件和附属设备的重力。在设计前起重机的整机重力是个未知数,此时,可以参照同类起重机进行类比初估,在设计完成后再予以修正。设计后起重机的整机重力为

$$W = \sum m_i g = \sum \rho_i V_i g \quad (3-4)$$

式中 m_i ——各零件的质量;

V_i ——各零件的体积;

ρ_i ——各零件材料的密度;

g ——重力加速度。

有时还要考虑起重机在运行中通过轨道接头或不平道路时产生的冲击载荷,冲击载荷的大小与运动速度及路面状况有关。

在计算中根据要求的精确程度,整机重力可按集中载荷或均布载荷处理。

(3)动载荷 起重机在启动或制动等不稳定运动状态时,会引起振动载荷和惯性载荷,例如,在提升重物时由惯性引起的动载荷 F_{d1} 为

$$F_{d1} = K \cdot G \quad (3-5)$$

式中 G ——起升载荷;

K ——起升动力系数,起重机的类型及工况不同时, K 值也不同。

由移动部分零部件惯性引起的动载荷 F_{d2} 为

$$F_{d2} = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3-6)$$

式中 m ——移动部分零部件的质量;

$\frac{dv}{dt}$ ——零部件移动的加速度。

由转动部分零部件惯性引起的动转矩 $T_{d\alpha}$ 为

$$T_{d\alpha} = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (3-7)$$

式中 J ——转动部分零部件的转动惯量;

$\frac{d\omega}{dt}$ ——零部件的转动角加速度。

(4) 风载荷 在室外工作的起重机还需考虑风力引起的载荷 F_f , 风载荷一般可按下式计算

$$F_f = C \cdot p_{fN} \cdot A \quad (3-8)$$

式中 p_{fN} ——标准风压;

A ——起重机的迎风面积;

C ——考虑迎风体型和起重机高度的修正系数。

起重机设计时除需考虑上述载荷外, 还需考虑运行中的坡度阻力、货物偏摆载荷及侧向力等, 在起重机设计规范中都有详细的计算方法。

总之, 不同机械所受的载荷也是不同的。当用计算法确定载荷时, 必须认真地分析设计机械的作业特点、负载状况及其有关影响因素, 运用静力学或动力学方法确定其工作载荷, 并根据力的传递原理计算各零部件的载荷, 或按有关设计规范进行设计。

3. 实测法

实测法是指用实验分析的方法测定机械及其零件载荷的方法, 它具有直接准确等优点。电阻应变计测量法(简称电测法)是目前最常用的一种实测载荷的方法。电测法利用电阻应变片, 电阻应变仪和指示器或记录仪组成的测量系统进行载荷的测量。先将电阻应变片粘贴在零件上, 在零件受载变形后电阻应变片的电阻值随之发生变化, 经电阻应变仪组成的测量电桥, 使电阻值的变化转换成电压信号的变化, 并且加以放大, 最后经指示器或记录仪显示出与载荷成比例变化的曲线, 通过标定就可以得到载荷值的大小。

3.1.3 工作载荷谱

1. 工作载荷谱的确定方法

无论用什么方法求得工作载荷, 实际上求得的工作载荷的大小和方向都是随时间而变化的。工作载荷常常是以随机载荷的形式作用于机械上。对于随机载荷要想给出设计载荷比较困难, 这是因为每次实测的载荷-时间历程都不是相同的, 直接记录的载荷-时间历程也是无法为设计应用的。这些原始记录的载荷-时间历程称为机械的工作谱或使用谱, 它们经过概率统计的方法进行处理后, 得到能反映载荷随时间变化的, 并具有统计特征的载荷-时间历程就称为载荷谱。由实测载荷谱经统计处理简化为典型载荷谱的过程称为编谱。编谱是获得为设计所用的载荷谱的一项重要工作。

目前,对随机载荷的处理有两种方法:功率谱法和循环计数法(简称计数法)。

(1)功率谱法 借助于傅立叶变换,将随机载荷分解为无限多个具有各种频率的简谐载荷,得到功率谱密度函数。它是一种比较严格的统计方法,保留了载荷历程中幅值和频率变化的主要信息,特别是对于平稳随机载荷,使用功率谱法进行统计分析更为方便,但它的分析计算比较复杂,并需要专门的频谱分析设备,因而限制了功率谱法的广泛应用。

(2)循环计数法 一种比较简便的随机载荷处理方法,它把载荷-时间历程离散成一系列的峰值和谷值,然后计算载荷峰值或幅值发生的频次,频率、概率密度函数和概率分布函数等,这种方法考虑了造成疲劳损伤的主要因素,即载荷幅值的变化。循环计数法的主要缺点是不能给出载荷大小变化的先后次序和频率分布,这对疲劳寿命是具有一定影响的。使用循环计数法的编谱步骤是:

①测量实际的载荷-时间历程;

②对实际载荷作离散化处理,只记取其峰值和谷值,并作适当的压缩,压缩后的载荷-时间历程消去了一些小量值的或变化不大的载荷;

③使用循环计数法计算峰值或幅值;

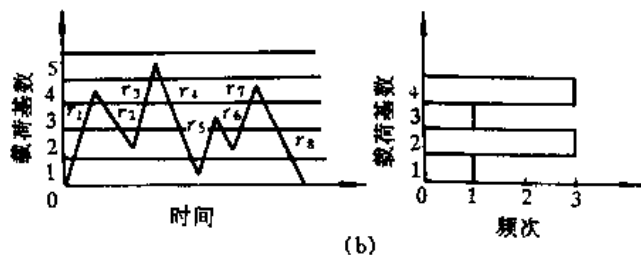
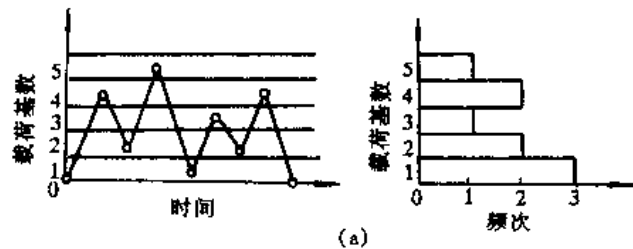
④对计数结果进行统计,计算出在各载荷区间内所具有的频次,频率和累积频率等统计量;

⑤绘载荷峰值或幅值变化的频率直方图和累积频次曲线,确定设计用的典型载荷谱。

2. 用循环计数法确定工作载荷谱

(1)循环计数的基本原理 循环计数法不考虑载荷在峰值和谷值之间的中间变化过程。实验证明,这种简化对于非腐蚀环境和常温下工作机械的寿命不会有很大的影响。目前,循环计数法有几十种之多,常用的有峰值计数法、幅程计数法和雨流计数法等。

①峰值计数法。峰值计数法是对载荷-时间历程中的峰、谷值进行计数,以此作为载荷谱的特征量。图 3-3(a)给出了一段离散化处理后的载荷历程,即只有峰值和谷值的载荷历程。首先在最大和最小载荷值之间分级(或称划分区间),例如图 3-3(a)所示的载荷分成 5 级,然后统计每一级载荷中出现载荷峰值或谷值的频次,图中的第 1 级载荷频次为 3,第 2 级载荷频次为 2,依此类推可以绘出图 3-3(a)右边所示的频次直方图。



(a)峰值计数法 (b)幅程计数法

图 3-3 峰值和幅程计数法

在峰值计数法中,如果只对载荷历程的峰值计数,就称为正峰值计数法;如果只对谷值进行计数,就称为负峰值计数法;如果首先求出整个载荷-时间历程的均值,然后分别对大于均值的峰值或小于均值的谷值进行计数,就称为跨均值的峰值计数法。

②幅程计数法。幅程是指相邻的峰值和谷值之间的差值,或是一次循环中最大载荷和最

小载荷的差值。用幅程计数法可以得到一系列的幅值。对图 3-3(b)所示的载荷历程,使用幅程计数法可以得到各幅程值为 $r_1=4, r_2=2, r_3=3, r_4=4, r_5=2, r_6=1, r_7=2, r_8=4$ 。根据在每一级载荷中所计算得到的幅程次数,可以绘制出频次直方图。幅程计数法有时把从谷值到峰值的幅程计为正值,把从峰值到谷值的幅程计为负值,正、负幅程分别计算频次。

③雨流计数法。该法首先把一个实际的载荷-时间历程横置,取垂直向下的纵坐标轴表示时间,横坐标轴表示载荷,见图 3-4 所示。这样的载荷历程形同一座宝塔,雨点依次以峰值或谷值为起点向下流动,根据雨点向下流动的迹线确定出载荷循环,并计算出每个循环的幅值大小,这就是雨流法(或称塔顶法)名称的由来。雨流法的计数规则是:

- a. 雨流的起点依次从每个峰值或谷值开始,并沿其内侧往下流;
- b. 雨流在下一个峰值或谷值处落下,直到对面有一个比开始的峰值更大的或谷值更小的值时停止;
- c. 当遇到来自上面落下的雨点时雨流也停止;
- d. 取出所有的全循环,把剩下的载荷峰谷值点连接成新的载荷历程,并按雨流法的第二阶段计数法计算出循环数。然后对计得的全部循环计算出它们的幅值。

根据上述规则,图 3-4 所示的载荷-时间历程第一个雨点是从 O 点开始流下,经 a, a' 和 c 点落下,最后停止在比谷值 O 点更小的谷值 d 点的对应处。取出一个半循环 $O-a-a'-c$ 。第二个雨流应从峰值 a 点的内侧流下,经过 b 点落下,停止在比 a 点更大的峰值 c 点的对应处。取出半循环 $a-b$ 。第三个雨流是从谷值 b 点内侧流下,由于遇到上面落下来的雨流 $O-a-a'$,故停止在 a' 点。取出半循环 $b-a'$ 。由 $b-a'$ 和 $a-b$ 两个半循环可以构成一个闭合的全循环 $a-b-a'$,该循环的幅值为 a 点的载荷值与 b 点的载荷值之差。雨流依次不断地向下流。图 3-4 所示的载荷-时间历程可以取出三个全循环 $a-b-a', d-e-d', g-h-g'$,并分别计算出它们的幅值。该载荷历程还计出了三个半循环 $O-a-a'-c, c-d-d'-f, f-g-g'-i$ 。若把这些半循环依次连接成一个新的历程,它就属于如图 3-5(a)所示的那种发散-收敛谱型,若再按雨流计数规则计数就无法形成完整的全循环,因此需对这种谱型进行改造。

雨流法的第二阶段计数法是把一个发散-收敛谱在最高峰 a_1 或最低谷 b_1 处截开,见图 3-5(a),再交换位置,使始点 b_n 和终点 a_n 相连接构成图 3-5(b)所示的收敛-发散谱型。对于这样的谱型使用雨流计数法,可以计出全部的全循环,不会再有半循环出现。经证明若一个发散-收敛谱有 n 个峰值和 n 个谷值,变换成收敛-发散谱后可得到 n 个全循环。

对于非标准型的发散-收敛谱,即始点和终点不相等,就不能直接用雨流法计数,对它们可

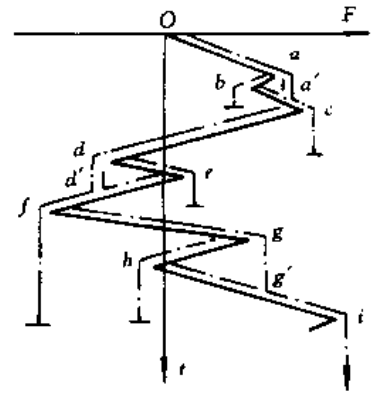
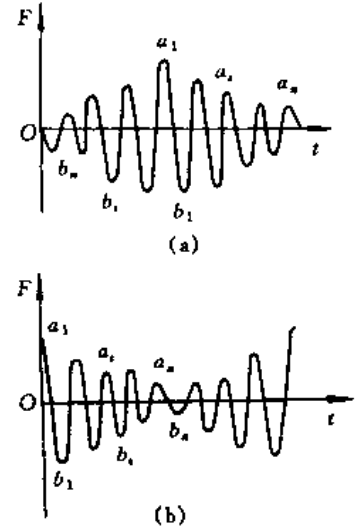


图 3-4 雨流计数法



(a)标准型发散-收敛谱

(b)标准型收敛-发散谱

图 3-5 载荷历程的变换

按图 3-6 标准化改造示意图所示的增减幅度的方法,改造成标准型发散-收敛谱,这样处理必将引起计数结果的误差,但由于载荷历程较大,增减少量幅度所产生的误差,一般可忽略不计。

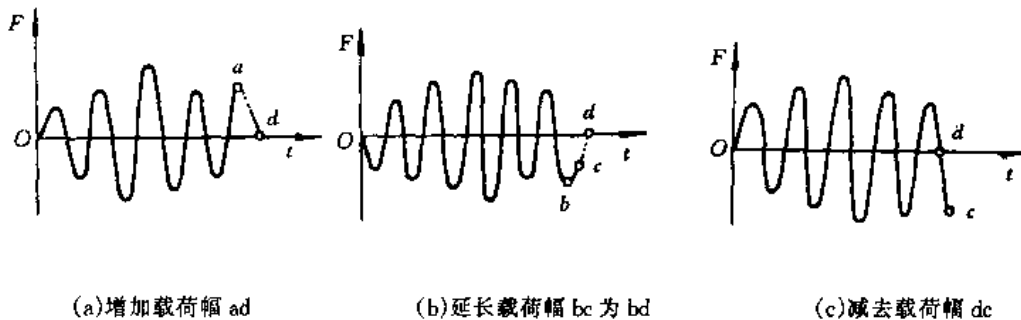


图 3-6 标准化改造示意图

用上述介绍的方法,对任何一个载荷-时间历程都可进行雨流法计数,并得到全部的载荷循环。若分别计算出各循环的幅值,根据这些幅值同样可以得到不同幅值区间内所具有的频次、绘制出频次直方图。

由此可见,使用不同的循环计数法会得到不同的结果。目前,雨流计数法是国内外应用广泛的一种计数法,主要是因为它具有充分的力学依据,并且由此进行的疲劳寿命计算比较接近实际,但峰值计数法和幅程计数法都具有简单方便等优点,若它们有与雨流法相近的结果时,则应优先选用。对于幅程计数法和雨流计数法除了计取幅值变化外,还可同时计取均值的变化,以幅值和均值两个参数来描述载荷-时间历程,这样比单参数的计数法更能反映载荷变化的本质。

(2) 频率直方图和累积频次曲线 载荷谱编制的下一阶段工作是对计数结果进行统计处理,为机械设计提供载荷谱。

首先把循环计数得到的一系列峰值和幅值数据分组(或称区间),一般情况分成 10~20 组。然后,求出每组中载荷峰值或幅值出现的频次 n 及相应的频率 $p = n/N_0$, 累积频次 $N = \sum n$ 和累积频率 $P = N/N_0$, 其中 N_0 为循环计数得到的总数据容量。表 3-2 列出了一载荷-时间历程经峰值法计数后的数据统计值,其中经计数后的总数据容量 $N_0 = 7929$, 最大载荷值 $F_{\max} = 240\text{kN}$, 最小载荷值 $F_{\min} = 0$, 在最大和最小载荷值之间分成了 12 组, 然后根据每组中的频次数 n 可计算出其他统计值 p, N 和 P 。

对于表 3-2 中的数据若以频率 p 为纵坐标, 载荷 F 为横坐标, 就可绘出如图 3-7 所示的频率直方图, 该图提供了各载荷值所占据的百分比。倘若使用统计理论, 用一条光滑的曲线来描述母体的特性, 如图中双点划线所示曲线, 该曲线就为概率密度曲线, 其表征的函数称为概率密度函数。

若以载荷 F 为纵坐标, 累积频次 N 为横坐标, 将表 3-2 中的累积频次数在该坐标系中描点, 然后用光滑曲线连接各点, 就得到了如图 3-8 所示的累积频次曲线。由该曲线完全可确定任何一载荷值出现的频次以及所占的频率。实践证明, 将载荷的累积频次曲线扩大到 $N = 10^6$ (即 $\lg N = 6$) 为宜, 如图 3-8 中双点划线所示, 在 10^6 次循环中发生一次的严重情况可用外插法进行推断, 使累积频次曲线具有足够的代表性。

表 3-2

载荷循环计数结果统计

序号	载荷 F/kN	频次 n	频率 p	累积频次 N	累积频率 P
1	0~20	83	0.0105	7929	1.0000
2	20~40	328	0.0414	7846	0.9895
3	40~60	812	0.1024	7518	0.9481
4	60~80	2308	0.2911	6706	0.8437
5	80~100	1447	0.1825	4398	0.5546
6	100~120	1124	0.1417	2951	0.3721
7	120~140	631	0.0795	1827	0.2304
8	140~160	489	0.0617	1196	0.1509
9	160~180	293	0.0370	707	0.0892
10	180~200	249	0.0314	414	0.0522
11	200~220	153	0.0193	165	0.0208
12	220~240	12	0.0015	12	0.0015

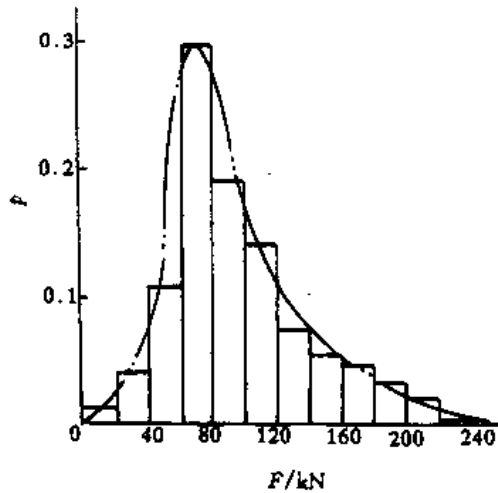


图 3-7 频率直方图

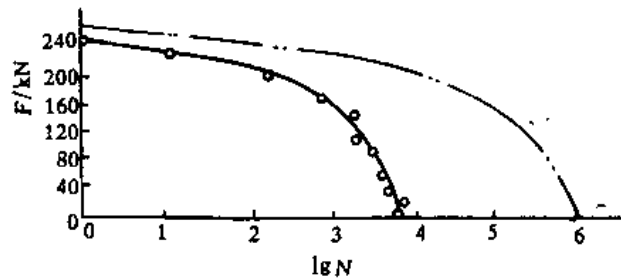


图 3-8 累积频次曲线

综上所述,由统计得到的载荷峰值或幅值的频率直方图、累积频次曲线以及概率密度函数和分布函数等,都是为机械设计提供的载荷谱形式,设计人员可根据需要选取。

3.2 动力机的类型及其机械特性

动力机是指机械设备中驱动执行机构运动的机械,又称原动机。它是执行机构动力的来源,在很大程度上决定着机器的工作性能和结构特征。因此,合理地选择动力机的型式便成为设计机器的重要问题之一。动力机输出的转矩与转速的关系称为动力机的机械特性或输出特性,它是选择动力机的基础。

机械产品中常用的动力机有内燃机(包括柴油机和汽油机,属于一次动力机)、电动机、液压马达和气动马达(上述三种动力机属于二次动力机)。

3.2.1 电动机的种类及其机械特性

电动机是机械系统中应用最广泛的动力机。按电源不同分为交流电动机和直流电动机两

大类,其主要类型如图 3-9 所示。

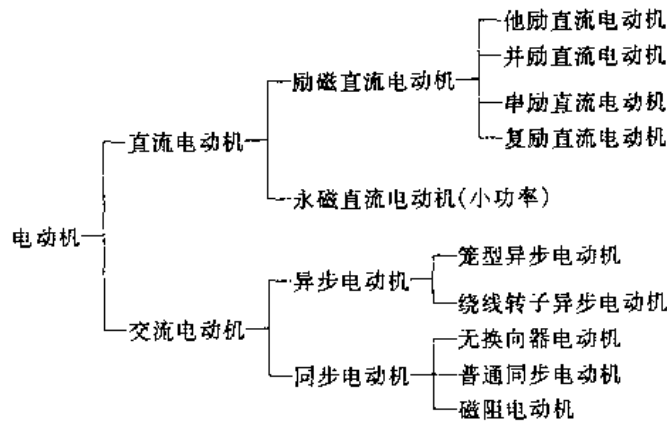


图 3-9 电动机的类型

1. 三相异步电动机

三相异步电动机使用三相交流电源,是生产中广泛应用的一种电动机,它的品种很多,主要分类如下。

(1)按转子结构形式分类 有笼型电动机和绕线型电动机。笼型电动机结构简单,耐用、易维护、价格低、特性硬,但启动和调速性能差,轻载时功率因数较低,广泛用于无调速要求的机械。绕线型电动机结构复杂、维护较麻烦、价格稍贵,但启动转矩大,启动时功率因数较高,可进行小范围调速,且调速控制简单,广泛用启动次数较多,启动负载较大或小范围调速的机械,如提升机、起重机及轧钢机械等。

(2)按外壳结构形式分类 有开启式,防护式、封闭式和防爆式。外壳结构形式不同,则电动机的防护能力也不同。开启式电动机的外壳无专门的防护结构,水滴、灰尘等杂物极易侵入电动机内部,但其散热性能好,适用于干净、干燥的室内环境;防护式电动机能防止各类杂物从上方落入电动机内部,适用于较清洁的环境;封闭式电动机能防止各类杂物从任何方向进入电动机内部,适用于灰尘、风砂较多的环境;防爆式电动机系全封闭型,不仅能防止各类杂物进入电动机内部,还能防止电动机内部的爆炸气体传到外部,用于有可燃性气体或易引起爆炸危险的场所及井下等特殊环境。

(3)按安装形式分类 有立式、卧式及机座带底脚或端盖有凸缘或既有底脚又有凸缘等形式,以适应多种不同的安装需要。

此外,还有齿轮减速异步电动机,电磁调速异步电动机,异步整流子变速电动机等各种类型。

三相异步电动机的转速 n 与旋转磁场的同步转速 n_0 是不一致的,他们的差值称为转差。转差若表示成同步转速 n_0 的百分值,称为转差率,用 S 表示。

$$S = \frac{n_0 - n}{n_0} \times 100\% \quad (3-9)$$

转差率 S 是三相异步电动机的一个重要运行性能参数,一般变化不大,空载时在 0.5% 以下,满载时在 5% 以下。

三相异步电动机在铭牌上标有额定功率 P_N ,额定电压 U_N ,额定电流 I_N ,额定频率 f (我国为 50Hz)和额定转速 n_N 等。此外,铭牌上还标明定子相数,绕组接法及绝缘等级等。三相异步电动机的定子绕组可以接成星形(Y形)或三角形(Δ 形),如星形接法时额定电压为

380V, 则三角形接法时额定电压为 220V。

电动机的输出转矩 T 与其相应转速 n 间的关系称为电动机的机械特性或输出特性。三相异步电动机在额定电压和额定频率下工作, 并按规定的接线方法接线, 定子和转子电路中不外接电阻, 此时获得的机械特性称为电动机的固有机械特性, 图 3-10 为三相异步电动机的固有机械特性及几个特殊运行点。

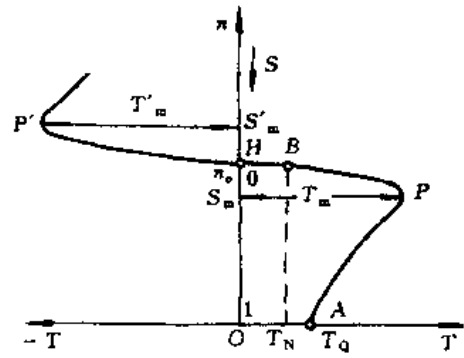


图 3-10 三相异步电动机的固有机械特性

①启动点 A 此点 $n=0$ ($S=1$), $T=T_Q$, T_Q 为启动转矩。此时启动电流 $I_Q=(4\sim 7)I_N$ 。

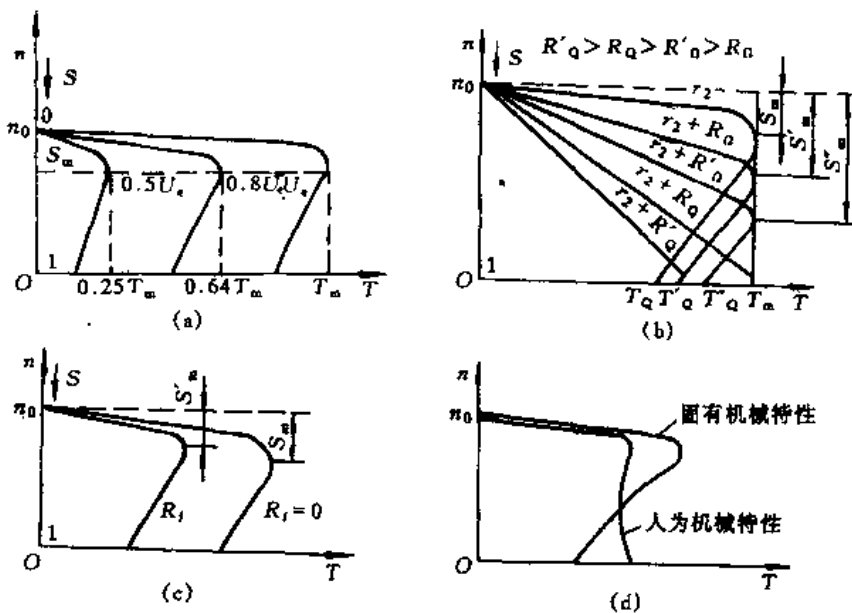
②额定工作点 B 此点 $n=n_N$ ($S=S_N$), S_N 为额定转差率, $S_N=(n_0-n_N)/n_0\times 100\%$ 。

③同步转速点 H 此点 $n=n_0$ ($S=0$); $T=0$ 。它是电动机状态与回馈制动状态的转折点。

④最大转矩点 p 和 p' p 点为电动机状态的最大转折点, 此时 $T=T_m$, $S=S_m$ 。 T_m 和 S_m 为电动机的最大转矩和相应的转差率。 p' 点为回馈制动状态的最大转矩点, 此时 $T=T'_m$, $S=S'_m$, T'_m 和 S'_m 为电动机回馈制动的最大转矩和相应的转差率, 它们均为负值。

对于异步电动机, 当负载转矩 $T_L \leq T_N$ 时, 机械特性近似为直线, 称为工作部分特性, 此时电动机无论带动何种负载, 均能稳定运行; 当 $S \geq S_m$ 时, 机械特性为一曲线, 称为非工作部分特性, 电动机若处在这段曲线工作, 电力拖动系统就处于不稳定运行状态。

当异步电动机改变某些参数时, 所获得的机械特性称为人为机械特性。图 3-11(a) 为降低供电电压时的人为机械特性, 若负载额定值保持不变, 降压运行会使电动机的电流大于额定值, 电动机在此情况下长期运行就容易烧坏。图 3-11(b) 为绕线型异步电动机的转子电路内



(a) 降低供电电压的人为机械特性 (b) 转子电路串接对称电阻的人为机械特性
(c) 定子电路串接对称电阻的人为机械特性 (d) 转子电路并联电阻的人为机械特性

图 3-11 异步电动机的人为机械特性

串接对称电阻的人为机械特性,由图 3-11(b)可以看出, S_m 随串接电阻 R_Ω 的增大而增大, T_m 值是不变的。启动转矩 T_Q 开始时可随 R_Ω 的增大而增大,达某一值后将随 R_Ω 的增大而减小,这种人为机械特性可用于绕线型异步电动机的启动和小范围调速。图 3-11(c)为定子电路串接对称电阻的人为机械特性,一般用于笼型异步电动机的降压启动。图 3-11(d)为转子电路接入并联电阻的人为机械特性,该法适用于绕线型异步电动机需限止启动电流时,可减少启动级数,并保证电动机平滑速度。此外,异步电动机还有改变定子极对数和改变电源频率等的人为机械特性。

2. 直流电动机

直流电动机需使用直流电源,与交流电动机相比,它具有调速性能好,调整范围宽,启动转矩大等优点。直流电动机的铭牌数据有额定功率 P_N ,额定电压 U_N ,额定电流 I_N ,额定转速 n_N ,励磁电压 U_f ,励磁电流 I_f 和励磁方式等。

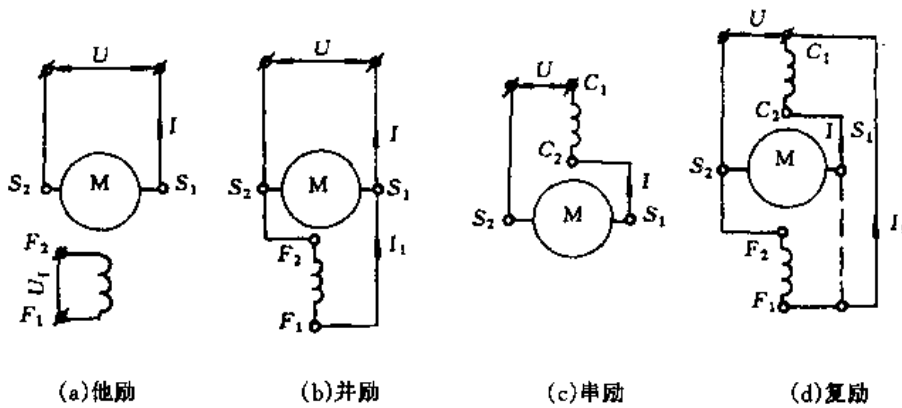
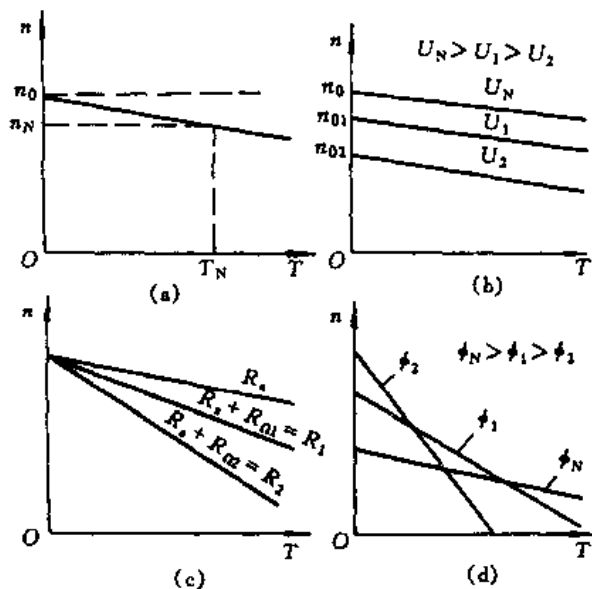


图 3-12 直流电动机励磁方式原理图

直流电动机定子中的主磁极产生气隙磁场,当电枢(转子)绕组通电后,即在磁场力作用下转动。通常直流电动机的主磁极不用永久磁铁,而是通过励磁绕组通以直流电流来建立磁场。因此,直流电动机按励磁方式不同可分为:他励、并励、串励和复励四种不同的形式,如图 3-12 所示。其主要区别是励磁绕组与电枢绕组的关系不同。他励是励磁绕组接在独立的励磁电源上;并励或串励是励磁绕组并联或串联在电枢绕组上;复励是同时使用并联和串联两套励磁绕组。

图 3-13 给出了直流电动机的固有机械特性和人为机械特性曲线。固有机特性表现为一条向下倾斜的直线,即转速随转矩的增大而降低。图 3-13(a)中 n_0 为理想空载转速, n_N 和 T_N 为额定转速和转矩。

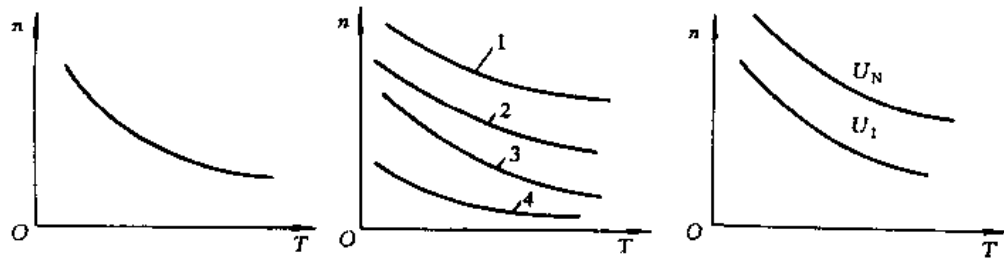


(a) 固有机特性 (b) 改变电枢电压的人为机械特性
(c) 电枢串接电阻的人为机械特性
(d) 减弱磁通的人为机械特性

图 3-13 他励直流电动机的固有机械特性和人为机械特性

一般他励电动机在没有电枢外接电阻时机械特性是比较硬的。图 3-13(b),(c),(d)分别为他励直流电动机改变电枢电压、电枢串接电阻和减弱电动机磁通的人为机械特性。他励和并励两种类型直流电动机无本质的区别,因而它们的机械特性相似。

图 3-14 为串励直流电动机的固有机机械特性和人为机械特性。串励电动机的人为机械特性可采用电枢串联电阻、电枢并联电路电阻和降低电源电压等方法获得。复励直流电动机的机械特性见图 3-15 所示。



(a)固有机机械特性 (b)几种串、并联电阻的人为机械特性 (c)降压时的人为机械特性

图 3-14 串励直流电动机的固有机机械特性和人为机械特性

1—励磁绕组并联分路电阻的机械特性 2—固有机机械特性

3—电枢串联电阻的机械特性 4—电枢并联分路电阻的机械特性

在设计中选择何种励磁方式的电动机及其机械特性,应根据工作机械的载荷特性以及对启动、调速、反转和制动等要求进行全面分析。

3. 同步电动机

同步电动机是一种用交流电流励磁建立旋转的电枢磁场,用直流电流励磁构成旋转的转子磁极,依靠电磁力的作用旋转磁场牵着旋转磁极同步旋转的电动机。同步电动机自己不能启动,必须采用某种方法使其启动。目前大多采用异步启动法,即先使电动机在异步转矩作用下转动起来,当转速接近同步转速时,再给转子励磁绕组通以直流电流,使转子建立旋转磁极,于是,旋转磁场紧紧地牵引着转子同步旋转。同步电动机的最大优点是能在功率因数 $\cos\varphi = 1$ 的状态下运行,不需从电网吸收无功功率。改变转子励磁电流大小,可调节无功功率大小,从而改善电网的功率因数。因此,不少长期连续工作而需保持转速不变的大型机械,如大功率离心式水泵和通风机等常采用同步电动机作为动力机。但同步电动机的结构较异步电动机复杂,造价较高,而且其转速是不能调节的。

机械产品中除了常用上面介绍的几种电动机外,还有一种单相异步电动机,使用单相交流电源供电。这种电动机的效率和功率因素较低,过载能力较差,容量很少超过 0.6kW,适用于小型机械设备和家用电器。

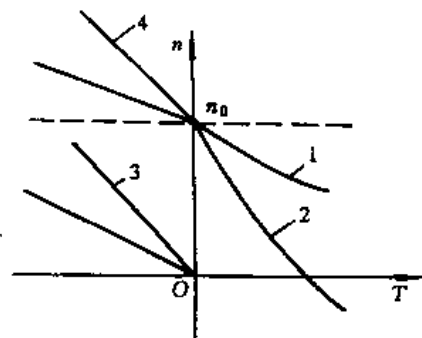


图 3-15 复励直流电动机的固有机机械特性和人为机械特性

1—固有机机械特性

2—串联电阻的机械特性

3—能耗制动的机械特性

4—发电制动的机械特性

另外,还有一类电动机叫控制用电动机,它通过电压、电流、频率(包括指令脉冲)等的控制,实现定速、变速驱动或反复启动、停止的、增量驱动以及复杂的驱动,而驱动精度随驱动对象的不同而不同。控制用电动机是指能提供正确运动或较复杂动作的伺服电机。伺服电机常分为:直流伺服电机和交流伺服电机。它们的机械特性和工作原理各不相同,对此感兴趣者,可参阅相关资料。

3.2.2 液压马达的种类及其机械特性

1. 液压马达的种类

液压马达又称油马达,它是把液压能转变成旋转机械能的一种能量转换装置。液压马达按输出转矩的大小和转速高低可以分为两类:一类是高速小转矩液压马达,转速范围一般在300~3000r/min或更高,转矩在几百N·m以下;另一类是低转速大转矩液压马达,转速一般低于300r/min,转矩为几百至几万N·m。

液压马达根据其结构形式不同的分类如图3-16所示。

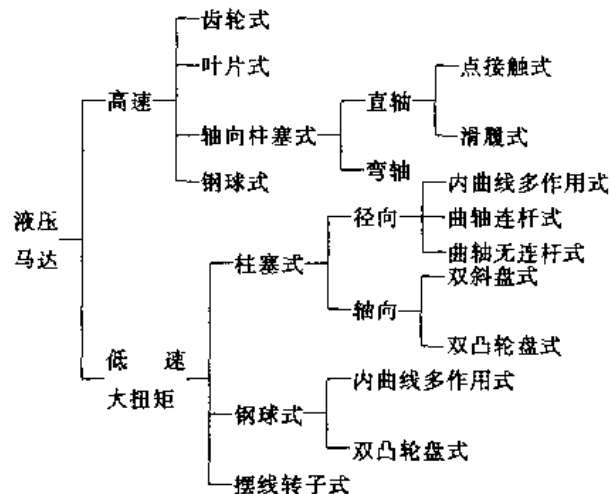


图 3-16 液压马达的类型

高速小转矩液压马达多采用齿轮式、叶片式和轴向柱塞式等结构形式,而低速大转矩液压马达常采用径向柱塞式。

2. 液压马达的主要性能参数和机械特性

(1)压力 p 压力 p (单位:Pa)表示单位体积油液具有的能量,以作用在单位面积上的法向力计量。液压马达的额定工作压力是指在输入规定油量和输出规定转速的情况下,运转到规定使用寿命时所能达到的最高输入压力。液压马达的实际工作压力取决于负载的大小,其最大工作压力是指短时超载时所能达到的极限压力。

(2)体积流量 q_v 和排量 q 单位时间内输入液压马达的油液体积称为体积流量(简称流量) q_v (单位:L/min)。流量有瞬时流量和平均流量两种,瞬时流量仅用于分析流量的特性,平均流量即通常所称的流量,指单位时间内流量的平均值。

在没有泄漏情况下的流量称为理论流量 q_{vth} ,液压马达的实际流量 $q_v = q_{vth} + \Delta q_v$, Δq_v 为漏损流量。

在没有泄漏情况下,液压马达每一转输入油液的体积称为排量 q 。 q 值的大小决定于液

压马达密封工作腔的几何尺寸和结构类型,可由产品目录查得。理论流量 q_{vth} (单位:L/min) 与排量 q (单位:mL/r) 有下述关系

$$q_{vth} = q \cdot n \times 10^{-3} \quad (3-10)$$

式中 n ——液压马达的转速,r/min。

(3) 容积效率 η_v 容积效率 η_v 是指理论流量与实际流量之比,即

$$\eta_v = \frac{q_{vth}}{q_v} \quad (3-11)$$

(4) 总效率 总效率 η 等于容积效率 η_v 与机械效率 η_m 之积,即

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m \quad (3-12)$$

液压马达的容积效率影响制动性能,如果容积效率低,则泄漏大,制动性能差;而液压马达的机械效率影响启动性能,如果机械效率低,则启动转矩小。

(5) 功率 P 液压马达的实际功率 P (单位:kW) 为

$$P = \frac{p q_v \eta}{60} \quad (3-13)$$

式中 p ——液压马达的工作压力,MPa;

q_v ——液压马达的实际流量,L/min;

η ——液压马达的总效率。

(6) 转矩 T 液压马达的实际输出转矩 T (单位:N·m) 为

$$T = \frac{p q \eta_m}{2\pi} \quad (3-14)$$

式中 p ——液压马达的工作压力,MPa;

q ——液压马达的排量,mL/r;

η_m ——液压马达的机械效率。

(7) 转速 n 液压马达的额定转速是指输出额定功率(或转矩)情况下,正常持久的使用转速。液压马达的转速一般是可变的,它取决于输入流量和本身排量的变化,其最小值受最低稳定转速的限制,最高值受机械效率和使用寿命的限制。

各种液压马达的机械特性是不相同的,图 3-17 所示,为液压马达的一般特性曲线,表示流量、效率、转矩与工作压力之间的关系。

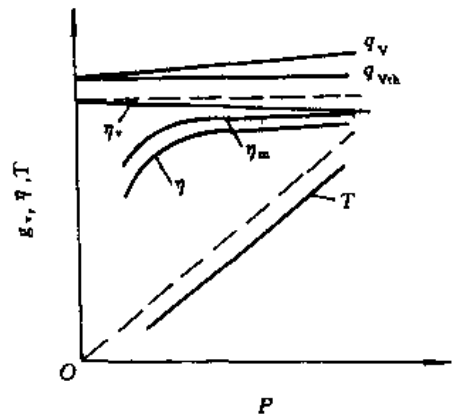


图 3-17 液压马达的特性曲线示例

3.2.3 气动马达的种类及其机械特性

气动马达是利用压缩空气的能量实现旋转运动的机械装置。其作用相当于电动机或液压马达。气动马

达对矿山、化工、船舶等行业要求防爆的场合是必备的动力装置。在一般产业部门,由于气动技术的应用十分普遍,中、小型气动马达也是气动系统中广泛使用的回转式气动执行元件。

气动马达按工作原理可分为容积式和蜗轮式两种,按结构形式的分类如图 3-18 所示。

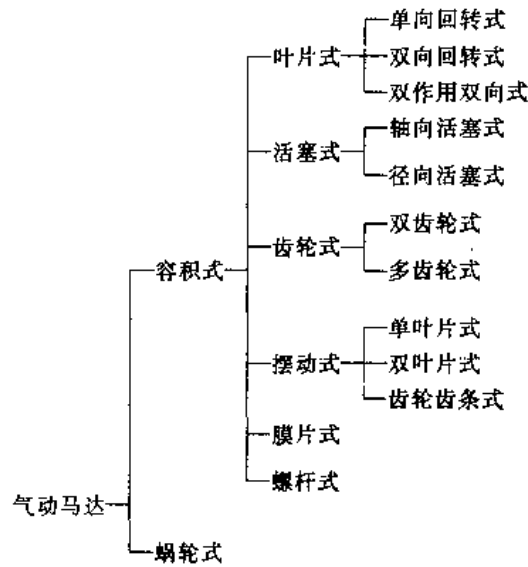


图 3-18 气动马达的类型

蜗轮式和齿轮式气动马达一般很少使用。叶片式气动马达与叶片式液压马达的工作原理很相似。叶片式气动马达的特性曲线如图 3-19 所示,该特性曲线是在一定工作压力下做出的,当工作压力不变时,其转速 n ,耗气量 q_v 及功率 P 均随外加负载转矩 T 的变化而变化。当外加负载转矩 T 为零即空转时,转速达最大值 n_{max} ,气动马达的输出功率 P 为零。当外加负载转矩 T 等于气动马达的最大转矩 T_{max} 时,气动马达停转,转速为零,此时输出功率 P 也为零。当外加负载转矩约等于气动马达最大转矩的一半,即 $\frac{1}{2} T_{max}$ 时,其转速为最大转速的一半,即 $\frac{1}{2} n_{max}$,此时气动马达的功率为最大值 P_{max} ,通常这就是所要求的气动马达的额定功率。

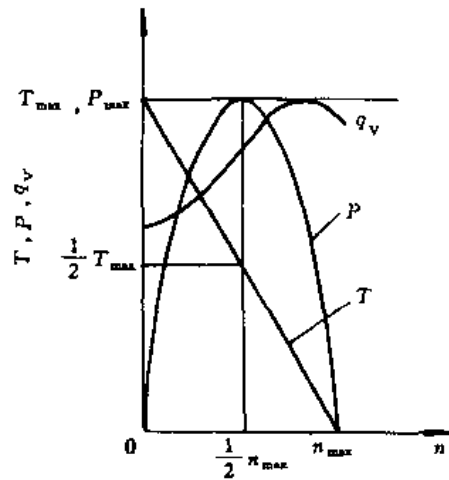


图 3-19 叶片式气动马达的特性曲线
 T —转矩特性曲线 P —功率特性曲线
 q_v —耗气量特性曲线

活塞式气动马达的特性与叶片式气动马达的相同。特性曲线各值随马达工作压力变化有较大的变化。图 3-20 为小型活塞式气动马达的特性曲线,当工作压力 p 增高时,马达的输出

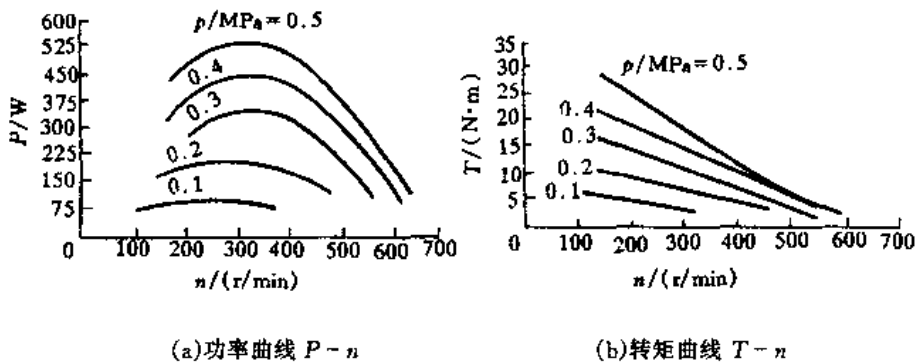


图 3-20 活塞式气动马达特性曲线

功率 P , 转矩 T 和转速 n 均有大幅度增加。当工作压力不变时, 其功率、转速和转矩均随外加负载的变化而变化。

3.2.4 内燃机的种类及其机械特性

1. 内燃机的种类和结构

内燃机是将燃料(液体或气体)引入气缸内燃烧, 再通过燃气膨胀推动活塞、曲柄-连杆机构, 从而输出机械功的热力发动机。由于燃料的燃烧是在机器内部完成, 因而称之为内燃机。它包括有柴油机、汽油机、煤气机和液化气机等。

内燃机的主要优势在于它的可移动性和燃料经济性好, 因而在交通运输中占主导地位。作为各国支柱工业的汽车工业, 均无例外的以内燃机为动力。除此以外在水路运输, 铁路运输, 农业领域, 移动式电站及军工等领域都有广泛的应用。

内燃机的品种繁多, 其分类方法如图 3-21。

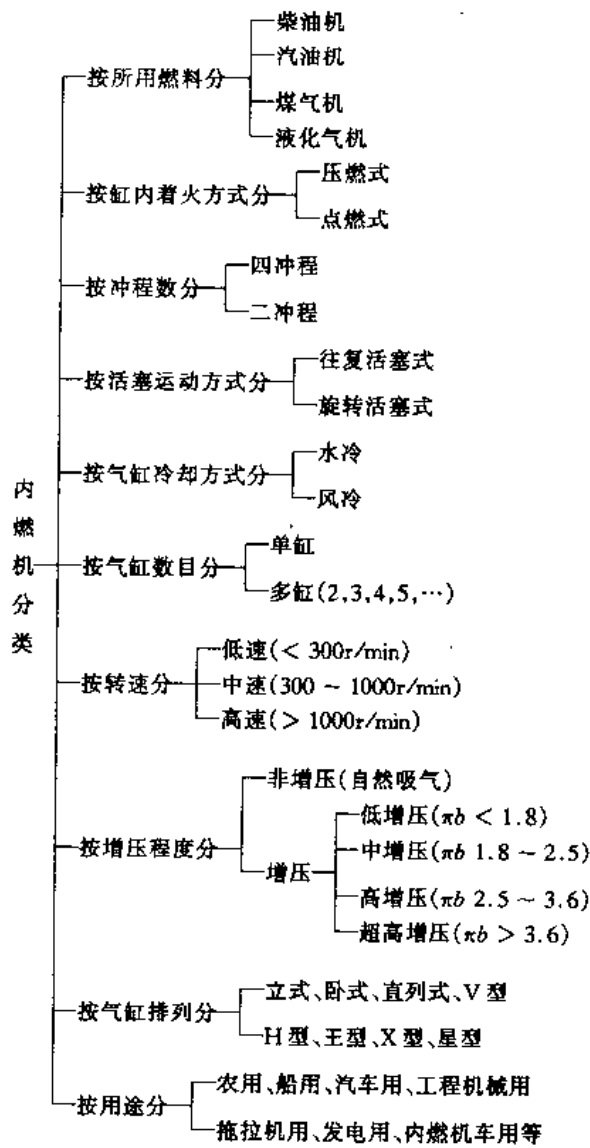


图 3-21 内燃机的分类

内燃机是一种结构复杂的机械, 由许多分系统组成。各类内燃机虽然它的组成和结构不

尽相同,但从整体构造而言,主要包括机体、曲柄滑块机构、配气机构、燃油供给系统、点火系统、润滑系统、冷却系统及启动装置等。对于柴油机为提高其功率常采用增压器,以提高进入气缸的空气压力,增加空气密度,使气缸内可以燃烧较多的柴油。

四冲程非增压式柴油机的基本结构如图 3-22 所示。

2. 内燃机的主要性能指标

内燃机有两类性能指标:一类是有效性能指标,它是以内燃机实际输出的有效功率为计算基准的性能指标;另一类是指示性能指标,它是以气缸内工质对活塞做功所发出的指示功率为计算基准的性能指标。通常在设计机械时,主要采用内燃机的有效性能指标,具体指标如下。

(1)有效功率 P_e 。内燃机的实际输出功率称为有效功率 P_e (单位:kW)。

$$P_e = P_i - P_m \quad (3-15)$$

式中 P_i ——指示功率,kW;

P_m ——总的机械损失功率,kW。

指示功率是指工质在气缸中发出的功率,内燃机的有效功率 P_e 可由下式计算

$$P_e = T_e \cdot n / 9550 \quad (3-16)$$

式中 T_e ——内燃机的输出转矩,N·m;

n ——内燃机曲轴的转速,r/min。

(2)标定功率 P_{eb} 。在内燃机铭牌上规定的功率即为标定功率 P_{eb} (单位:kW),与此同时相应地规定了标定转速 n_{eb} 。制造厂将保证内燃机在标定功率和转速下运行时,具有规定的技术经济指标和可靠性。

国家标准规定的标定功率有:15min 功率,1h 功率;12h 功率和持续功率,他们分别表示内燃机保证持续运行 15min,1h,12h 和长期运行的最大功率。

(3)平均有效压力 p_e 。内燃机单位气缸工作容积所做的有效功称为平均有效压力 p_e (单位:MPa)。它和有效功率 P_e 的关系为

$$p_e = \frac{30\tau P_e}{n \cdot i \cdot V_n} \quad (3-17)$$

式中 P_e ——有效功率,kW;

τ ——每一循环的冲程数;

i ——内燃机的气缸总数;

V_n ——气缸的工作容积,m³;

n ——内燃机曲轴的转速,r/min。

式(3-17)说明总气缸容积一定的内燃机, p_e 值越大对外输出的功率就越大。 p_e 值的一般范

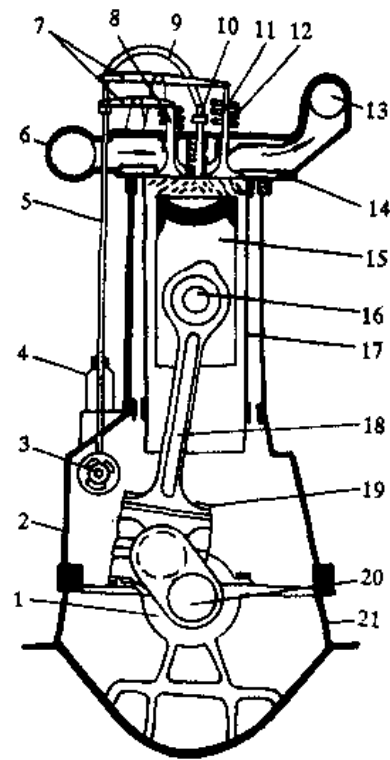


图 3-22 四冲程非增压式柴油机的基本结构

- | | | |
|---------|--------|---------|
| 1—主轴承 | 2—机身 | 3—凸轮轴 |
| 4—喷油泵 | 5—挺杆 | 6—进气管 |
| 7—摇臂 | 8—进气阀 | 9—高压油管 |
| 10—喷油器 | 11—排气阀 | 12—气阀弹簧 |
| 13—排气管 | 14—气缸盖 | 15—活塞 |
| 16—活塞销 | 17—气缸套 | 18—连杆 |
| 19—连杆螺栓 | 20—曲轴 | 21—机座 |

围为：柴油机 0.588~0.883MPa, 汽油机 0.588~0.981MPa。

(4) 升功率 P_i 每升气缸工作容积所发出的有效功率称为升功率 P_i (kW/L)

$$P_i = \frac{P_e}{V_i \cdot i} = \frac{p_e \cdot n}{30\tau} \quad (3-18)$$

P_i 大则发动机紧凑, 强化程度高。升功率的一般范围是: 车用柴油机 11~26kW/L, 农用柴油机 9~15kW/L, 载重车用汽油机 22~26kW/L。

(5) 有效燃油消耗率 g_e 单位有效功率每小时的耗油量称为有效燃油消耗率 g_e (单位: g/(kW·h))。

$$g_e = \frac{m_f}{P_e} \times 10^3 \quad (3-19)$$

式中 m_f ——每小时耗油量, kg/h;

(6) 机械效率 η_m 有效功率与指示功率之比称为机械效率 η_m 。

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (3-20)$$

3. 内燃机的机械特性

柴油机是应用最广泛的一种内燃机, 因此这里主要介绍柴油机的机械特性。柴油机的机械特性通常有三种: 负荷特性、速度特性和通用特性(又称万有特性)。这些机械特性曲线都可在柴油机试验台上测得。

(1) 负荷特性 柴油机在转速不变的情况下, 其性能参数随有效功率 P_e 变化的规律称为负荷特性。这些性能参数主要有: 每小时的耗油量 m_f , 有效燃油消耗率 g_e 和排气温度 t_r 等。图 3-23 所示为某柴油机的负荷特性曲线。

当转速一定时, 柴油机的每小时耗油量 m_f 随负荷 P_e 的增加而增大。对于有效燃油消耗率 g_e , 开始时由于 P_e 增大所需喷油量也增大, 但因过量的空气得到利用, 致使 g_e 下降。当到图 3-23 中点 1 位置时 g_e 有最小值。当喷油量随功率继续增大, 达到点 2 位置时, 因燃油过多而燃烧不完全, 排气中出现黑烟,

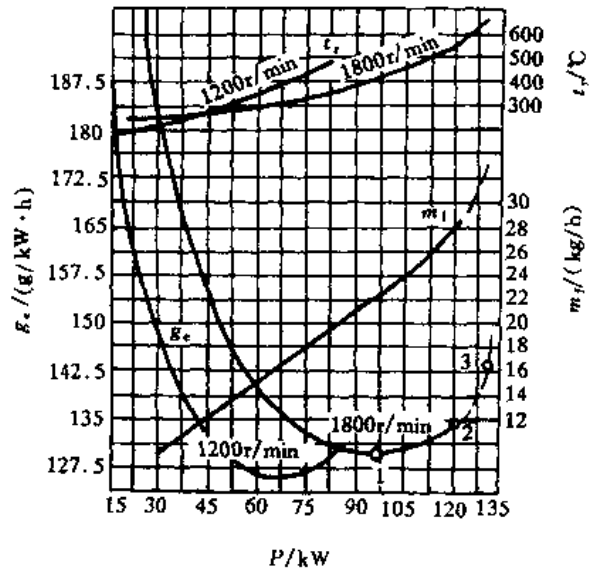


图 3-23 柴油机的负荷特性曲线

对应这点的喷油量称为“冒烟界限”。喷油量再增加到点 3 时, 功率 P_e 达最大值, 但此时不仅排气冒黑烟, 浪费燃油, 而且会使柴油机过热, 容易出现故障并使寿命降低。因此, 柴油机的经济运行点应在冒黑烟界限和最低燃油消耗点之间, 即在点 2 和点 1 之间。

(2) 速度特性 当喷油泵的调节挺杆限定在标定功率循环供油量位置时, 柴油机的性能参数随转速变化的规律称为速度特性。最大功率时的速度特性又称为柴油机的外特性。

图 3-24 所示为柴油机的速度特性曲线, 表示了转速 n 与参数 P_e , T_e , m_f , g_e 和 t_r 之间的关系。对于输出转矩 T_e 理论上应为一水平直线。但实际上, 柴油机在工作时不可避免地有各种损失, 且其值随转速变化而不同。低速时每循环所用的时间相对长些, 气缸内的散热损失

和漏气损失影响较大,因而实际发出的转矩较低。高速时由于柴油机的摩擦损失及过后燃烧损失严重,也会使转矩减小,所以速度特性中的转矩曲线 T_e 呈现两头低中间高的形状。转矩变化曲线可以表明柴油机在不同转速下克服外界阻力的能力,常以转矩储备系数 μ_T 来评定。

$$\mu_T = \frac{T_{e_{max}} - T_e}{T_e} \times 100\% \quad (3-21)$$

式中 $T_{e_{max}}$ ——标定工况下速度特性曲线上的最大转矩值, $N \cdot m$;
 T_e ——标定工况下的转矩值, $N \cdot m$ 。

μ_T 大,说明柴油机克服短期超负荷和适应阻力波动的能力强。对于这一能力,还可用转速储备系数 μ_n 来表示。

$$\mu_n = \frac{n_{eb}}{n_{e_{max}}} \quad (3-22)$$

式中 n_{eb} ——标定转速;
 $n_{e_{max}}$ ——最大转矩时的转速。

μ_n 越高,表示柴油机利用内部运动零件的动能克服短期超负荷的能力越强。

对于功率 P_e ,因 T_e 变化不大, P_e 与 n 的关系基本上是线性关系,但 P_e 也有一个最大值,即超过此值后,转速再增高,就会使燃烧过程恶化,发动机冒黑烟,摩擦损失增大,此时功率就会下降。

燃油消耗率 g_e 的曲线一般比较平坦。

(3) 万有特性 柴油机的上述两个特性只能表达两个性能参数之间的关系。通常用速度特性来判断柴油机的动力性,用负荷特性来判断柴油机在某一转速下运行的经济性,但每种特性都不能全面地表示柴油机的综合性能。表示柴油机各主要性能参数之间关系的综合特性称为万有特性。

柴油机的万有特性曲线一般以转速 n 为横坐标,平均有效压力 p_e (或转矩 T_e) 为纵坐标,作出若干条等燃油消耗率 g_e 和等功率 P_e 的曲线族来表示,如图 3-25 所示。它可以表示各种转速、各种负荷下的燃油经济性,以及最经济的负荷和转速。由图中可以看出,最内层等燃油消耗率曲线所容区域为最经济区域。

柴油机除了上述特性外,还有调速特性,推进特性等,在此就不一一介绍了。

对于汽油机同样也有与上述类似的特性,只是具体的曲线形状有所差别。

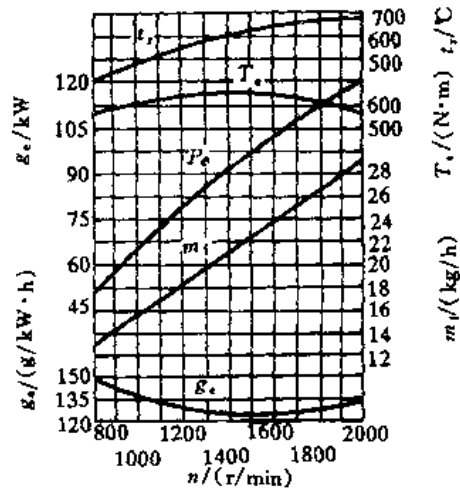


图 3-24 柴油机的速度特性曲线

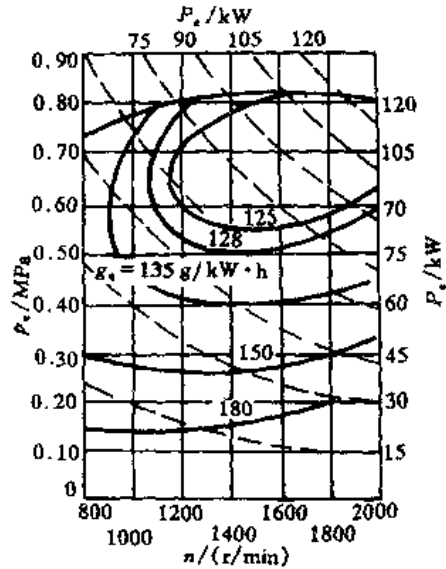


图 3-25 柴油机的万有特性曲线

3.3 动力机的选择和计算

3.3.1 概述

在设计机械系统时,应选用何种形式的动力机,主要应从以下三个方面进行分析比较:

(1)分析工作机械的负载特性和要求,包括工作机械的载荷特性、工作制度、结构布置和工作环境等。

(2)分析动力机本身的机械特性,包括动力机的功率、转矩、转速等特性,以及动力机所能适应的工作环境。应使动力机的机械特性与工作机械的负载特性相匹配。

(3)进行经济性的比较,当同时可用多种类型的动力机进行驱动时,经济性的分析是必不可少的,包括能源的供应和消耗,动力机的制造、运行和维护成本的对比等。

除上述三个方面外,有些动力机的选择还要考虑对环境的污染,其中包括空气污染和噪声污染等。例如,室内工作的机械使用内燃机作为动力机就不很合适。

使用电动机作为动力机时具有以下优点:电动机较其他动力机有较高的驱动效率,与被驱动的工作机械联接简便,其种类和型号较多,并且有各种运行特性,可满足不同类型机械的工作要求。电动机还具有良好的调速性能,启动、制动、反向和调速的控制简便,可以实现远距离的测量和控制,便于集中管理和实现生产过程的自动化。但使用电动机必须具备相应的电源,对野外工作的机械及移动机械常因缺乏所需电源而不能选用。

使用内燃机作为动力机时,具有功率范围宽,操作简便,启动迅速和便于移动等优点,大多用于野外作业的工程机械,农业机械以及船舶、车辆等。主要缺点是需要柴油或汽油作为燃料,通常对燃料的要求也比较高,特别是高速内燃机需使用洁净度高的汽油和轻质柴油,内燃机的排气污染和噪声都较大,在结构上也比较复杂,而且对零部件的加工精度要求较高。

使用液压马达作为动力机时,可以获得很大的机械力或转矩,与电动机相比在相同功率时的外形尺寸小、重量轻,因而运动件的惯性小,快速响应的灵敏度高。液压马达可以通过改变油量来调节执行机构的速度,传动比较大,低转速性能好,容易实现无级变速,操作和控制都比较简便,易于实现复杂工艺过程的动作并满足其性能要求。但使用液压马达必须具有高压油的供给系统,应使液压系统元件有必要的制造和装配精度,否则容易漏油,这不仅影响工作效率,而且还影响工作机械的运动精度。

使用气动马达作为动力机时,与液压马达相比较,因为空气作为工作介质,容易获得,用后的空气可直接排入大气中而无污染,压缩空气还可以进行集中供给和远距离输送。气动马达动作迅速、反应快、维护简单、成本比较低,对易燃、易爆、多尘和振动等恶劣工作环境的适应性较好。但因空气具有可压缩性,因此气动马达的工作稳定性差,气动系统的噪声较大,又因工作压力较低,输出的转矩不可能很大,一般只适用于小型和轻型的工作机械。

根据上述各类动力机的特点,选择时可进行各种方案的比较。首先确定动力机的类型,然后根据工作机械的负载特性计算动力机的容量。有时也可预选动力机,在产品的设计出来后再进行校核。

动力机的容量通常是指其功率的大小。动力机的功率 P (单位: kW) 与它的转矩 T (单位: $N \cdot m$) 和转速 n (单位: r/min) 之间的关系为

$$P = \frac{T \cdot n}{9550} \quad \text{或} \quad T = 9550 \frac{P}{n} \quad (3-23)$$

动力机的容量一般是由负载所需的功率或转矩确定,动力机的转速是与动力机至工作机械之间的传动方案选择有关。若具有变速装置时,动力机转速可高于或低于工作机械的转速。

3.3.2 负载特性和负载图

1. 工作机械的负载特性

工作机械的负载特性是指工作机械在运行过程中,其运动参数(位移,速度等)和力能参数(转矩、功率等)的变化规律。选择动力机的容量时,主要考虑工作机械在输送动力端的转矩 T_z 、功率 P_z 和转速 n 之间的关系,即 $T_z = f(n)$, $P_z = f(n)$,所选的动力机应与这些特性相适应。若工作机械在执行机构端的转矩和功率为 T'_z 和 P'_z ,中间传动系统的传动比为 i ,机械系统的总效率为 η ,那么 T_z 和 P_z 就为

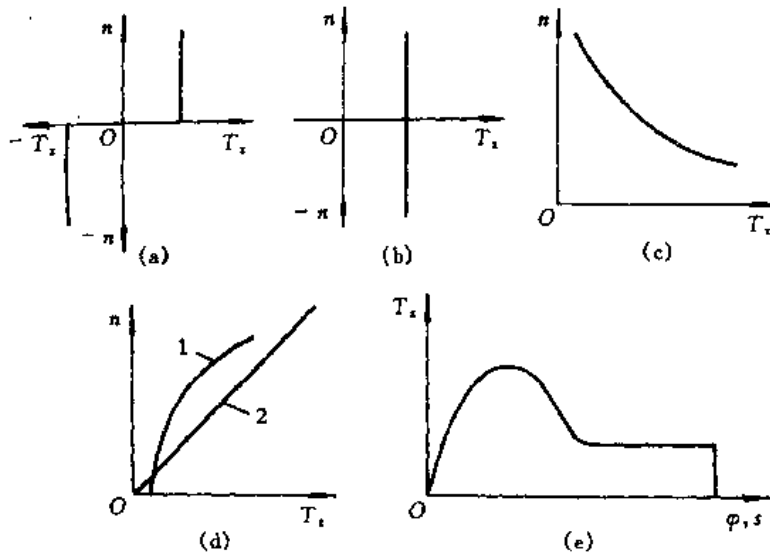
$$T_z = \frac{T'_z}{i \cdot \eta} \quad (3-24)$$

$$P_z = \frac{P'_z}{\eta} \quad (3-25)$$

其中 T_z, P_z 和 n 之间符合式(3-23)所示的相应关系。

根据统计,大多数工作机械的负载特性可以归纳为以下几种类型。

(1)恒转矩负载特性 它是指负载 T_z 与其转速无关的特性,即当转速变化时,负载转矩保持常数。恒转矩负载特性又分为反抗性恒转矩负载特性和位能性恒转矩负载特性两种。反抗性恒转矩负载的作用方向是随转动方向的改变而改变的。例如,摩擦负载转矩就具有这样的特性。负载转矩的方向总是与运动方向相反,属于这一类负载特性的工作机械有物料移送机、皮带运输机、轧钢机等。位能性恒转矩负载的作用方向不随转动方向而变,属这一类负载特性的工作机械有起重机的提升机构、高炉料车卷扬机构、矿井提升机构等。两种负载特性曲线如图 3-26(a)和(b)所示。



(a)反抗性恒转矩特性 (b)位能性恒转矩特性 (c)恒功率特性
(d)负载转矩是转速函数的特性 (e)负载转矩是行程或转角函数的特性

图 3-26 工作机械的负载特性

(2)恒功率负载特性 它是指负载功率 P_z 基本保持不变的特性。如图 3-26(c)所示。许多加工机床均属于这种负载特性,粗加工时切削量较大,采用低速运行,而在精加工时,切削量较小,采用高速运行。一些工程机械也是属恒功率负载特性,工作负载大时转速低,工作负载小时转速相应增高,负载转矩 T_z 与转速 n 成反比。

(3)负载转矩是转速函数的负载特性 有些工作机械的负载转矩 T_z 与转速 n 之间存在

一定的函数关系,即呈 $T_z = f(n)$ 特性。例如离心式鼓风机、水泵等按离心力原理工作的机械,其负载转矩随转速的增大而增大。图 3-26(d)中曲线 1 为负载转矩与转速呈二次方关系,曲线 2 为直线关系。

(4)负载转矩是行程或转角函数的负载特性 有些工作机械的负载转矩 T_z 与行程 s 或转角 φ 之间存在一定的函数关系,即呈 $T_z = f(s)$ 或 $T_z = f(\varphi)$ 特性。带有连杆机构的工作机械大多具有这种特性,例如,轧钢厂的剪切机、升降摆动台、翻钢机以及常见的活塞式空气压缩机、曲柄压力机等,他们的负载转矩都是随转角 φ 的变化而变化,如图 3-26(e)所示。

(5)负载转矩变化无规律的负载特性 当负载转矩随时间作无规律随机变化时,例如冶金矿山机械中常用的破碎机和球磨机等,它们的负载转矩都属于这一类。

2. 动力机驱动系统的运动方程式

使用动力机驱动工作机械时,动力机输出的转矩 T 除了克服工作机械的负载转矩 T_z 外,还要使整个机械系统沿动力机转矩的作用方向产生角加速度 $\frac{d\omega}{dt}$,这种关系可用运动方程式表示

$$T - T_z = J_w \frac{d\omega}{dt} \quad (3-26)$$

式中 J_w ——折算到动力机轴上机械系统的总转动惯量。

转动惯量折算 是根据折算前后动能不变原理进行的。

对于作旋转运动的零件,其动能为 $E_{kj} = \frac{1}{2} J_j \omega_j^2$,折算到动力机轴上后为 $E_{kj} = \frac{1}{2} J_{mj} \omega_m^2$,因此有

$$J_{mj} = J_j \left(\frac{\omega_j}{\omega_m} \right)^2 = J_j \frac{1}{i_{mj}^2} \quad (3-27)$$

式中 J_j ——第 j 个旋转零件的转动惯量;

ω_j ——第 j 个旋转零件的角速度;

J_{mj} ——第 j 个旋转零件折算到动力机轴上的转动惯量;

ω_m ——动力机轴的角速度;

i_{mj} ——动力机轴到第 j 个旋转零件的传动比, $i_{mj} = \frac{\omega_m}{\omega_j} = \frac{n_m}{n_j}$, n_m, n_j 分别为动力机和第 j 个旋转零件的转速。

对于作移动运动的零件,其动能 $E_{ki} = \frac{1}{2} m_i v_i^2$,折算到动力机轴上后为 $E_{ki} = \frac{1}{2} J_{mi} \omega_m^2$,因此有

$$J_{mi} = m_i \left(\frac{v_i}{\omega_m} \right)^2 \quad (3-28)$$

式中 m_i ——第 i 个移动零件的质量;

J_{mi} ——第 i 个移动零件折算到动力机轴上的转动惯量;

v_i ——第 i 个移动零件的移动速度;

ω_m ——动力机轴的角速度。

所以,动力机轴的总转动惯量 J_w 为

$$J_{\omega} = J_m + \sum J_j \frac{1}{i_{mj}^2} + \sum m_i \left(\frac{v_i}{\omega_m} \right)^2 \quad (3-29)$$

式中 J_m ——动力机轴本身的转动惯量；

$\sum J_j \frac{1}{i_{mj}^2}$ ——机械系统中所有旋转零件折算到动力机轴上的转动惯量之和；

$\sum m_i \left(\frac{v_i}{\omega_m} \right)^2$ ——机械系统中所有移动零件折算到动力机轴上的转动惯量之和。

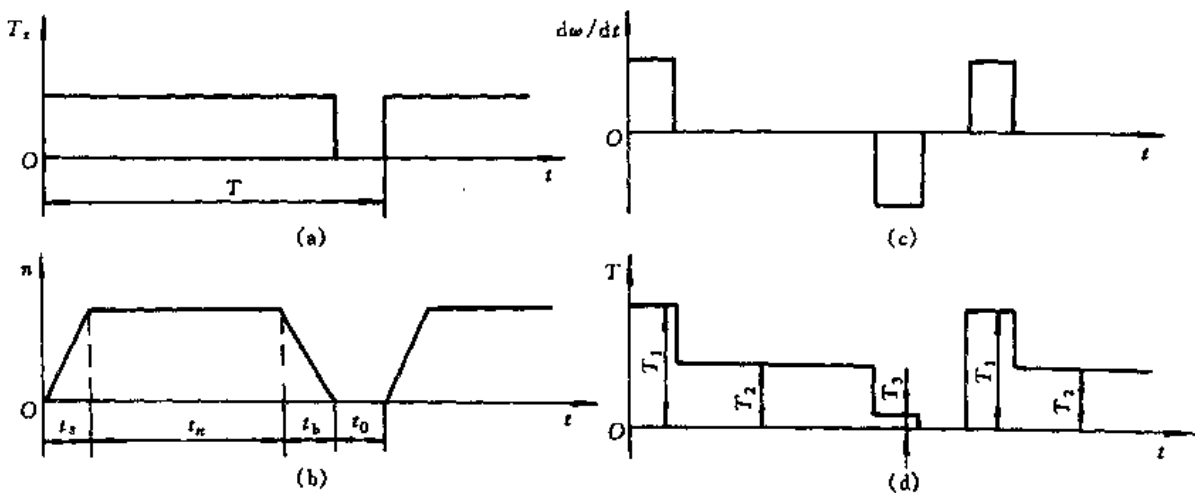
式(3-26)是机械系统运动方程式的一般形式,由此式可见:当 $T - T_z = 0$ 时, $\frac{d\omega}{dt} = 0$, 机械系统处于稳定运行或静止状态;当 $T - T_z > 0$ 时, $\frac{d\omega}{dt} > 0$, 机械系统处于加速运行状态;当 $T - T_z < 0$ 时, $\frac{d\omega}{dt} < 0$, 机械系统处于减速运行状态。

3. 工作机械的负载图

按照工作机械的负载特性绘制的图线称为工作机械的负载图,常用的有转矩负载图 $T_z = f(t)$ 和功率负载图 $P_z = f(t)$ 。

由于工作机械负载的变化和动力机自身的机械特性,使被驱动的机械系统不断处于加速、减速或稳定的运行状态。为了使机械系统运行时有满意的工作特性,应按式(3-26)所示的机械系统运动方程式计算动力机的转矩或功率变化特性,即 $T = f(t)$ 或 $P = f(t)$, 绘制出动力机相应的负载图,并以此选择动力机容量或校验动力机的驱动能力。

图 3-27 为某卷扬机的负载图。其中图 3-27(a)为卷扬机的工作负载图,其转矩在提升重物时保持不变,在停机时为零。图中 T 为工作循环周期;图 3-27(b)所示为提升重物过程中转速的变化情况,启动时转速由零渐增至 n , 随后在转速 n 下稳定运行,再经过一定时间后卷扬机制动降速,直至停机状态,经停歇一定时间后又加速启动,如此反复运行。其中启动时间 t_s 和制动时间 t_b 与动力机特性有关,稳定运行时间 t_n 和停歇时间 t_0 取决于卷扬机的工作制度,图 3-27(c)表示卷扬机在运行过程中相应的加速度变化情况,由于启动和制动时间较短,在计算中常把加速度值近似作为恒值处理,图 3-27(d)表示按照式(3-26)关系计算和绘制的



(a)工作负载图 (b)转速变化图 (c)加速度变化图 (d)动力机负载图

图 3-27 某卷扬机的负载图

动力机负载图,按图中的负载变化就可以选择和校验动力机的容量。

3.3.3 电动机的选择和计算

选择电动机包括电动机的类型、结构、容量、转速及绝缘等级等内容,选择时应综合考虑工作机械的载荷大小、负载特性、生产工艺、作业环境、企业电网供电状况及供货情况等。

1. 电动机的类型和结构形式选择

(1) 电动机类型的选择

①交流电动机的选择。交流电动机结构简单,价格便宜,适用于恶劣工作环境,维护工作量小,凡能满足生产需要的场合,都应优先选用交流电动机。

普通励磁同步电动机的选择:由于同步电动机功率因数高,比异步电动机的效率高,但需要附加励磁装置,故常用于大功率不调速场合。近年来,由于采用了交-交变频传动方式,可得到20Hz以下的变频调速设备,尽管比较复杂,但其传动特性已接近直流感动。因此,在轧钢、卷扬、船舶驱动等要求低转速、大容量的场合,已有取代直流电动机的趋势。

永磁同步电动机的选择:永磁同步电动机与脉宽调制变频装置配合使用,电流为正弦波。配以锁频系统,可以满足纺织工业对速度精度的要求;配以按转子位置定向的矢量控制系统,伺服系统的性能可与直流电动机控制系统比拟,但成本略高,只适用于高性能场合。目前它的容量一般在几个千瓦以下,个别已做到几十千瓦。

无换向器电动机的选择:用静止变频器,对专用同步电动机供电,组成无换向器电动机。当按磁极与电枢的相对位置来控制变频器的频率时,可实现电动机转速与变频器的频率严格同步,得到与直流电动机工作原理相似的调速特性。由于用自同步变频器取代了直流电动机的机械式换向器,故可用于恶劣环境。无换向器电动机用大功率晶闸管变频器供电,可做到大容量(上万千瓦)、高速度(3000r/min)、高电压,适用于负载平稳、过载不大的大中功率场合,如风机、水泵等。小功率无换向器电动机可与大晶体管的变频器配合,用于一般性能的伺服系统。这种电动机有谐波电流大,转矩有脉动,低速性能差的缺点。

异步电动机的选择:笼型异步电动机结构简单、制造容易、价格便宜、便于维护、对于不求调速,启动特性没有限制的偶而启动设备,应尽量选用笼型异步电动机。绕线转子异步电动机,可通过在转子回路中串电阻、串频敏变阻器及通过双馈的方法,改变电动机特性,从而改善启动性能,并可实现调速。在要求启动转矩大或操作频繁的场所,宜选用绕线转子异步电动机,它也可用于调速性能不高的小功率机械中。

磁阻电动机的选择:这是一种能与小功率笼型异步电动机媲美的新型电动机,定子有多相绕组,转子为实心铁心,靠反应转矩使电动机旋转。它与笼型异步电动机相比,虽然功率因数和效率相差不多,但结构更加简单,再配上简单的变频器,可用于小功率调速装置。目前它的容量较小,在几个千瓦以下,个别可达几十千瓦。

②直流电动机的选择。对于起制动频繁,需要较大启动转矩和恒功率调速的机械,如电车、牵升机车等,宜选串励直流电动机;负载变动较大而又需要宽调速时,选用复励直流电动机;其他要求宽调速、对起制动特性有较高要求的场合,多用他励直流电动机。选用时要注意按生产机械的恒转矩或恒功率调速范围,合理选择电动机的基速及弱磁倍数。

③控制用电动机的选择。随着自动控制系统和计算装置的发展,在普通旋转电动机的基础上产生出多种具有特殊性能的小功率电动机,它们在自动控制系统和计算装置中分别作为

执行元件、检测元件和解算元件,这类电动机统称为控制用电动机。控制用电动机与普通旋转电动机的基本工作原理没有本质上的区别,但普通旋转电动机着重于对启动和运行状态能力指标的要求,而控制用电动机则着重于特性的高精度和快速响应。控制用电动机的输出功率一般较小,通常从数百毫瓦到数百瓦,系列产品的机壳外径一般由 12.5mm 到 130mm,重量从数十克到数百克,这类电动机也称为微电动机或微控电动机。在大功率的自动控制系统中,有些控制用电动机的输出功率也可达数十千瓦,机壳外径达数百毫米。控制用电动机已成为现代机电一体化和工业自动化系统以及现代军事装备中必不可少的重要元件。它与一些典型环节进行适当组合,就可以构成不同用途的伺服系统和解算元件。

常用的控制用电动机的类型、特点及用途见表 3-3 所示。

表 3-3 常用控制用电动机的类型、特点和用途

类别	序号	名称	特点	用途
功率放大元件	1	交直流伺服电动机	转速与转向取决于控制电压的大小和极性(或相位),能对输入控制信号作快速反应、转速随转矩的增加而均匀下降	在控制系统中用作执行元件,通过齿轮等减速机构带动负载
	2	力矩电动机	能在长期堵转或低速运行时产生足够大的转矩,反应速度快,转矩和转速波动小,能在低速稳定运行,机械特性和调节特性线性度好	用于位置和低速伺服系统中,以及需要转矩调节、转矩反馈的场合,可不经减速机构而直接带动负载
	3	磁滞电动机	具有恒速特性,亦可在异步状态下运行	主要用于驱动功率较小的要求转速平稳和启动频繁的同步装置和低速伺服系统中
	4	步进电动机	由专门的电源供给脉冲信号电压,绕组中通电方式是脉冲式通电,给一个脉冲信号电动机转一个角度或前进一步,转速与输入脉冲,频率成正比,能快速启动、停止、反转或变速	在数字控制系统中用作执行元件
信号测量元件	1	交直流测速发电机	输出电压与转速成正比,精度高	在控制系统中用作检测转速、速度反馈和进行微分和积分计算的元件
	2	自整角机	发送机和接收机成对运行,输出电压是对接收元件角差的正弦函数。输出电压信号的属于信号元件,输出功率的属于功率元件	基本用途是角位移、变换和接收
	3	旋转变压器	输出电压是转子转角的正弦、余弦或其他函数	主要用作坐标变换、三角解算,也可用作角度数据传输和移相元件
	4	感应同步器	利用多极旋转变压器的原理,采用印刷绕组精密检测元件	用作直线位移和角位移的检测

(2)电动机的工作制选择 电动机根据负载持续时间的长短对其发热的影响,分成连续、短时和断续周期性三种工作制。

连续工作制电动机的工作时间很长,温升可达稳定值,其负载功率 P 和温升 θ 随时间 t 变化曲线如图 3-28(a)所示;短时工作制电动机的工作时间 t_g 较短,而间歇时间 t_0 又相当长,负载功率和温升曲线如图 3-28(b)所示。我国设计制造的这类电动机的工作时间为 15min,

30min, 60min 和 90min 四种。对于某一电动机对应不同的工作时间, 功率是不相同的, 其关系为 $P_{15} > P_{30} > P_{60} > P_{90}$ 。当电动机的实际工作时间接近上述标准时间时, 可按对应的工作时间和功率, 直接由产品目录中选取, 其他情况可按后面介绍的方法进行折算选取; 断续周期性工作制电动机的工作时间 t_g 和间歇时间 t_0 轮流交替, 两段时间均较短, 如图 3-28(c) 所示。对于这类电动机的工作特点用负载持续率 ZC 表示。

$$ZC = \frac{t_g}{t_g + t_0} \times 100\% \quad (3-30)$$

我国规定的标准负载持续率有 15%, 25%, 40%, 60% 四种, 一个周期的总时间规定为 $t_g + t_0 \leq 10\text{min}$ 。

对于上述三种工作制电动机的选择应根据工作机械的负载特性选取, 例如水泵、鼓风机、机床等均属连续工作制; 冶金机械的某些辅助机械、水闸闸门的开闭机等属于短时工作制; 起重机、电梯等属于断续周期性工作制。

(3) 电动机外壳结构和安装形式选择

根据电动机的工作环境条件, 如环境温度、湿度、通风状况、尘土水溅状况及有无防爆等特殊要求, 选择不同防护性能的外壳结构形式。一般采用防护式电动机, 户外型机械不得采用开放式电动机。

根据电动机与被驱动机械连接方式的需要选择合适的安装形式。一般情况下应尽量采用卧式安装形式, 立式安装只在能简化传动系统或必须垂直安置时才选用, 如立式深井泵、钻床等。当需要安装测速电动机或同时驱动两台工作机械时, 可选用两端出轴的电动机。

(4) 额定电压和额定转速选择 一般企业电网为 380V 低电压, 因而中小型异步电动机可采用 220/380V (Δ/Y 接法) 及 380/660V (Δ/Y 接法) 两种额定电压。对于大型电动机可选用 3000V 以上的高压电源。

直流电动机由单独直流发电机供电时, 额定电压常为 220V 或 110V, 大功率电动机可为 600~870V。

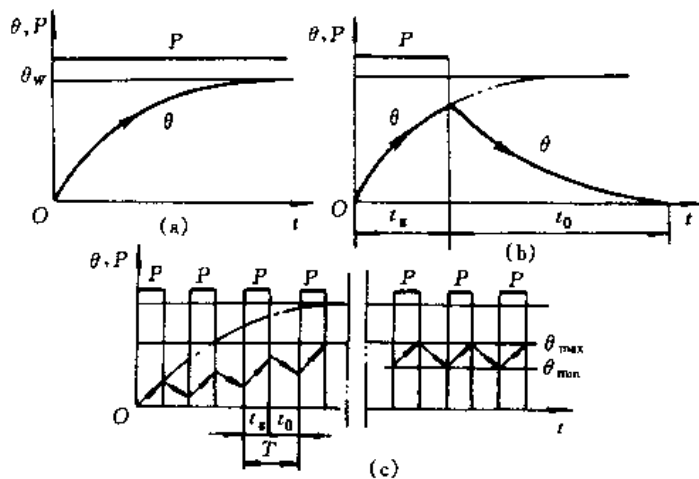
额定功率相同的电动机, 额定转速高, 则尺寸小, 重量轻, 价格便宜, 但选用高速电动机会增大工作机械的传动比, 使传动系统复杂化, 因此需对电动机和工作机械速度进行综合考虑。

2. 电动机容量的选择和计算

决定电动机功率主要应考虑电动机的发热、允许的过载能力和启动能力三个因素, 其中发热问题最为重要。电动机的容量必须选择合理, 功率过大会造成投资和电力的浪费, 选择过小会使电动机过载运行, 易过早损坏。选择电动机的容量可依照以下主要步骤进行。

(1) 预选电动机容量 按照工作机械的负载特性绘制工作负载图, 即转矩 T_z 或功率 P_z 随时间变化的曲线 $T_z = f(t)$ 或 $P_z = f(t)$, 据此可初步估算电动机功率并预选电动机。

(2) 绘制电动机的负载图 当机械的工作负载发生变化时, 会使电动机的电流、电压、频率等发生变化, 进而使电力传动系统处于加速或减速的运行状态。因此, 可根据机械的工作负载



(a) 连续工作制 (b) 短时工作制 (c) 断续周期性工作制

图 3-28 电动机的三种工作制

图和预选电动机的特性绘制电动机的负载图,其中包括转矩负载图 $T=f(t)$, 电流负载图 $I=f(t)$ 或功率负载图 $P=f(t)$ 。

(3) 过载能力计算 对于负载图中的瞬时最大负载需进行瞬时过载能力的校验。各种电动机的瞬时过载能力都是有限的,交流电动机受临界转矩的限制,直流电动机受换向器发生火花的限制。电动机的瞬时过载一般不会造成过热,故不考虑瞬时过载的发热计算。交流电动机的过载能力是以允许转矩的过载倍数 λ_T 来衡量,直流电动机以电流过载倍数 λ_I 来衡量。电动机过载能力的计算公式为

$$\text{直流电动机} \quad I_{\max} \leq K\lambda_I I_N \quad (3-31)$$

$$\text{异步电动机} \quad T_{\max} \leq KK_u^2 \lambda_T T_N \quad (3-32)$$

$$\text{同步电动机} \quad T_{\max} \leq K\lambda_T T_N \quad (3-33)$$

式中 I_{\max} ——瞬时最大负载电流;

T_{\max} ——瞬时最大负载转矩;

I_N ——电动机的额定电流;

T_N ——电动机的额定转矩;

K_u ——电压波动系数,一般取 $K_u=0.85$;

K ——裕量系数,直流电动机 $K=0.9\sim 0.95$;交流电动机 $K=0.9$ 。

(4) 电动机的发热计算 电动机在运转过程中,内部会产生电能损耗并变成热量,使电动机的温度升高,在电动机中耐热最差的是绕组的绝缘材料,它的最高允许温度限制了电动机带动负载的能力。电动机的额定功率是指环境温度为 40°C 时,使最高温升限制在允许范围内的情况下,能带动额定负载长期连续工作的能力。

电动机的发热计算是针对变负载情况的,最常用的是等效法,又称均方根法。该方法根据不同的负载状态计算出等效电流 I_{dx} 、等效转矩 T_{dx} 或等效功率 P_{dx} ,只要它们小于相应的额定值 I_N , T_N 和 P_N ,发热就认为是允许的。对于不同负载状态下的各等效值可按以下公式计算。

① 周期性变化负载长期运行情况。

等效电流

$$I_{dx} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \cdots + I_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \cdots + t_n}} \quad (3-34)$$

等效转矩

$$T_{dx} = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + \cdots + T_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \cdots + t_n}} \quad (3-35)$$

等效功率

$$P_{dx} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \cdots + P_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \cdots + t_n}} \quad (3-36)$$

式中 I_1, I_2, \cdots, I_n ——电动机一个周期负载电流曲线近似直线段的各个分段电流值;

T_1, T_2, \cdots, T_n ——各分段转矩值;

P_1, P_2, \cdots, P_n ——各分段功率值;

t_1, t_2, \cdots, t_n ——各分段持续时间。

等效电流法适用于各种类型电动机的发热校验,等效转矩法适用于转矩与电流成比例的

场合,弱磁情况时需要修正,串励电动机不能应用这种方法;等效功率法在近于额定电压和额定转速下,功率与电流成比例时可应用。

②周期性变化负载断续运行情况。若采用长期工作制电动机,则有

$$I_{dx} = \sqrt{\frac{\sum I_s^2 t_s + \sum I_{st}^2 t_{st} + \sum I_b^2 t_b}{C_a (\sum t_s + \sum t_b) + \sum t_{st} + C_\beta \sum t_0}} \quad (3-37)$$

$$T_{dx} = \sqrt{\frac{\sum T_s^2 t_s + \sum T_{st}^2 t_{st} + \sum T_b^2 t_b}{C_a (\sum t_s + \sum t_b) + \sum t_{st} + C_\beta \sum t_0}} \quad (3-38)$$

式中 I_s, I_{st}, I_b ——一个工作周期中各启动、稳定、制动阶段电动机的相应转矩;

T_s, T_{st}, T_b ——一个周期中启动、稳定、制动阶段电动机的相应电流;

t_s, t_{st}, t_b, t_0 ——各启动、稳定、制动、停转段的相应时间;

C_a ——启动、制动过程电动机散热恶化系数, $C_a = \frac{1 + C_\beta}{2}$;

C_β ——停转时电动机散热恶化系数。开启式、防护式异步电动机 $C_\beta = 0.3$;封闭式、自扇冷却异步电动机 $C_\beta = 0.5$;开启式、防护式直流电动机 $C_\beta = 0.5$;封闭式、无扇自冷及强迫通风直流电动机 $C_\beta = 1$ 。

若采用断续工作制电动机,则有

$$I_{dx} = \sqrt{\frac{\sum I_s^2 t_s + \sum I_{st}^2 t_{st} + \sum I_b^2 t_b}{C_a (\sum t_s + \sum t_b) + \sum t_{st}}} \quad (3-39)$$

$$T_{dx} = \sqrt{\frac{\sum T_s^2 t_s + \sum T_{st}^2 t_{st} + \sum T_b^2 t_b}{C_a (\sum t_s + \sum t_b) + \sum t_{st}}} \quad (3-40)$$

式中各符号意义同前。上两式计算结果除必须满足 $I_{dx} < I_{NzC}$ 或 $T_{dx} \leq T_{NzC}$ 外,还要求 $ZC_x = ZC$ 。 I_{NzC} 和 T_{NzC} 分别为电动机在规定的负载持续率 ZC 下的额定电流和额定转矩。 ZC_x 为实际的负载持续率,其值为

$$ZC_x = \frac{\sum t_s + \sum t_{st} + \sum t_b}{\sum t_s + \sum t_{sb} + \sum t_b + \sum t_0} \times 100\% \quad (3-41)$$

当 ZC_x 与 ZC 不等时,则要选择与实际负载持续率相近的电动机,并要求

$$I_{dxN} \leq I_{NzC} \quad \text{或} \quad T_{dxN} \leq T_{NzC} \quad (3-42)$$

$$I_{dxN} = I_{dx} \sqrt{\frac{ZC_x}{ZC}} \quad (3-43)$$

$$T_{dxN} = T_{dx} \sqrt{\frac{ZC_x}{ZC}} \quad (3-44)$$

式中 I_{dxN}, T_{dxN} ——折算到额定负载持续率下的等效电流和等效转矩。

(5)电动机平均启动转矩的计算 笼型异步电动机和同步电动机采用异步启动时,启动过程中的机械特性 $T = f(n)$ 是非线性的,因此平均启动转矩要根据电动机的机械特性计算。对于一般情况,预选电动机时可根据以下各式进行粗略计算

$$\text{直流电动机} \quad T_{sa} = (1.3 \sim 1.4) T_N \quad (3-45)$$

同步电动机

$$\text{当 } T_s > T_{pi} \text{ 时} \quad T_{sa} = 0.5 (T_s + T_{pi}) \quad (3-46)$$

$$\text{当 } T_s \leq T_{pi} \text{ 时} \quad T_{sa} = (1.0 \sim 1.1) T_s \quad (3-47)$$

$$\text{普通笼型电动机} \quad T_{sa} = (0.45 \sim 0.50)(T_s + T_{cr}) \quad (3-48)$$

$$\text{冶金起重用笼型电动机} \quad T_{sa} = 0.9 T_s \quad (3-49)$$

$$\text{冶金起重用绕线型电动机} \quad T_{sa} = (1.0 \sim 2.0) T_{N,25} \quad (3-50)$$

其中 T_{sa} ——平均启动转矩；

T_N ——额定转矩；

T_s ——初始($S=1$ 时)启动转矩；

T_{pi} ——引入转矩；

T_{cr} ——临界转矩；

$T_{N,25}$ —— $ZC=25\%$ 时的额定转矩。

对于需要电动机快速启动的场合,上述各式中的系数应取较大值。

如果交流电动机采用直接启动,可按下式校验其启动能力

$$k_U^2 k_{min} T_N \geq k_s T_{zs} \quad (3-51)$$

式中 T_N ——电动机额定转矩；

T_{zs} ——启动时电动机轴上的静阻转矩；

k_U ——最小启动电压与额定电压之比,取 $k_U=0.85$ ；

k_{min} ——电动机最小启动转矩与额定转矩之比；

k_s ——启动加速系数,一般取 $k_s=1.2 \sim 1.5$ 。

上述为电动机容量选择和计算的一般步骤,其中电动机的过载能力、发热和启动能力并非都要进行计算,可根据具体负载特性和预选电机类型予以选取。

3.3.4 其他类型动力机的选择和计算

1. 内燃机的选择

内燃机的用途很广,可以用来驱动各种工作机械,在选择内燃机时需了解内燃机的运行工况和特性,使它能很好地与被驱动工作机械的负载特性相适应。对于不同用途内燃机有不同的工况变化规律,主要有以下三类工况。

(1)固定式工况 内燃机的转速由调速器保证而基本不变,功率则随工作机械的负载大小可由小变到大,如图3-29中直线1所示。内燃机在驱动发电机、压气机、水泵等工作机械时属于这种工况。

(2)螺旋桨工况 内燃机的功率 P_e 与曲轴转速 n 接近呈三次幂的函数,即 $P_e = kn^3$,其中 k 为比例常数,如图3-29中曲线2所示。内燃机在作为船用主机驱动螺旋桨时属于这种工况。

(3)车用工况 内燃机的功率和转速都可独立地在很大范围内变化,它们之间没有特定的关系,如图3-29中曲线3下的阴影部分。曲线3为该工况内燃机在各种转速下所能发出的最大功率线,左面对应于最低工作稳定转速 n_{min} ,右面对应于最大许用工作转速 n_{max} 。内燃机在作为汽车、拖拉机、

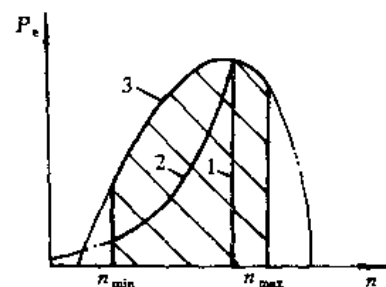


图 3-29 内燃机各种工况的功率曲线

- 1- 固定式工况的功率曲线
- 2- 螺旋桨工况的功率曲线
- 3- 车用工况的功率曲线

机车、坦克等运输车辆以工程机械的动力时,就属于这一种工况,它们的转速可在最低速和最高速之间变化,而且在同一转速下,功率可以在零和全负荷之间变化。

正常情况下应按照不同的工况选用不同用途的内燃机。例如,农用和拖拉机用柴油机、工程机械用柴油机、汽车用汽油机和柴油机、机车用和船用柴油机、发电用柴油机和小型汽油机等。在选择时还须了解内燃机的特性,即负荷特性、速度特性和万有特性等,判断所选用的内燃机能否适应被驱动工作机械的工况要求。

对于负荷特性来说,一般希望柴油机每循环的标定供油量都能限定在冒烟界限和最低燃油消耗点之间,这是最经济的运行点。但对于不同用途的柴油机还有区别,例如车用柴油机经常是在部分负荷下工作,只在短时间内需要发出全部功率,其标定的循环供应量一般限止在冒烟界限处。对于工程机械、拖拉机及农用柴油机,因经常接近满负荷工作,为了提高经济性,柴油机的有效燃油消耗率 g_e 曲线随负荷变化要求比较平坦,即在负荷变化较宽的范围内,能保持较好的燃料经济性,这对负荷变化大的汽车、拖拉机等运输式发动机是十分有利的。

在速度特性中转矩储备系数 μ_T 是一个很重要的系数。工程机械工作时,经常遇到外界阻力突然增大的情况,为了克服短期超负荷,要求转矩随转速下降而增加较大。选择的柴油机 μ_T 值越大,表明柴油机克服短期超负荷的能力越强。

根据内燃机的万有特性,可以更全面地评价所选内燃机运行的动力特性和经济性的好坏。从万有特性曲线上很容易找出柴油机最经济的负荷和转速范围,由图 3-25 可以看出最内层的等燃油消耗率曲线为最经济区域,越向外的曲线表示柴油机的经济性越差。对于车用柴油机,希望最经济区能在万有特性的中间位置上,使常用的中等转速和中等负荷落在最经济区内,要求等燃油消耗率曲线沿横坐标方向长些,能在中等转速变化范围较大的工况下获得较好的经济性。

对于汽油机的选择同样也须从上述这些特性考虑,汽油机的 μ_T 值要比柴油机大,说明其克服短期超负荷和适应阻力波动的能力较强,工作也比柴油机稳定。但汽油机的负荷特性曲线的最低燃油消耗率的点一般比柴油机的高, g_e 的变化曲线也不如柴油机的平坦,在负荷变化范围较大时,其经济性比柴油机差,所以工程机械和载重汽车一般都不用汽油机。

2. 液压马达的选择和计算

高速小转矩液压马达的共同特点是外形尺寸和转动惯量小,换向灵敏度高,可适用于要求转矩小、转速高、换向频繁以及安装尺寸受到一定限制的机械设备。通常,当负载转矩较小,要求转速较高和压力小于 14MPa 时,可选用齿轮式和叶片式液压马达,当压力超过 14MPa 时,则选择轴向柱塞式液压马达。

低速大转矩液压马达的共同特点是排量大、转速低,可以直接与执行机构相连,不需要减速装置,从而可大大简化传动系统,目前在矿山机械和工程机械中普遍应用。表 3-4 列出了三种常用低速大转矩液压马达的主要性能。

表 3-4 三种低速大转矩液压马达的主要性能

性 能	双斜盘轴向柱塞式 液压马达	单作用径向柱塞式 液压马达	内曲线多作用式 径向柱塞式液压马达
常用工作压力/MPa	16~32	12~20	16~32
流量/(L/min)	0.25~25	0.1~10	0.25~50
最低转速/(r/min)	2~4	5~10	可达 0.5

续表 3-4

性能	双斜盘轴向柱塞式	单作用径向柱塞式	内曲线多作用式
	液压马达	液压马达	径向柱塞式液压马达
容积效率	0.90~0.98	0.85~0.95	0.90~0.96
总效率	高	较高	较低
重量与转矩之比	较大	较小	小
启动转矩	较大	曲轴连杆式:较小 静力平衡式:较大	大
滑移量	小	较大	大
转速范围/(r/min)	3~1200	5~600	1~200
外形尺寸	较小	较大	小
工艺性	结构简单,易加工	一般	结构复杂,难加工

一般来说,对于低速稳定性要求不高,外形尺寸不受严格限制的场合,可采用结构简单的单作用径向柱塞式液压马达(即曲轴连杆式径向柱塞式液压马达和静力平衡式径向柱塞式液压马达),对于要求转速范围较宽,径向尺寸较小,轴向尺寸稍大的场合,可以采用双斜盘轴向柱塞式液压马达;对于要求传递转矩大,低速稳定性好、体积小、重量轻的场合,通常采用内曲线多作用式径向柱塞液压马达。

若负载转矩较大而要求的转速较低时,可以直接采用低速大转矩液压马达及高速液压马达加减速器组合两种驱动方案。一般情况采用低速液压马达的可靠性较高,使用寿命较长,结构比较简单,便于布置和维修,其总效率也比高速液压马达加减速器的效率高,但低速马达因其输出轴转矩大,使用的制动器尺寸也较大。在重量上这两种方案基本相近,若高速液压马达配用一齿轮差速减速器,则比采用低速液压马达时的重量要轻些。

当液压马达的类型选定后便可按下式计算所需液压马达的排量 q (单位: mL/r)

$$q = \frac{2\pi T_{\max}}{p' \eta_m} \quad (3-52)$$

式中 T_{\max} ——液压马达的最大负载转矩, N·m;

p' ——拟定的系统工作压力, MPa;

η_m ——液压马达的机械效率。

根据拟定采用的液压马达类型和计算得到的排量,便可选择参数较为接近的液压马达,然后根据选定液压马达的排量,计算出液压马达的实际流量 q_v (单位: L/min)

$$q_v = \frac{qn_{\max}}{\eta_v} \times 10^{-3} \quad (3-53)$$

式中 q ——选定的液压马达的排量, mL/r;

n_{\max} ——液压马达的最高转速, r/min;

η_v ——液压马达的容积效率。

所得的 q_v 值是进行系统设计和选择液压马达的重要参数。

3. 气动马达的选择

气动马达不同于液压马达,其特点是:

①可以无级调速。只要控制进气流量,就能调节马达的功率和转速。

②有过载保护作用。过载时气动马达只是降低转速或停转,一旦载荷正常时,立即重新正常运转,不会产生故障。

③对工作环境的适应性强。在易燃、易爆、潮湿、高温、多尘环境下能安全可靠地工作。

④具有较高的启动力矩。可以直接带动载荷启动。

⑤可以双向回转。换向时冲击小,能瞬时反转和升速。

⑥操纵、维修简单。

⑦运行效率较低。输出功率相对较小,耗气量大,排气噪声大,容易产生振动。

⑧转速稳定性较差。载荷变化时,转速难以保持恒定。

⑨低温环境下使用时,压缩空气中的湿气容易在排气口凝聚结冰,因而背压增加,降低输出功率。

选择气动马达要从其特点及负载特性考虑,在变负载场合使用时,主要考虑速度范围及满足所需的负载转矩。在稳定负载下使用时,工作速度则是一个重要的因素。叶片式气动马达比活塞式气动马达转速高、结构简单,但启动转矩小,在低速工作时空气消耗量大。当工作速度低于空载速度的25%时,最好选用活塞式气动马达。容积式气动马达的主要性能见表3-5。摆动式气动马达一般要求自行设计。

表 3-5 容积式气动马达的主要性能

类别	齿轮式马达		活塞式马达				叶片式马达		
	双齿轮式	多齿轮式	径向活塞式			轴向活塞式	单向回转	双向回转	双作用 双向回转
			有连杆式	无连杆式	滑杆式				
转速/(r/min)	1000~10000		100~1300(最大至6000)			<3000	500~50000		
转矩	较小	较双齿轮式大	大			较径向活塞式大	小		
功率/kW	0.7~36		0.7~18			<3.6	0.15~18		
效率	低		较高			高	较低		
耗气量/ (m ³ /kW)	>1.6		大型马达约为0.9~1.4 小型马达约为1.9~2.3			1.0左右	小型马达约为1.4 小型马达约为1.7~2.3		
单位功率的机重	较轻	较双齿轮式轻	重			较重	轻		
结构特点	结构简单,噪声大,振动大,人字齿轮式马达换向困难		结构复杂			结构紧凑但很复杂	结构简单,容易维修		

气动马达的计算比较简单,先根据负载所需的转速和最大转矩计算出所需的功率,然后选择相应功率的气动马达,进而可根据气动马达的气压和耗气量设计气路系统。

第4章 机械的传动系统设计

4.1 概 述

4.1.1 传动系统的功能和组成

传动系统(或传动装置)是指把动力机产生的运动和动力传送到执行机构上去的中间部分机械装置。以传递动力为主的传动称为动力传动;以传递运动为主的传动(如控制传动)称为运动传动。

传动系统的主要功能如下:

- ①降低或增高动力机的输出速度,以适合执行机构的需要;
- ②用动力机进行调速不经济或不可能时,实现变速传动以满足执行机构的经常变速要求;
- ③把动力机输出的转矩,变换为执行机构所需的转矩或力;
- ④把动力机输出的等速旋转运动,转变为执行机构所要求的,其速度按某种规律变化的旋转或其他类型的运动;
- ⑤实现由一个或多个动力机驱动若干个相同或不相同速度的执行机构;
- ⑥由于受机体外形、尺寸等结构限制,或为了安全和操作方便、执行机构不宜与动力机直接相联时,也常需要设置传动装置。

传动系统通常由以下三部分组成:

(1)传动系统的主体部分 把动力机的动力和运动传递给执行机构,使之实现预定功能(包括运动或力)的装置。它包括各种传动部件或装置、离合、制动、换向和蓄能(如飞轮)等零部件。

(2)操纵和控制系统 是指通过人工操作或自动控制改变动力机或传动系统的工作状态和参数,使执行机构保持或改变其运动或动力的装置。它包括启动、离合、制动、调速和换向的操纵装置,以及按预定顺序工作和自动控制所需的元件及装置等。

(3)辅助系统 为保证传动正常工作、改善操作条件和延长使用寿命而设的装置,它包括冷却、润滑、计数、消声,除尘和安全防护等装置。

以上三个部分的繁简程度,可根据各种机器的具体要求而不同,本章将着重介绍传动系统主体部分设计的有关内容。

4.1.2 传动的类型及其选择

1. 传动的类型

机械的传动装置种类很多,通常可按表4-1中所列的原则进行分类。

除此之外,还可根据速度、功率、自由度、轴线相对位置和传动用途的不同分类。

表 4-1

传动的类型

分类原则	传动类型
按工作原理分	1. 机械传动:摩擦传动、啮合传动、推动 2. 流体传动:气压传动、液压传动、静液压调速驱动、液力传动、液体黏性传动 3. 电气传动:交流电气传动、直流电气传动 4. 磁力传动:可透过隔离物传动、不可透过隔离物传动
按传动比变化分	1. 定传动比传动 2. 变传动比传动:有级变速传动、无级变速传动、按周期性规律变化的传动
按输出速度变化情况分	1. 恒定输出速度 2. 有级调速 3. 无级调速 4. 按某种规律调速
按能量流的结构分	1. 单流传动 2. 多流传动:分流传动、汇流传动、混流传动

2. 传动类型的选择

机械传动类型的选择需综合考虑以下条件:

- ①工作机的工况,包括工作机的负载特性、工作制度及运行状态等;
- ②动力机的机械特性和调速性能;
- ③传动系统的设计要求,包括性能、尺寸重量和结构布置方面的要求;
- ④工作环境,如高温、低温、潮湿、多尘、腐蚀、易燃及防爆等;
- ⑤制造工艺性和经济性要求,包括制造和维修费用、传动效率和使用寿命等。

机械传动类型选择的基本原则:

①对于小功率传动,应在满足工作性能的要求下,选用结构简单的传动装置,尽可能降低初始费用;

②对于大功率传动,应优先考虑传动装置的效率,以节约能源、降低运转和维修费用;

③当机器要求变速时,若能与动力机调速比相适应,可直接联接或采用固定传动比装置。当机器要求变速范围大,用动力机调速不能满足机械特性和经济性要求时,应采用变传动比传动。其中绝大部分应采用有级变速传动,只有当机器需连续变速时,才考虑采用无级变速传动;

④当载荷变化频繁,且可能出现过载时,应考虑过载保护装置;

⑤当机器工作机构的运动要求与动力机同步或严格的传动比时,应采用无滑动的传动装置;

⑥传动装置的选用必须与制造技术水平相适应,应尽量选用专业厂生产的标准零部件或产品。

4.1.3 机械传动的特点和性能

机械传动的特点和性能见表 4-2。

表 4-2

机械传动的特点和性能

类别	摩擦轮传动	带 传 动	链 传 动	齿 轮 传 动	蜗 杆 传 动	螺 旋 传 动
特 点	运转平稳、噪声小,可在运转中平稳地调整传动比;有过载保护作用,结构简单;靠润滑油膜的切应力牵引的传动有良好的工作能力 轴和轴承上的作用力很大,有滑动,工作表面易磨损	轴间距范围大;工作平稳、噪声小,能缓和冲击,吸收振动;摩擦型带传动有过载保护作用,同步带可保证传动同步;结构简单,成本低,安装要求不高 外廓尺寸较大;摩擦型带有滑动,不能用于分度链;由于带的摩擦起电,不宜用于易燃易爆的场所;轴和轴承上作用力大	轴间距范围大,传动比恒定;链条组成件间形成的油膜能吸振,对恶劣环境有一定的适应能力,工作可靠;作用在轴上的载荷小 运转的瞬时速度不均匀,高速时不如带传动平稳(齿形链较好);链条因磨损产生的伸长容易引起共振,需增设张紧和减振装置	承载能力和速度范围大;传动比恒定,采用行星传动可获得很大传动比;传动精度高,外廓尺寸小,工作可靠,效率高 制造和安装精度要求高,精度低时,运转有噪声;无过载保护作用	结构紧凑,单级传动能得到很大的传动比;传动平稳,无噪声;可制成自锁机构 传动比大、滑动速度低时效率低;中、高速传动通常都需用昂贵的减摩材料(如青铜);制造精度要求高,刀具费用贵	将旋转运动变成直线运动,并能以较小的转矩得到很大的轴向力;结构简单,传动平稳,无噪声;滑动螺旋可制成自锁机构 工作速度一般都很低,滑动螺旋效率低
功 率 P/kW	$P_{max} = 200$ 通常 ≤ 20	P_{max} : 尼龙片复合平带 3500 普通 V 带 500 窄 V 带 750 同步带 100	$P_{max} = 5000$ 通常 ≤ 100	P_{max} : 圆柱齿轮 直齿 750 斜齿和人字齿 50000 圆弧齿 6000 圆锥齿轮 直齿 370 弧齿 15000 摆线针轮传动 200 谐波传动 40	P_{max} : 圆柱蜗杆传动 200 环面蜗杆传动 4500	
速 度 $v/(m/s)$	受发热限制,在润滑条件下,发热使油膜的承载能力降低,滑动增大,传递功率减小 通常 ≤ 20	受带与带轮间产生气垫、带体发热和离心力的限制 v_{max} : 尼龙片复合平带 60 普通 V 带 25~30 窄 V 带 40~50 同步带 100	受链条啮入链轮时的冲击、链条磨损和销轴、套筒胶合的限制 $v_{max} = 30 \sim 40$ 通常 < 20	受动载荷和噪声限制 圆柱齿轮 7级精度 ≤ 25 5级精度以上斜齿轮 15~200 实验室已达 300 圆锥齿轮 直齿 < 5 弧齿 5~40	受发热条件限制 蜗杆 $n_{max} = 3000$ (r/min) 滑动速度 $v_{max} = 15$, 个别可达 35	

续表 4.2

类别	摩擦轮传动	带 传 动	链 传 动	齿 轮 传 动	蜗 杆 传 动	螺 旋 传 动
效 率 η	平摩擦轮 0.85 ~ 0.92 槽摩擦轮 0.88 ~ 0.90 圆锥摩擦 轮 0.85 ~ 0.90 无级变速 传动 0.75 ~0.93	平带 0.94~0.98 V带 0.90~0.94 同步带 0.96 ~ 0.98	滚子链 $v \leq 10\text{m/s}$ 0.95 ~ 0.97 $v > 10\text{m/s}$ 0.92 ~ 0.96 齿形链 0.97~0.98	与速度和制造精度 有关 圆柱齿轮 直齿 0.95~0.98 斜齿和螺旋齿 0.96~0.99 圆锥齿轮 直齿 0.95~0.98 弧齿 0.96~0.98 摆线针轮传动 0.90 ~0.94 谐波传动 0.69 ~ 0.90	与螺纹升 角、滑动速 度和制造精 度有关 自锁蜗杆 0.4~0.45 单线蜗杆 0.7~0.75 双线蜗杆 0.75~0.82 三线以上 的蜗杆 0.8 ~0.92 环面蜗杆 0.85~0.95	滑动螺旋 0.3~0.6 滚动螺旋 ≥ 0.90 静压螺旋 0.99
单 级 传 动 比 i	受外形尺 寸的限制 通常 ≤ 7 ~10 有卸载装 置 ≤ 15 仪器、手 传动 ≤ 25	受小带轮的包角和 外形尺寸的限制 平带 $\leq 4\sim 5$ V带 $\leq 7\sim 10$ 同步带 ≤ 10	受小链轮 包角限制 通常 ≤ 8 工作条件 良好可达 10	受结构尺寸限制 一般 ≤ 10 摆线针轮传动 6~ 119 谐波传动 50~500	$5 \leq i \leq 100$ 分度机构 可 1000	
寿 命	取决于传 动元件材料 的接触强度和 抗磨损能力	带轮直径大,带的 寿命长 普通 V带 5000 ~ 20000h 窄 V带 20000h	与制造质 量有关 5000 ~ 15000h	取决于轮齿材料的 接触和弯曲疲劳强度 以及抗胶合、抗磨损 能力	制造精 确、润滑良 好,寿命较 长;低速传 动,磨损严 重	滑动螺旋 磨损较快, 滚动螺旋和 静压螺旋的 寿命都很长
应 用 举 例	摩擦压力 机、机械无 级变速器、 摩擦绞车以 及各种仪器 等	金属切削机床、锻 压机床、输送机、通风 机、农业机械、纺织机 械、化工机械和办公 机械等	农业机械、 石油机械、矿 山机械、运输 机械和纺织 机械等	金属切削机床、汽 车、鼓风机、汽轮机、 起重运输机械、冶金 矿山机械以及仪器等	金属切削 机床(特别 是分度机 构)、起重 机、冶金矿 山机械、焊 接转胎等	螺旋压力 机、千斤顶、 金属切削机 床的传动螺 旋和传力螺 旋、汽车拖 拉机的转向 机构

4.1.4 机械传动系统的设计程序

机械传动系统的设计通常是在动力机选型和执行机构运动设计完成后进行,是机械总体方案设计的重要组成部分。机械传动系统的设计程序包括以下几方面。

(1)确定传动系统的总传动比 传动系统的总传动比 i 为

$$i = \frac{n_r}{n_c} \quad (4-1)$$

式中 n_r, n_c ——传动系统输入轴和输出轴的转速。

通常输入轴的转速为动力机的转速,输出轴的转速为执行机构所需转速。

(2)选择传动类型,拟定传动系统的的布置方案 首先根据机器设计的总体要求以及各种传动的性能和特点,合理地选择相应的传动类型。由于不同的机器具有不同的功能要求,一些机器常需选用不同传动机构组成多级传动,因而在选择传动类型时就涉及到布置传动机构的先后次序问题,它对整个机器的工作性能和结构尺寸有着重要的影响。

合理布置传动机构顺序的一般原则如下:

①使传动系统的尺寸小结构紧凑。宜将传动能力较小的机构,如带传动和摩擦传动布置在高速级。因高速级的转速高,传递的力矩小,相应传动零件的结构尺寸也小。同理,应将需要减小外廓尺寸的零件,如闭式齿轮传动放在高速级,而将制造精度较低的开式齿轮传动布置在低速级。

②使机器运转平稳、减小振动和噪音。宜将带传动布置在高速级,因带传动属于弹性挠性件,具有吸振和过载打滑防止机器其他零件损坏等特点;当机器同时采用斜齿和直齿圆柱齿轮传动时,高速级应布置动载小的斜齿圆柱齿轮传动;因链传动冲击振动较大,一般布置在中、低速级。只有当高速级要求确定的传动比而必须采用链传动时,宜采用齿形链(无声链)传动。

③尽量提高传动系统的效率,减少功率损耗。在设计传动路线时,应尽量使动力机先传动功率消耗大的传动机构,后传动功率消耗较小的传动机构。例如,机床通常先传动主运动系统,后传动进给系统;对于必须同时先用蜗杆传动和齿轮传动时,宜将蜗杆传动置于高速级,使之有较高的齿面相对滑动速度,以利形成液体润滑油膜,提高其传动效率。

④使传动系统的运动链尽量简单。通常宜将变化转速的传动机构尽可能布置在与原动机相连部分(一般为高速级),而将转变运动形式的机构(如凸轮机构、连杆机构、螺旋机构等)布置在运动末端,与执行机构相连。

⑤有利于加工制造和安装维修。对于因尺寸增大而加工困难的传动零件,如圆锥齿轮传动,宜布置在高速级;传动机构布置时还应考虑拆装和维修方便。

⑥其他要求。在传动布置时应考虑安全、使用及其他一些特殊要求。例如,为考虑操作者的安全宜将闭式传动布置在传动系统的末端;对于医药、食品、印刷机械的传动应考虑污染等要求。

(3)分配总传动比 总传动比确定后要把它分配到各级传动上,总的要求是应使各级传动结构紧凑、工作可靠、成本低、承载能力和效率高。总传动比 i 和各级传动比的关系为

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \cdots \cdot i_k \quad (4-2)$$

(4)计算机械传动系统的性能参数 机械传动系统的性能参数包括各级传动的转速、效率和转矩等,是机械传动系统方案优劣的重要指标,也是各级传动强度设计的依据。

①动力计算。动力计算有两种方式:一是根据执行机构的载荷特性,考虑传动系统的效率,计算出各传动零件所承受的载荷(包括力、力矩和功率等),最后确定动力机的功率;二是当执行机构上的载荷不够明确,则可按照选定动力机的功率和转速,然后再计算出各传动零件所承受的载荷。

必要时传动系统还需进行过渡过程的动力学计算,如机器启动(或加速)、制动(或减速)的时间以及在传动零件上引起的附加载荷。

在进行传动系统的动力学计算时,可同时进行粗略的结构设计和强度计算。

②效率计算。传动系统的效率是与结构形式、工作表面状态、摩擦阻力的类型、润滑方式和润滑剂的种类以及工作条件等有关,各种机械传动机构或装置的效率可参考表 4-2 或有关的文献资料选取。

对于单流、分流或汇流传动的总传动效率可按表 4-3 所列的公式计算。

表 4-3 传动系统的效率

类型	简图	计算公式
单流传动		$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n$
分流传动		$\eta = \frac{P_{c1} + P_{c2} + \cdots + P_{cn}}{P_r}$ $= \frac{P_{c1} + P_{c2} + \cdots + P_{cn}}{\frac{P_{c1}}{\eta_1} + \frac{P_{c2}}{\eta_2} + \cdots + \frac{P_{cn}}{\eta_n}}$
汇流传动		$\eta = \frac{P_c}{P_{r1} + P_{r2} + \cdots + P_{rn}}$ $= \frac{P_{r1}\eta_1 + P_{r2}\eta_2 + \cdots + P_{rn}\eta_n}{P_{c1} + P_{c2} + \cdots + P_{cn}}$

注:①P—功率 η —效率

②下脚 1, 2, ..., n—传动元件编号; r—输入; c—输出

③振动计算。传动系统的振动将会大大降低其承载能力和使用寿命,并会产生噪音和恶化环境。对于高速机器振动是一个突出问题,对于中、低速机器应防止产生共振。传动系统的振动计算常将系统简化为各种动力学模型,然后计算其固有频率、振型和强迫振动的振幅等。

为防止传动系统在激力作用下产生共振,应使轴的工作转速位于各阶临界转速的范围之外。通常取

$$n \leq (0.75 \sim 0.80) n_{c1} \quad (4-3)$$

当 $n > n_{c1}$ 时,取

$$1.4 n_{ck} \leq n \leq 0.7 n_{ck+1} \quad (4-4)$$

式中 n ——轴的临界转速;

n_{c1} ——轴的一阶临界转速;

n_{ck}, n_{ck+1} ——轴的 k 阶和 $k+1$ 阶临界转速。

传动零部件的质量配制不当(包括制造和安装误差)所产生的不平衡惯性力是引起振动的重要因素,应在设计和制造中予以限制在许可范围内。

(5)确定机械传动装置的主要几何尺寸 通过各级传动的强度计算和几何计算,确定基本

参数和主要几何尺寸,如齿轮传动的中心距、齿数、模数及齿宽等,并绘制机械传动系统图。

4.2 固定传动比的传动设计

固定传动比通常都采用机械传动来实现,其类型很多,在传递功率较大时宜采用齿轮传动,但当功率小于 370kW 时,基本上各种机械传动均有应用。固定传动比主要有单级传动和多级传动两种类型。

4.2.1 单级传动的传动比

各机械传动机构的单级最大传动比可按表 4-2 选取。对于齿轮传动若单级传动比取得过大,就会使两个齿轮的尺寸相差很大,引起传动时的不平稳和小齿轮的磨损过快,也就引起传动部分的结构尺寸增大和寿命降低。所以,单级齿轮的传动比不宜过大,表 4-4 给出了它们的推荐值,即便如此,选取端值时也应特别谨慎。

表 4-4 齿轮传动和蜗杆传动的单级传动比推荐值

传动形式 使用场合	圆柱齿轮传动	圆锥齿轮传动	螺旋齿轮传动	蜗杆传动
力传动	$i = \frac{1}{5} \sim 5$	$i = \frac{1}{5} \sim 5$	$i = \frac{1}{5} \sim 5$	10~100
一般传动	$i = \frac{1}{10} \sim 10$	$i = \frac{1}{7.5} \sim 7.5$		
力矩很小的传动	$i = \frac{1}{15} \sim 15$	$i = \frac{1}{10} \sim 10$		

传动中,如果受力比较均匀,为使齿轮尽快跑合,使传动更加平稳,传动比应取成整数;如果受力为循环载荷,为避免载荷集中在某些轮齿上,则两齿轮的齿数之比取成互为不可通约的质数,这样可使各轮齿的磨损会比较均匀些。

4.2.2 伺服系统中齿轮传动的传动比分配

伺服系统要求传动装置传递的运动稳定、准确和快速,对于多级齿轮传动可以按照最佳运动精度,最小转动惯量和最小体积等原则分配各级传动比。

1. 按照最佳运动精度分配各级传动比

图 4-1(a)为单级齿轮传动,如果齿轮 1,2 的传动误差为 Δ ,则输出轴 II 上的传动误差 Δ_{II} 就等于该对齿轮的传动误差,即 $\Delta_{II} = \Delta$ 。图 4-1(b)为两级齿轮传动,1,2 齿轮的传动比为 $i_{1,2}$,传动误差为 Δ_1 ;2',3 齿传的传动比为 $i_{2',3}$,传动误差为 Δ_2 ,则输出轴 II 的总传动误差 Δ_{II} 为

$$\Delta_{II} = \Delta_2 + \frac{\Delta_1}{i_{2',3}} \quad (4-5)$$

由上式可见,当减速时, $i_{2',3} > 1$, $(\Delta_1/i_{2',3}) < \Delta_1$,使输出轴总误差中的第二项值减小,也就是使 Δ_1 的作用减小;当升速时, $i_{2',3} < 1$, $(\Delta_1/i_{2',3}) > \Delta_1$,结果将 Δ_1 值放大了。

在一般机电设备或伺服系统中,大多采用减速机构。因此,在多级传动中,为了减小输出轴的传动误差,在设计上可采取如下措施:

①由于采用减速传动,各级的传动比均大于1,所以末级的传动误差在输出轴总误差中占的比重最大。因此,首先应减小末级齿轮的传动误差,提高它们的制造精度,可使输出轴总误差减小取得明显效果。

②当总传动比及各级齿轮传动误差一定时,若使传动比逐级增大,就可使输出轴的总误差减小。例如,图4-1(c)为4级齿轮传动,若设各级的传动误差为 $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = \Delta_4 = \Delta$,传动比为 $i_{4',5} = 4, i_{3',4} = 3, i_{2',3} = 2$ 时,则输出轴V的总传动误差 $\Delta_V = 1 \frac{9}{24} \Delta$;当 $i_{4',5} = 2, i_{3',4} = 3, i_{2',3} = 4$ 时,则 $\Delta_V = 1 \frac{17}{24} \Delta$ 。由此可见,欲减小输出轴的总误差,各级齿轮传动比的分配原则是:由输入轴开始,传动比应是前小后大。

③当传动比一定时,传动级数减少可使传动零件减少,从而可减小输出轴的总传动误差。

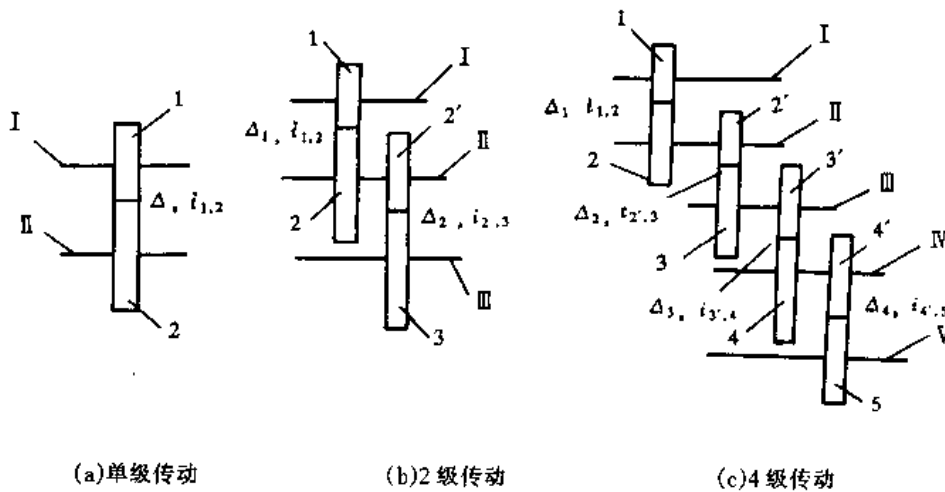


图4-1 单级和多级传动系统

2. 按最小转动惯量分配各级传动比

在伺服系统中经常需要齿轮的正、反转运动,要求启动快、停止快,即要求齿轮运动灵活。由力学可知,绕定轴回转的零件在力矩一定时,其转动惯量越小,则角加速度就越大,零件的转动就灵敏,对于伺服系统有利于提高整个系统运转的灵敏度。

如图4-1(a)所示的单级传动,如果两齿轮的厚度和材料比重相同,根据式(3-27)的转动惯量折算公式,在输入轴上的等效转动惯量 J_p 为

$$J_p = J_1(1 + i^2) \quad (4-6)$$

式中 J_1 —— 齿轮1的转动惯量;

i —— 传动系统的总传动比,在此 $i = i_{1,2}$ 。当取 $i = 10$ 时,可得 $J_p = 101J_1$ 。

对于图4-1(b)所示的两级传动系统,当所有齿轮的材料比重和厚度相同、主动轮1,2'直径相同并忽略轴的转动惯量时,可得到等效转动惯量 J_p 为

$$J_p = J_1 \left(1 + i_{1,2}^2 + \frac{1}{i_{1,2}^2} + \frac{i_{2,3}^2}{i_{1,2}^2} \right) \quad (4-7)$$

式中 当总传动比 $i = 10$ 时,取 $i_{1,2} = 2.5, i_{2,3} = 4$,则有 $J_p \approx 10J_1$ 。由此可见,当总传动比一定时,齿轮传动级数越多,等效转动惯量越小,但由图4-2可见,3级与4级传动的 J_p 非常接近。因此,当传动级数增加到某一值后,使系统的转动惯量减少收效甚微,而且会引起零件的

增多,结构复杂。

对于两级齿轮传动系统按等效转动惯量最小分配传动比,可根据下述方法进行:假设为减速传动,即 $i_{1,2} > 1, i_{2',3} > 1$,总传动比 $i = i_{1,2} \times i_{2',3}$ 。经变换后式(4-7)为

$$J_p = J_1 \left(1 + i_{1,2}^2 + \frac{1}{i_{1,2}^2} + \frac{i^2}{i_{1,2}^4} \right) \quad (4-8)$$

用求最小值的方法,令 $\frac{dJ_p}{di_{1,2}} = 0$,则有

$$\frac{dJ_p}{di_{1,2}} = J_1 \left(2i_{1,2} - \frac{2}{i_{1,2}^3} - \frac{4i^2}{i_{1,2}^5} \right) = 0 \quad (4-9)$$

上式经整理后可得

$$i_{2',3} = \left(\frac{i_{1,2}^4 - 1}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4-10)$$

当 $i_{1,2}^2 \gg 1$ 时,则

$$i_{2',3} = \frac{\sqrt{2}}{2} i_{1,2}^2 \quad (4-11)$$

如果系统是多级齿轮传动链时,可先假定 $i_{1,2}$ 值,再按式(4-10)逐次计算出各级的齿轮传动比,然后再校验整个系统的总传动比是否得到满足。如不满足,可重新假定 $i_{1,2}$ 值进行计算,直至总传动比得到满足时为止。

应当指出,按最小转动惯量分配各级传动比,有时会出现后面几级的传动比显得过大,致使齿轮直径过大的结构不合理现象。当这种情况出现时,应根据结构设计的要求,对各级的传动比重新分配和适当调整。

在伺服系统的结构设计中,为减少齿轮传动系统的转动惯量,可采取在大齿轮幅板上开环形槽、减轻孔或设计轮幅,以及采用比重较轻的材料等措施。

3. 按最小体积分配各级传动比

对于两级传动同样假定各齿轮的宽度和材料比重相同,各主动轮 1 和 2' 的直径相同,以及轴的体积忽略不计,该齿轮传动系统所占的体积为

$$V = \frac{1}{4} \pi D_1^2 b \left(2 + i_{1,2}^2 + \frac{i^2}{i_{1,2}^2} \right) \quad (4-12)$$

式中 D_1, b ——齿轮 1 的直径和宽度。

令 $\frac{dV}{di_{1,2}} = 0$,则有

$$i_{1,2}^4 - i^2 = 0 \quad (4-13)$$

体积 V 为最小值时,必须满足 $i_{1,2} = i_{2',3}$ 。

由此可见,齿轮传动系统按最小体积原则分配各级传动比时,主动轮 1 和 2' 的直径、从动

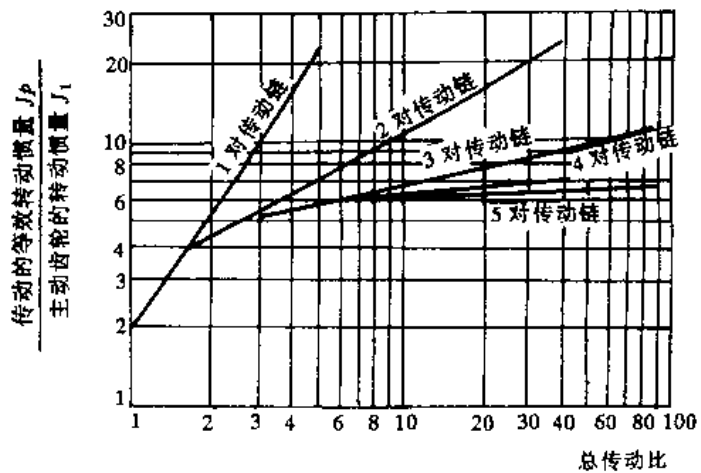


图 4-2 等效转动惯量与传动比的关系

轮 2 和 3 的直径以及他们的中心距都应相同。这种分配原则除使体积最小外,还可使系统中齿轮种类减少,但在结构设计中也会出现齿轮与轴的相互干涉现象。为了减少体积,设计时可采用迂回式或圆周布置传动链,达到有效地利用空间位置,从而减小体积的目的。

上述三个传动比分配原则是出于从提高传动精度、从保证系统的灵敏度和从最小体积三种不同情况的考虑。如果传动系统必须同时满足这三个原则,确定的传动级数和分配各级的传动比就会发生矛盾。例如,从提高精度考虑时,希望传动级数越少越好,但传动级太少对保证系统的灵敏度和减少体积不利。又如,从减少体积考虑时,希望各级传动比基本相同,但从提高传动精度,保证系统的灵敏度的角度看,又与传动比分配应按先小后大的原则相矛盾。所以在伺服系统的结构设计时应根据具体要求,分清主次,正确合理地分配各级传动比。

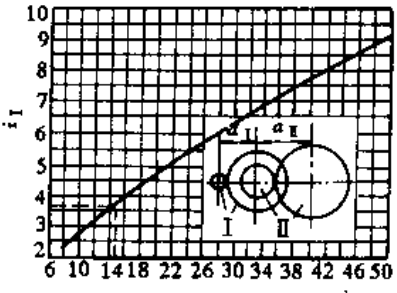
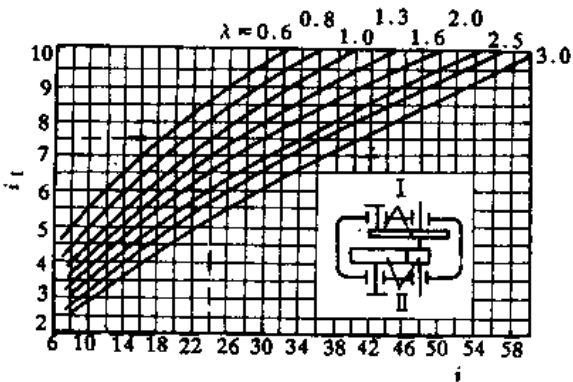
4.2.3 齿轮减速器的传动比分配

圆柱齿轮减速器、圆锥-圆柱齿轮减速器和蜗轮减速器的传动比分配计算见表 4-5,国家还对减速机的总传动比及其分配制定了一些标准,可供减速机(或传动装置)设计或选用时参考。

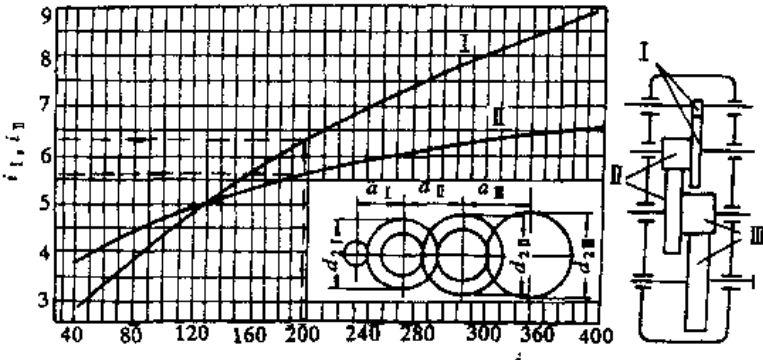
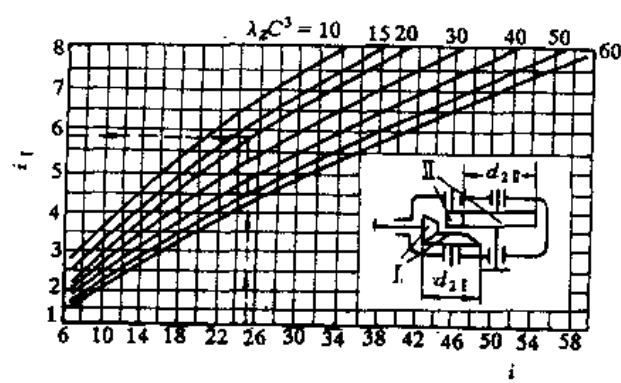
表 4-5 传动比分配计算

减速器类型		计 算 公 式	说 明
圆 柱 齿 轮 减 速 器	展 开 式 与 分 流 式	<p>1. 按齿面接触强度相等、减速器具有最小的外形尺寸和较有利的润滑条件的原则,总传动比 i 与高速级传动比 i_I 由下式计算或按图 a 确定:</p> $\lambda C^3 \frac{(i_I + 1) i_I^4}{(i + i_I) i^2} = 1$ $\lambda = \frac{\varphi_{dII} \sigma_{HlimII}^2}{\varphi_{dI} \sigma_{HlimI}^2}; C = \frac{d_{2II}}{d_{2I}} \text{ (一般取 } C = 1 \sim 1.3; C > 1, \text{ 则可减少润滑油的搅动损失; } C = 1, \text{ 则减速器的外形尺寸最小, 两大齿轮将以相同深度浸入油池)}$	<p>i—总传动比; i_I—高速级传动比; i_{II}—低速级传动比; $\varphi_{dI}, \varphi_{dII}$—高、低速级齿宽系数 $(\varphi_d = \frac{b}{d_1}, b$—齿宽, d_1—小齿轮分度圆直径); $\sigma_{HlimI}, \sigma_{HlimII}$—高、低速级齿轮的接触疲劳极限; d_{2I}, d_{2II}—高、低速级大齿轮分度圆直径</p>
		<p>(a)</p>	

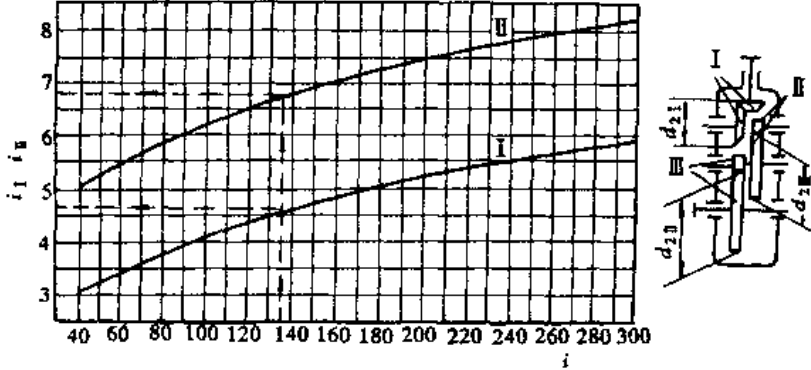
续表 4-5

减速器类型	计 算 公 式	说 明
圆 柱 齿 轮 式 展 开 式 分 流 式	<p>2. 按齿面接触强度相等, 减速器具有标准中心距系列时, 减速器传动比的分配按下列公式计算:</p> $i_1 = \frac{i - \frac{a_{II}}{a_I} \sqrt[3]{\lambda i}}{\frac{a_{II}}{a_I} \sqrt[3]{\lambda i} - 1}$ $\lambda = \frac{\varphi_{dII} \cdot \sigma_{HlimII}^2}{\varphi_{dI} \cdot \sigma_{HlimI}^2}$ <p>推荐 $\frac{a_{II}}{a_I} = 1.56 \sim 1.6$; 当 $\frac{a_{II}}{a_I} = 1.58, K=1$ 时, 传动比分配可由图(b)查得</p>  <p style="text-align: center;">(b)</p>	
	<p>3. 按齿面接触强度相等, 并具有最小传动中心距 a_{min} 时, 减速器传动比的分配按下式计算:</p> $i_{II} = 2 \frac{\sqrt[3]{i^2 + i \sqrt[3]{\lambda}}}{\sqrt[3]{i^2} + \sqrt[3]{\lambda}}$ <p>式中 λ——同上式</p>	
减 速 器 同 轴 线 式	<p>1. 要求齿面接触强度相等总传动比 i 与高速级传动比 i_1 按下式计算或按图选取</p> $\lambda \left(\frac{i_1 + 1}{i + i_1} \right)^4 i i_1 = 1$ <p>式中 λ——同上式</p>  <p>2. 要求高、低速级的大齿轮浸入油中深度大致相近时, 则推荐按下式计算</p> $i_1 = \sqrt{i} - (0.01 \sim 0.05)i$	

续表 4-5

减速器类型	计 算 公 式	说 明
圆 柱 齿 轮 减 速 器 三 级	<p>按等强度条件,并获得较小的外形尺寸和重量时,传动比分配可按图选取</p>  <p>例:试分配 $i=196$ 的三级圆柱齿轮减速器的传动比。由图查得 $i_I=6.3, i_{II}=5.6, i_{III}$ 为:</p> $i_{III} = \frac{i}{i_I \cdot i_{II}} = \frac{196}{6.3 \times 5.6} = 5.55$	
圆 锥 — 圆 柱 齿 轮 减 速 器 两 级	<p>1. 按等强度条件,并获得最小的外形尺寸,传动比分配按下式计算或按图选取</p> $\lambda z^3 \frac{i^4}{i^2(i+i_I)} = 1$ $\lambda z = \frac{2.25 \varphi_d \varphi_R^2 \sigma_{HlimII}}{(1-\varphi_R) \varphi_R \sigma_{HlimI}} \quad (\lambda z \text{ 值必须给定});$ $c = \frac{d_{2II}}{d_{2I}} \quad (\text{一般取 } c=1 \sim 1.4, \text{为使减速器尺寸最小,取 } c=1 \sim 1.1)$  <p>2. 为了避免圆锥齿轮过大,制造困难,推荐 $i_I \approx 0.25i$, 且 $i_I \leq 3$; 当要求浸入油池中的深度相近时,可取 $i_I \approx 3.5 \sim 4$</p>	<p>φ_d—圆柱齿轮齿宽系数 ($\varphi_d = \frac{b}{d_1}$);</p> <p>$\varphi_R$—圆锥齿轮齿宽系数</p> <p>($\varphi_R = \frac{b}{R}$, b—齿宽, R—锥距);</p> <p>d_{2I}, d_{2II}—圆锥、圆柱齿轮副中大齿轮直径</p>

续表 4-5

减速器类型	计 算 公 式	说 明
圆锥—圆柱齿轮减速器	<p>按等强度条件,并获得最小外形尺寸和重量,传动比分配可按图选取</p>  <p>例:分配 $i=135$ 减速器的传动比。由图 $i_I=4.6, i_{II}=6.8$, 则 $i_{III} = \frac{i}{i_I \cdot i_{II}} = \frac{13.5}{4.6 \times 6.8} = 4.32$</p>	
蜗轮减速器	<p>为满足两级中心距符合 $a_1 \approx \frac{a_2}{2}$ 的关系,通常取</p> $i_I = i_{II} = \sqrt{i}$	
齿轮—蜗轮减速器	<p>因齿轮传动布置在高速级,为获得紧凑的箱体结构和便于润滑,通常取其中齿轮传动比 $i_I \leq 2 \sim 2.5$</p>	
齿轮—蜗轮减速器	<p>因齿轮传动布置在低速级,为使蜗杆传动有较高的效率,应取</p> $i_{II} = (0.03 \sim 0.06)i$	

4.3 有级变速传动系统设计

有级变速是指在一定的变速范围内,输出轴只能得到有限级数的转速。有级变速传动系统常由变速齿轮传动和变速带传动组成,基本的变速装置是二轴变速传动,即在两轴之间使用一个变速组传动,其可实现 2~4 级变速。若要求多于 4 级的变速时,需采用两个或两个以上的变速组组成的多轴传动装置。

4.3.1 转速图

1. 公比、变速范围和级数

对于有级变速传动,当已知最高和最低转速后,中间各级的转速通常接近于等比级数或等差级数排列。图 4-3(a)为一中型车床的传动系统图,包括电机轴在内共有五根轴,轴 II~V 及其传动零件组成了变速装置。在轴 II, III 间有一组三联滑移齿轮传动,在轴 III, IV 和轴 IV, V 之间各有一组双联滑移齿轮传动。电动机的转速为 1440r/min,主轴转速共有 12 级:31.5, 45, 63, 90, 125, 180, 250, 355, 500, 710, 1000, 1440r/min。

以上任意相邻转速之比值近似为一常数,即 $45/31.5 \approx 63/45 \approx 90/63 \approx \dots \approx 1400/1000 \approx 1.41$ 。可见转速是按等比级数排列,公比(或称级比) $\varphi = 1.41$, φ 的取值应符合标准公比。

我国机床专业标准规定了7个标准公比值,即 $\varphi = 1.06, 1.12, 1.26, 1.41, 1.58, 1.78, 2$ 。其他机械在设计中也常采用这个标准。有些机械,如机床、汽车、拖拉机等,由于变速级数较多,且各级使用率相差较大,这时各转速可采用两个以上公比来排列,常用的转速采用较小的公比,不常用转速采用较大的公比。

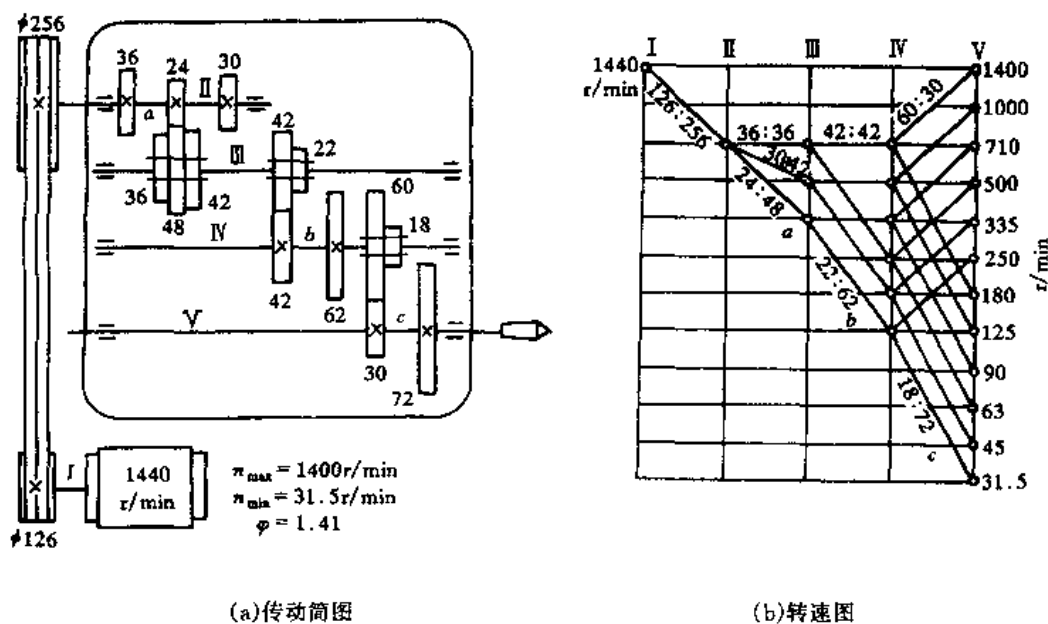


图 4-3 12 级传动系统及其转速图

由于采用等比级数排列能使相邻各级转速的相对损失均匀,使变速系统中的每一传动比都得到充分利用,使变速系统也得到简化,因此在一般机械中多采用等比级数排列,很少采用等差级数安排各级转速。

设按等比级数排列的各级转速为 $n_1, n_2, n_3, \dots, n_z$, 公比为 φ , 则各级转速可表示为: $n_1 = n_{\min}, n_2 = n_1 \varphi, n_3 = n_1 \varphi^2, \dots, n_z = n_1 \varphi^{z-1} = n_{\max}$, z 为级数。因此有

$$\text{变速范围} \quad R_b = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \varphi^{z-1} \quad (4-14)$$

$$\text{公比} \quad \varphi = \sqrt[z-1]{R_b} \quad (4-15)$$

$$\text{级数} \quad z = \frac{\lg R_b}{\lg \varphi} + 1 \quad (4-16)$$

当变速范围 R_b 、公比 φ 和级数 z 这三个参数中已知任意两个时,即可确定其余一个参数。但应注意算出的 φ 应选为标准公比, z 应圆整为整数,并按最终确定的 φ 和 z 修正 R_b 。

2. 转速图

为了清晰地表示变速组内各对传动副的传动比关系,常绘制相应的转速图,如图 4-3(b) 就是图中(a)的转速图。转速图和传动系统的对应关系如下:

① 距离相等的一组竖线表示各传动轴,自左向右依次标注轴号 I, II, ..., 与传动系统图上从动力机到传动系统的输出端的传动顺序相对应。

② 距离相等的一组水平线代表各级转速,从下向上表示由低速到高速依次排列的各级等

比转速数列。

③各轴所具有的转速用该轴与相应转速线相交处的圆点表示。例如图 4-3(b)中表示轴 I 和 II 各有一个转速,轴 III 有 3 个转速,轴 IV 有 6 个转速,轴 V 有 12 个转速。

④相邻两轴之间对应转速的连线,表示一对传动副的传动比。连线向右下方倾斜,表示降速传动,若下斜 x 格则传动比值为 $i = \varphi^x$; 连线向右上方倾斜,表示升速传动,若上斜 x 格则传动比值 $i = 1/\varphi^x$; 水平连线表示等速传动,即 $i = 1$ 。在传动比值中, φ 的指数称为级比指数,在转速图上表示相邻传动比间隔的格数。

4.3.2 二轴变速的传动系统设计

1. 塔轮传动

图 4-4(a)所示为一带传动的塔轮变速组,可实现三级变速。若输入轴 I 以某一固定转速 n_0 旋转时,只要改变传动带的位置,输出轴 II 就可得到三种不同的转速。

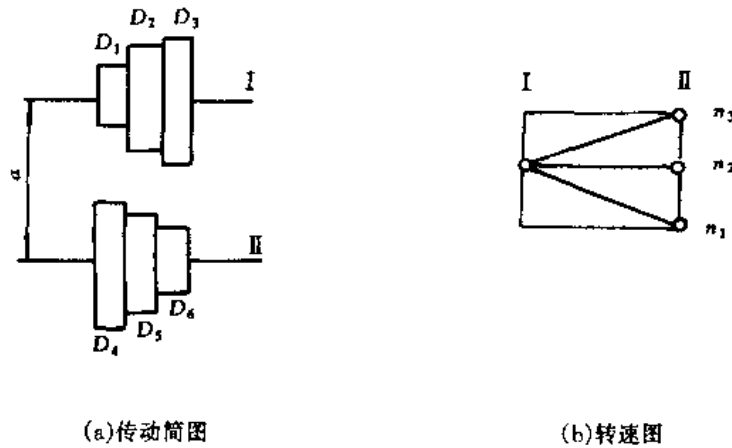


图 4-4 塔轮变速组及其转速图

变速组的传动比分别为: $i_1 = D_4/D_1$, $i_2 = D_5/D_2$, $i_3 = D_6/D_3$; 轴 II 的三种转速为: $n_1 = n_0/i_1$, $n_2 = n_0/i_2$, $n_3 = n_0/i_3$ 。设计时输出轴 II 的相邻传动比若按公比为 φ 的等比级数排列,对于图 4-4 的塔轮变速组,则有

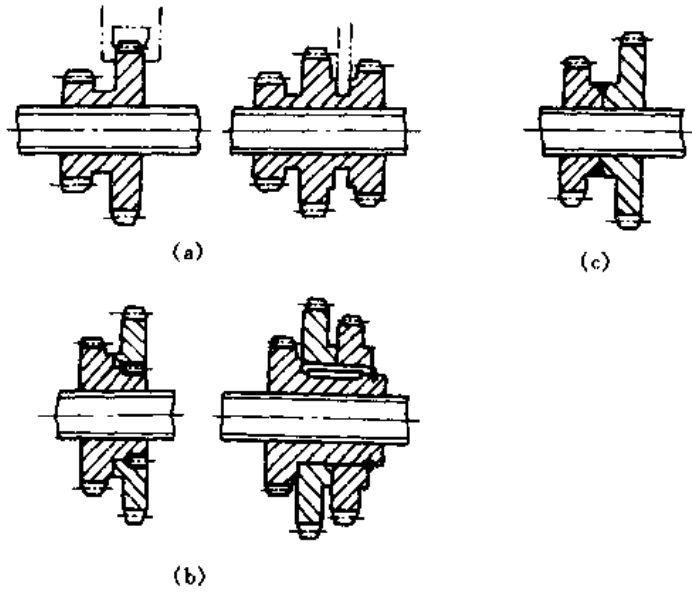
$$n_1 : n_2 : n_3 = i_1 : i_2 : i_3 = \frac{1}{\varphi} : 1 : \varphi$$

转速图如 4-4(b)所示。

2. 滑移齿轮传动

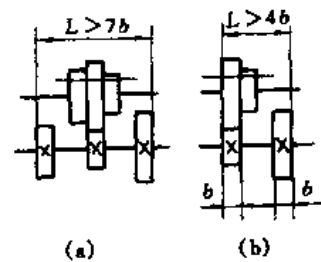
两轴间若有一个双联或三联滑移齿轮变速组就可实现二级或三级变速。双联和三联滑移齿轮的结构有整体式、组合式和焊接式,如图 4-5 所示。滑移齿轮的内孔大多为花键轴孔,利用拨叉使其在花键上滑移,与相应的齿轮啮合进行变速。少数传动系统也有使用多于三联的滑移齿轮,但会加长轴的尺寸,增大滑移阻力。

一般情况下,对变速箱内变速组的极限传动比有一定的限制,为防止被动齿轮的直径过大而增加箱体尺寸,一般限制最大降速比为 $i_{\max} \leq 4$; 升速传动时,为避免扩大传动误差,使传动较为平稳,限制最小升速传动比为 $i_{\min} \geq \frac{1}{2}$ (直齿传动) 或 $i_{\min} = \frac{1}{2.5}$ (斜齿传动)。因此,一个变速组的最大变速范围 $R_b = i_{\max}/i_{\min} = 8 \sim 10$ 。



(a)整体式双联和三联滑移齿轮 (b)组合式双联和三联滑移齿轮 (c)焊接式双联齿轮
图 4-5 双联和三联滑移齿轮

变速组内滑移齿轮应放在转速较高的轴上,以便减小滑移齿轮的尺寸和重量,使操纵省力。滑移齿轮在变速过程中,必须一对处于啮合的齿轮完全脱开后,另一对齿轮才能进入啮合,避免发生运动干涉。因此,如图 4-6 双联齿轮的轴向长度 $L > 4b$,三联齿轮的 $L > 7b$, b 为齿轮的宽度。通常,一对互相啮合的齿轮宽度应该相同,但考虑到操纵机构定位不精确和拨叉因加工和磨损存在的错位等因素,这时可能只有部分齿宽参与工作,会使齿轮发生局部磨损而降低寿命,如果轴向尺寸不要求很紧凑,可以使小齿轮比啮合的大齿轮宽 1~2mm。



(a)三联滑移齿轮 (b)双联滑移齿轮
图 4-6 滑移齿轮的轴向排列长度

3. 折回机构传动

如图 4-7(a)所示的折回机构,输入轴 I 和输出轴 II 上各有一空套的双联滑移齿轮和一个与轴用花键联接的滑移齿轮,双联齿轮在轴向固定不能移动。这种机构有两条传动路线:一条是经轴 I - II 的正向传动路线,可得三个传动比;另一条是经轴 I - II - I - II 的折回传动路线,通过折回路线可得到较大的降速比。图 4-7(a)所示的 4 个传动比如下:

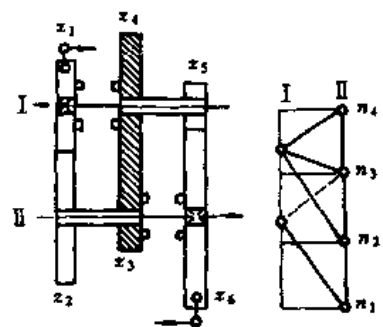
$i_1 = z_2/z_1 \times z_4/z_3 \times z_6/z_5 = i_3 \times (1/i_4) \times i_2$ (通过折回传动路线)

$i_2 = z_6/z_5$ (将 z_1 右移,接合端齿离合器);

$i_3 = z_2/z_1$ (将 z_6 左移,接合端齿离合器);

$i_4 = z_3/z_4$ (将 z_1 右移, z_6 左移,两端齿离合器均接合)

若取极限传动比, $i_4 = 1/2$, $i_3 = 1.4$, $i_2 = 4$, 则 $i_1 = 11.2$, 可获得很大的变速范围 $R_{\max} = i_1/i_4 = 22.4$, 其转速图如图 4-7(b)所示。



(a)传动简图 (b)转速图
图 4-7 折回机构传动

在确定传动折回路线的反向传动副时,如图 4-7(a)的齿轮 3,4 应选择一对正向传动中传动比最小的齿轮,使轴 II 得到最高的转速,而在折回传动时为降速传动。如果折回传动副的正向传动是降速,则反向传动为升速,会使实现折回传动时的总降速比减小。

若折回机构的传动采用 $z_1 = 34, z_2 = 66, z_3 = 52, z_4 = 48, z_5 = 25, z_6 = 75$, 即 $i_1 = 5.38, i_2 = 3, i_3 = 1.94, i_4 = 1.08$, 最小的传动比 i_4 作为折回路线中的一对反向传动副。

4. 背轮机构传动

背轮机构又称单折回机构,如图 4-8(a)所示,运动由轴 I 传入轴 III 输出,轴 I 与轴 III 不是同一轴,但是同轴线。背轮机构有两条传动路线:一条是离合器接合,经轴 I - III 输出;另一条是离合器脱开,经轴 I - II - III 输出。背轮机构的传动比有两个: $i_1 = z_2/z_1 \times z_4/z_3, i_2 = 1$ 。若齿轮的传动比 z_2/z_1 和 z_4/z_3 均取极限值 $i = 4$, 最大的变速范围 $R_{\max} = i_1/i_2 = 16$, 这比通常一组滑移齿轮的变速范围大得多,其转速图如图 4-8(b)所示。

设计背轮机构传动时要注意超速问题。如图 4-8(a)所示,当离合器接合时,因 z_1 是一个滑移齿轮,轴 II 将经齿轮 z_4/z_3 升速,使轴 II 高速空转,将会加大噪声振动和空载发热。在设计中还可采用多级背轮机构传动,这样可获得多级变速。

4.3.3 多轴变速的传动系统设计

当要求转速级数较多时可以串联若干个二轴速组,组成一个多轴变速传动系统。设各二轴变速组的变速级数(即传动副数)为 C_1, C_2, \dots, C_n , 则总的变速级数 C 为

$$C = C_1 \cdot C_2 \cdot \dots \cdot C_n \quad (4-17)$$

在此主要介绍有关多轴变速传动系统运动设计的内容。

1. 拟定转速图

(1)确定变速组及其传动副数 一定变速级数的传动系统若减少变速组的数目,可以缩短传动链,但会增加一个变速组内的传动副数目,并还会因降速过快导致齿轮的径向尺寸过大。例如,18 级的变速系统,按照式(4-17)可以有三种方案:① $18 = 9 \times 2$; ② $18 = 6 \times 3$; ③ $18 = 3 \times 3 \times 2$ 。

为使传动系统中齿轮副总数最少,每个变速组的传动副数最好取 2 或 3,即采用双联或三联齿轮进行变速。在方案①、②和③中分别需用 11, 9 和 8 对齿轮。方案③是比较合理的,虽然较其他两个方案多了一根轴,但因其齿轮对数最少,总的结构尺寸可以减小。

(2)确定传动顺序 传动顺序是指从动力机到执行机构之间各变速组传动副的排列顺序。对于降速传动链的传动顺序应遵循“前多后少”的原则,即传动副数较多的变速组安排在传动顺序前面,传动副较少的变速组安排在后面。传动副较多的变速组安排在前面,可因转速高、扭矩小,而减少传动件的尺寸,节省材料,减少系统的转动惯量。

例如,18 级变速可取方案① $18 = 3 \times 3 \times 2$; ② $18 = 3 \times 2 \times 3$; ③ $18 = 2 \times 3 \times 3$; 按照上述原则,第①方案为好。

(3)确定变速顺序 变速顺序是指基本组和扩大组的排列顺序,若一个变速组内相邻传动

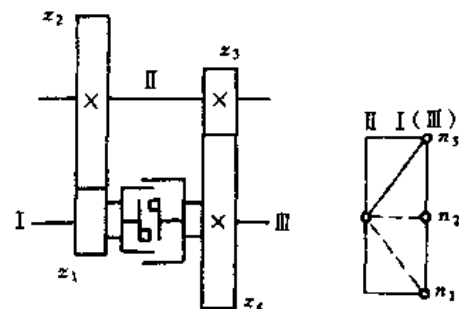


图 4-8 背轮机构传动

比的级比指数为1,称该变速组为基本组;若级比指数大于1,称为扩大组。变速顺序排列宜按照“基本组在前,扩大组在后”的原则,这时各变速组的变速范围应是逐渐增大,在转速图上表现为传动比的连线是“前密后疏”,其优点是可使前面的各轴转速范围较小,使最低转速较高并降低最高转速,有利于减小传动件的尺寸,降低噪声和振动。

图4-9为12级变速的6种方案转速图,图中数字等式表示传动网的结构式,式中括号内的数字表示该变速组的级比指数,其他数字的意义同式(4-17)。按确定变速顺序的原则图4-9(a)为最好方案,其中间轴变速范围小,最低转速较高,传动的扭矩也较小。

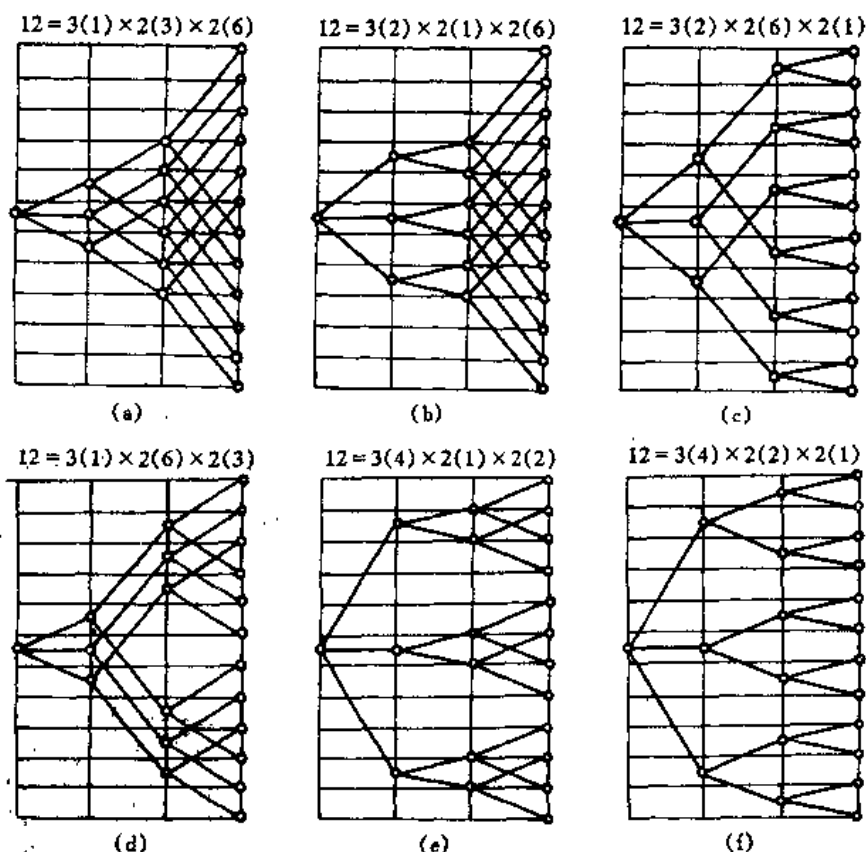


图4-9 12级结构网的各种方案

(4)确定各级传动比 对应一个结构式可以有多个转速图方案,因结构式只能表示传动顺序和变速顺序,而不能确定各个变速组的具体数值。例如,图4-10所示两个转速图,其结构式完全相同,但各变速组的传动比的数值并不相同。在确定传动比时应考虑下述各点:

①各传动比不应超出极限传动比。通常取 $i_{\max} \leq 4$, $i_{\min} \leq 1/2 \sim 1/2.5$, $R_b \leq 8 \sim 10$;对于传动功率较小,速度较低的传动系统,如进给系统,可取 $i_{\max} \leq 5$, $i_{\min} \leq 1/2.8$, $R_b \leq 14$ 。

②尽量提高中间轴的最低转速,分配降速比时应按照“前小后大”的原则,即传动顺序前面的变速组降速慢些,后面的变速组降速快些,这有利于使中间轴的转速较高,减小传动件的尺寸。

③分配传动比时应避免较大的升速传动,因升速传动会使传动误差扩大,引起啮合冲击和噪声,如果在传动链的始端采用较大的升速传动,即将使整个传动系统的噪声增大。

此外,在满足机械运动的要求下,应尽量缩短运动链,这可减少传动件简化结构,减少传动链的积累误差和转动惯量,改善传动系统的动力性能。因此,对高速传动系统更应采用短的传

动链。

完成上述设计计算内容后,可绘制传动系统的转速图,以此作为结构设计的依据。

例 4-1 已知电动机转速1440r/min,工作主轴转速在 $n = 45 \sim 250$ r/min 范围内进行 6 级变速。要求拟定某一车床的变速传动系统。

解

(1)确定结构式 采用两个变速组,根据传动顺序前多后少,变速顺序基本组在前、扩大组在后的原则,选择结构式为 $6 = 3(1) \times 2(3)$ 。

(2)确定传动链中是否需要定比传动副 本例总的降速比 $i = n_0/n_1 = 1440/45 = 32$, 因此根据一对齿轮最大降速比 $i_{\max} \leq 4$ 的限制,至少需要三对降速传动副,考虑总体布置可在电动机和变速箱之间设置一级带传动。

(3)拟定转速图 本例传动系统因降速比很大,拟由两个变速组和两对定比传动副组成。由已知条件可得所需的变速范围 $R_b = n_6/n_1 = 250/45 = 6$, 相应的公比为 $\varphi^{6-1} = 5.6$, 即 $\varphi = 1.41$ 。由式(4-16)得级数 $z = [\lg(n_{\max}/n_{\min})/\lg\varphi] + 1 = [\lg(1440/45)/\lg 1.41] + 1 \approx 11$ 。因此,该传动系统的转速图有 5 根竖线(即 5 根轴)和 11 根水平线组成。按照传动比应是前小后大的原则,本例可取各轴的降速比:轴 I - II 间为 φ , 轴 II - III 间为 φ^2 , 轴 III - IV 间为 φ^3 , 轴 IV - V 间为 φ^4 , 传动系统的末端是一定比传动,这样有利于提高中间轴的转速。最后获得如图 4-11 所示的传动系统转速图。

2. 确定齿轮齿数

转速图确定后,可根据各传动副的传动比计算齿轮的齿数或其他传动件的尺寸。在确定齿数时应特别注意:齿数和过大会导致中心距过大或模数过小。因此,推荐齿数和 $S_z \leq 100 \sim 120$, 常选用在 100 以内;同一变速组内的各对齿轮中心距必须相等;最小齿数的齿轮不发生根切;齿轮和传动轴具有足够的强度和刚度,它们的结构尺寸和中心距不发生干涉。

确定齿轮的齿数时有以下两种情况:

(1)变速组内模数相同时的齿数确定 由于同一变速组内各齿轮的中心距应相等,当模数相同时若采用标准齿轮,则要求各对齿轮的齿数和相等。降速传动时,齿数和应由最小传动比的一对齿轮副确定;升速传动时,应由最大传动比的一对齿轮副确定。按标准齿轮确定的齿数,可能会造成传动比有一定的误差,即与要求的传动比不完全一致。

(2)变速组内模数不同时的齿数确定 若一个变速组内有两种不同的模数 m_1 和 m_2 , 因各对齿轮副的中心距 A 必须相等,设两对齿轮的齿数分别为 z_1, z'_1 和 z_2, z'_2 , 即有

$$A = \frac{1}{2} m_1 (z_1 + z'_1) = \frac{1}{2} m_2 (z_2 + z'_2)$$

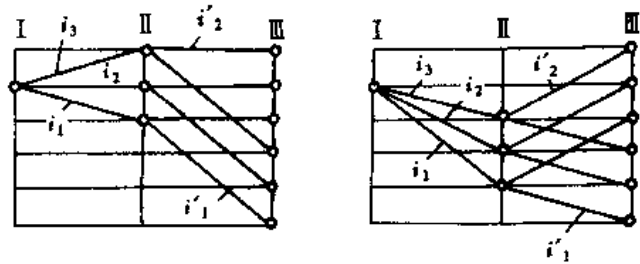


图 4-10 同一结构式的不同转速图方案比较

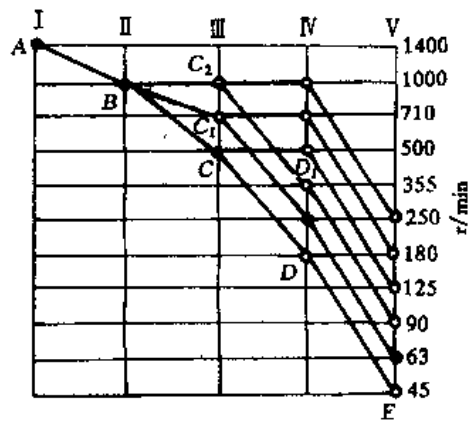


图 4-11 转速图设计举例

$$A = \frac{1}{2} m_2 (z_2 + z'_2) = \frac{1}{2} m_2 S_2$$

则有

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{e_2}{e_1} \quad (4-18)$$

或

$$S_1 = k e_2, S_2 = k e_1 \quad (4-19)$$

式中 e_1, e_2 ——无公因数的整数;

k ——整数。

在确定不同模数的齿轮齿数时,常需经过几次试算才能最后确定,首先确定变速组内的不同模数 m_1 和 m_2 ,然后选择 k 值,计算各齿轮副的齿数和 S_1 和 S_2 ,最后按齿轮副的传动比分配齿数。

例 4-2 已知某双联齿轮变速组,要求的传动比 $i_1 = 4, i_2 = 1/2$,根据两对齿轮传递载荷的实际情况,分别选择模数 $m_1 = 4, m_2 = 3$ 。要求确定两对齿轮的齿数。

解 由式(4-18)得到

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{e_2}{e_1} = \frac{3}{4}$$

为了使齿数和较小,并满足最小齿轮齿数的要求,选取 $k = 30$,则有

$$S_1 = k e_2 = 30 \times 3 = 90, S_2 = k e_1 = 30 \times 4 = 120$$

根据齿轮副的传动比分配齿数

$$i_1 = 4 = \frac{72}{18}, \quad i_2 = \frac{1}{2} = \frac{40}{80}$$

因此,两对齿轮的齿数分别为: $z_1 = 18, z'_1 = 72; z_2 = 80, z'_2 = 40$ 。

3. 确定计算转速

为了保证传动系统各零件的强度和寿命,应根据最大负载转矩进行承载能力计算。在设计可变传动比的传动系统时,尤其对于变速级数较多的情况,应根据机械的作业特点进行具体分析,确定其最大负载转矩。有些常见类型机械已有具体的设计规范和办法,可参照执行。对于有些机械,如金属切削机床,在低转速范围加工时不需要使用机床的全部功率,属于恒转矩负载特性;只有当转速提高到某一值 n_c 以上时,才能达到全部功率传动,这时转矩将随转速的提高而减小,属于恒功率负载特性。上述情况的功率和转矩变化如图 4-12 所示。

计算转速是指机械系统传递全部功率时各传动件对应的最低转速,用 n_c 表示。在计算转速及其以下的各级转速所传递的转矩将达到最大值。因此,通常应按传动件的计算转速确定传动件的最大负载转矩,并以此作为传动件结构尺寸的设计依据。

计算转速的确定对各种机械各不相同,表 4-6 给出了各类机床主轴计算转速的经验公式。

确定主轴的计算转速后,就可以从转速图上得出传动系统中各传动件,如轴和齿轮副的计算转

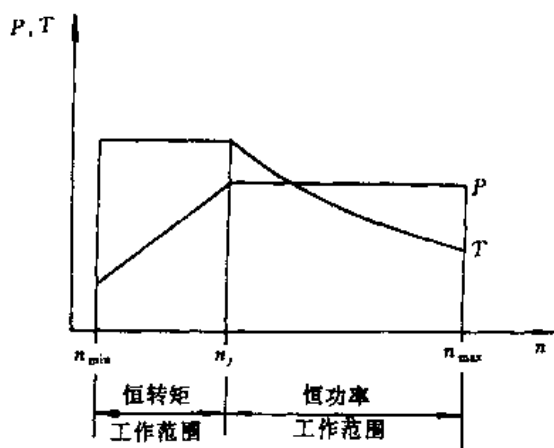


图 4-12 功率转矩特性

速。

对于图 4-11 中的传动系统按表 4-6 查得主轴(轴 V)的计算转速为

$$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{5}{3}-1} = 45 \times 1.41^{\frac{5}{3}-1} = 63 \text{r/min}$$

轴 IV 的计算转速为 250r/min; 轴 III 的 C 点有两个链 CD 和 CD₁, 虽然 CD 传动链不能传递电动机的全部功率, 但 CD₁ 传动链则可以。因此, 轴 III 的计算转速为 C 点对应的转速 500r/min, 轴 II 的计算转速为 1000r/min。图 4-11 中的黑点表示各轴的计算转速。

表 4-6 各类机床的主轴计算转速

机床类型		计算转速 n_j	
		等公比传动	混合公比或无级调速
中型通用机床和用途较广的半自动机床	车床, 升降台铣床, 转塔车床, 液压仿形半自动车床, 多刀半自动车床, 单轴自动车床, 多轴自动车床, 立式多轴半自动车床 卧式铣镗床($\phi 63 \sim 90 \text{mm}$)	$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{5}{3}-1}$ n_j 为主轴第一个(低的)三分之一转速范围内的最高一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.3}$
	方式钻床, 摇臂钻床	$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{4}{4}-1}$ n_j 为主轴第一个(低的)四分之一转速范围内的最高一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.25}$
大型机床	卧式车床($\phi 1250 \sim 4000 \text{mm}$) 单柱立式车床($\phi 1400 \sim 3200 \text{mm}$) 单柱可移动式立式车床($\phi 1400 \sim 1600 \text{mm}$) 双柱立式车床($\phi 3000 \sim 12000 \text{mm}$) 卧式铣镗床($\phi 110 \sim 160 \text{mm}$) 落地式铣镗床($\phi 125 \sim 160 \text{mm}$)	$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{5}{3}}$ n_j 为主轴第二个三分之一转速范围内的最低一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.35}$
	落地式铣镗床($\phi 160 \sim 260 \text{mm}$) 主轴箱可移动的落地式镗铣床($\phi 125 \sim 300 \text{mm}$)	$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{2}{2.5}}$	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.4}$
高精度精密机床	坐标镗床 高精度车床	$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{4}{4}-1}$ n_j 为主轴第一个(低的)四分之一转速范围内的最高一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.25}$

4.4 无级变速传动系统设计

4.4.1 概述

1. 无级变速传动的应用范围

通常在遇到下列情况时应考虑采用无级变速传动。

(1)要求转速在工作中连续变化 例如各种卷绕机要求保持恒定的卷绕线速度,从而保证恒定的张力,这就要求主轴转速能随卷径的变化自动地无级变速。

(2)寻求机械的最佳工作速度 许多自动机都采用无级变速传动,当原材料的性能、环境条件或工艺参数发生变化时,可以随时调整执行机构的工作速度,使自动机处于最佳工作状态。

(3)带负载启动的机械要求在低速下平稳启动 例如汽车、火车和一些重型机械要求满载启动和变速平稳,采用无级变速传动,可在很低的速度下启动,然后逐渐平稳地升至工作速度。

(4)需要协调机械系统中几个执行构件之间的运动速度 例如在冶金厂的连轧生产中,为保持轧制速度恒定,要求轧辊的转速和压下速度实现无级调速。

2. 无级变速传动的类型

无级变速传动主要有机械无级变速传动、流体无级变速传动和电力无级变速传动三种类型,它们的特点和应用分别见表 4-7、4-8 和表 4-9。

表 4-7 机械无级变速传动的特点和应用

形式	定轴式				行星式	脉动式	制动耗能 (滑差)式
	无中间体的		有中间体的				
	改变主动轮工作直径	改变从动轮工作直径	同时改变主、从动轮工作直径	改变中间滚轮工作直径			
传动原理	多借摩擦力(包括油膜的切应力)传动,改变传动构件间的长度(工作直径)比例进行变速 传动能力受加压机构和滚轮强度以及润滑油性能的限制				基本原理和定轴式相同,并利用行星传动原理	用棘轮或单向超越离合器将可调幅的中间摆动件变为单向的脉动输出 传动能力受超越离合器限制	借改变制动力进行耗能来实现变速
特点	结构简单,可制成系列化的独立部件,适应性强,维护方便;滑动率 $\epsilon < 3\% \sim 5\%$, 在实现恒功率变速方面比电气、流体无级调速好 除少数可停车变速外,均需在运行时变速 对材料、热处理、加工精度、润滑油的要求高 适用于中、小功率传动				在零转速附近,机械特性差,滑动率 $\epsilon < 7\% \sim 10\%$, 可扩大传递功率和变速范围	输出为不等速的旋转运动,变速稳定 适于中、低速小功率传动	结构简单,效率低,寿命短,变速不稳定
运动特征	R_b	3~5	<3	<16 (25)	<17 (20)	<40	>6
	升、降速	升、降				降	
动力参数	反转	可	可	不能	不能	可	不能
	P_{max}/kW	<40	多盘式达 300	40	40	75	18
	η	0.50	~0.85	0.75~0.95	0.80~0.93	0.60~0.80	0.20~0.85
机械特性	见有关资料					$T \approx \text{常数}$	

续表 4-7

形 式	定 轴 式				行 星 式	脉 动 式	制 动 耗 能 (滑 差) 式
	无 中 间 体 的		有 中 间 体 的				
	改 变 主 动 轮 工 作 直 径	改 变 从 动 轮 工 作 直 径	同 时 改 变 主、从 动 轮 工 作 直 径	改 变 中 间 滚 轮 工 作 直 径			
应 用 举 例	食 品、化 纤、纺 织、橡 胶、制 烟 等 机 构，机 床，搅 拌 机，运 算 机 构		机 床 主 传 动、进 给 机 械，航 空、汽 车 工 业，电 源 及 振 动 试 验 台	机 床，纺 织、化 工、 印 染、钟 表 等 机 械，工 程 机 械，电 工 机 械	机 床 进 给 系 统、主 传 动 系 统，变 速 电 机，化 工、塑 料 机 械，试 验 设 备	食 品 机 械， 电 子 部 件 装 配 线，热 加 工 运 输 线	旧 式 纺 织 机 械，现 已 少 用

表 4-8

流体无级变速传动的特点和应用

形 式	阀 控 式 (节 流 调 速)	泵 控 式 (容 积 调 速)	阀-泵 联 控 式 (容 积 节 流 调 速)	调 速 型 液 力 耦 合 器	液 力 变 矩 器	
工 作 原 理	用 阀 改 变 流 体 (液、气) 进 出 口 流 量 进 行 调 速	改 变 泵 的 有 效 工 作 容 积 进 行 调 速	阀 控 与 泵 控 两 类 调 速 联 合 应 用	改 变 喷 嘴 阀 门 的 开 度 或 改 变 导 管 的 位 置，以 改 变 工 作 腔 的 充 油 量 进 行 调 速	改 变 叶 片 角 度、 充 油 量 或 系 轮 转 速 进 行 调 速	
特 点	结 构 简 单，成 本 低 速 度 随 载 荷 变 化，效 率 低，温 升 高，有 噪 声	效 率 较 高，功 率 使 用 合 理 结 构 较 复 杂，成 本 较 高，有 噪 声 (高 压 时 尤 甚)	效 率 较 高，温 升 较 低 有 噪 声	快 速 性 好，可 自 动 变 速；有 吸 振 和 缓 冲 作 用		
运 动 特 征	R_b	5~100	4~100	5~50(100)	3~10(14)	0~全速(高效率 2~3)
升、降 速	降					
反 转	用 换 向 阀 实 现	用 双 向 变 量 泵 或 换 向 阀 实 现	用 换 向 阀 实 现	不 能	不 能	
动 力 参 数	P_{max}/kW	10	550	50	10000	3000
η	0.20~0.65	0.80~0.90	0.40~0.80	≈ 0.96	≈ 0.87	
机 械 特 性	较 硬	$\eta \approx$ 常 数，硬	较 硬	较 硬	软	
应 用 举 例	用 于 速 度 要 求 较 稳 定、载 荷 变 化 不 大 的 小 功 率 传 动，如 磨 床、车 床 进 给 系 统	用 于 较 大 功 率 传 动，如 拉 床、起 重 机、车 辆	用 于 中 等 功 率 传 动，如 金 属 切 削 机 床	水 泵、鼓 风 机、 船 舶、冲 剪 机 床、 立 式 车 床、燃 气 轮 机 组、带 式 输 送 机	小 客 车、重 型 自 卸 卡 车、军 用 履 带 车、工 程 机 械、石 油 化 工 机 械、林 业 机 械	

表 4-9

电气无级调速传动的特点和应用

形式	传动原理	特点	运动特征			动力参数		应用举例	
			R_b	升降速	反转	P_{max} /kW	机械特性		
直 流 传 动	改变磁通调速	在励磁回路中串入电阻或并入分路电阻,或改变励磁供电电压,以减弱磁通进行调速	调速性能好;采用晶闸管整流装置供电体积小,效率高,噪声低;采用有调节器的控制系统可大大提高调速精度和机械特性;采用电子线路控制的宽调速直流伺服电机调速,调速范围可达 2×10^4	1.5~2 (3~4)	升	可		$P = \text{常数}$	轧辊磨床传动系统,切纸机
	改变电枢电压调速	用可调电压的直流电源,改变电枢电压调速		2.5~12	降	可		较硬	机床,印染、造纸机械,轧钢机主传动,大型起重机
	复合调速	上述两种调速方法的结合,基速下采用调压,基速上采用调磁	10^4 设备复杂,成本高,维护要求高	10~40	升、降	可			初轧机主传动,卷取机,龙门刨、龙门铣等重型机床的调速系统
交 流 传 动	电磁滑差离合器调速	在异步电动机与工作机间,加一电磁滑差离合器,改变其励磁电流来调速,常用测速反馈稳定其转速	结构简单,成本低,工作平稳,能吸振,寿命长,操纵容易,维护简便 滑动量大时,效率低,需有良好的冷却与密封装置;无制动力矩	3~10	降	不能	160	$T \approx \text{常数}$ 自然性软,测速反馈后得硬特性	纺织、印染、化工、造纸等机械
	调压调速	改变调压电动机或绕线型异步电动机的供电电压来调速,需用测速反馈稳定其转速	设备较简单,成本较低,能实现四象限运行,快速性好 效率与转速成正比,低速时效率低;轻载时失控	10	降	可	100		用于频繁启动、低速运行时间较短的传动,如起重运输机械
	串级调速	在绕线型异步电动机转子回路中,接入一反电势(晶闸管逆变器或辅助机),改变反电势大小进行调速	传动效率较高,一般只在第一象限工作,否则装置很复杂 功率因数较低,维护较难	2~4	降	不能	2500	较硬	大、中功率的鼓风机、空气压缩机、水泵、水泥窑、矿井提升机、带飞轮的机组
	变频调速	由晶闸管变频器及其调速控制系统组成变频电源,向交流电动机供电,通过变频调速	能实现四象限运行,效率较高;体积小,质量(重量)轻 装置复杂,对元件的动态参数要求高,成本高,维护要求高	10~12	升、降	可	5000	硬	用于鼓风机、水泵,以及有冲击载荷的传动(如港口机械);还可用于多电机协调工作(如辊道);采用直接变频时可用于低速重载传动,如水泥磨
	换向器电动机	移动电刷调压调速	体积较大,调速范围较小,维护较难	3~4	升、降			$T = \text{常数}$	纺织、印刷机械

续表 4-9

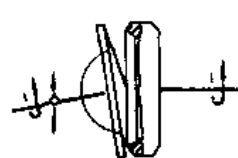
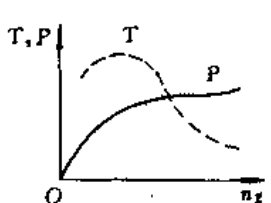
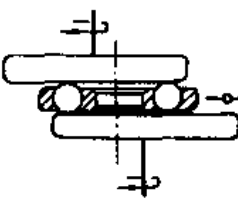
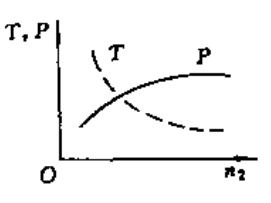
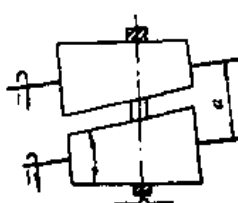
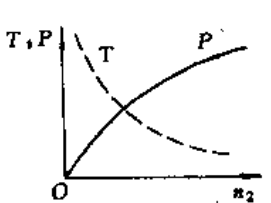
形式	传动原理	特点	运动特征			动力参数		应用举例
			R_b	升降速	反转	P_{max} /kW	机械特性	
交流传动 无换向器电动机	采用具有磁极位置检测器的同步电动机,由晶闸管变换装置供电的自同步控制变频调速系统	能实现四象限运行,调速范围宽,效率高 装置较复杂,低速时转矩有脉动,过载能力低	10		可		$T = \text{常数}$ 测速反馈后得硬特性	能在一定范围内取代直流调速,并能高速驱动,如泵类、鼓风机、轧钢机、化工和印刷机械等

4.4.2 机械无级变速装置的调速特性

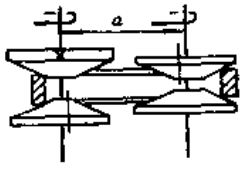
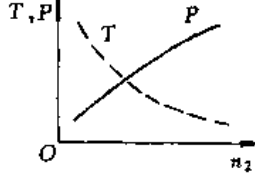
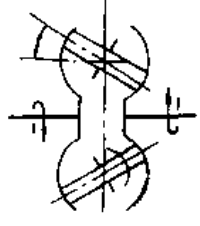
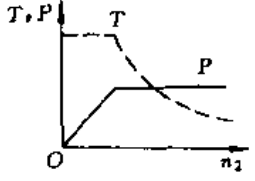
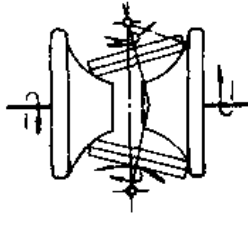
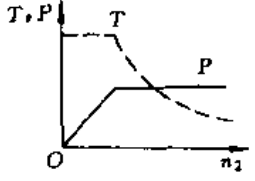
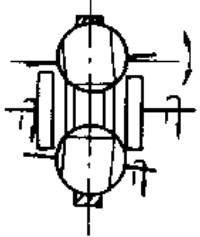
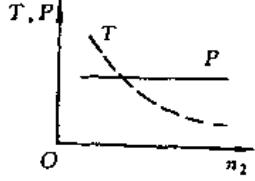
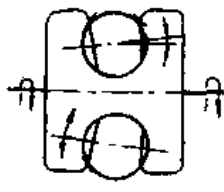
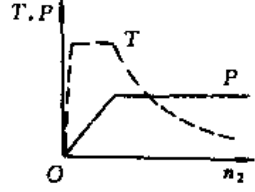
1. 机械无级变速装置的机械特性

常用的机械无级变速装置(包括无级变速机构和无级变速器等)的机械特性是指在一定的输入转速下,输出轴的功率或转矩与转速之间的关系。表 4-10 给出了常用机械无级变速机构的基本工作原理和机械特性。

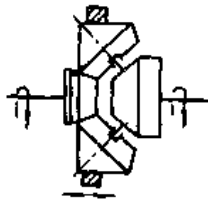
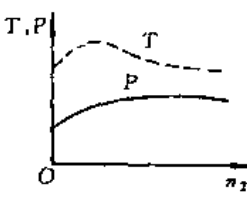
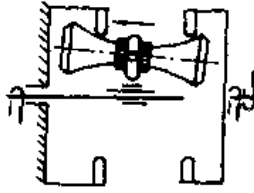
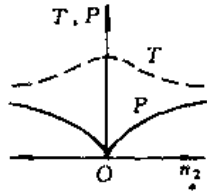
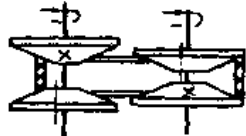
表 4-10 常用机械无级变速机构的机械特性

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
1. 锥盘环盘式			$i = 1.2 \sim 12; R_b \leq 10, P \leq 7.5 \text{ kW};$ $\eta = 0.5 \sim 0.92$ 平行轴或相交轴, 降速型, 可在停车时调速; 用于食品机械、机床、变速电机等。
2. 钢球平盘式			$i = \frac{2}{3} \sim 20; R_b \leq 25;$ $P \leq 0.25 \sim 1.1 \text{ kW}; \eta \leq 0.85$ 平行轴, 升降速型; 用于计算机、办公及医疗设备、小型机床
3. 长锥钢环式			$i = 0.5 \sim 2; R_b \leq 4; P \leq 3.7 \text{ kW};$ $\eta \leq 0.85$ 平行轴, 升降速型; 用于机床、纺织机械等

续表 4-10

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
4. 钢环分离锥式			$i = \frac{1}{3.2} \sim 3.2; R_b \leq 10(16);$ $P \leq 0.2 \sim 10 \text{ kW}; \eta = 0.75 \sim 0.9$ 平行轴, 对称调速型, 钢环自紧加压; 用于机床、纺织机械、轻工机械等
5. 杯轮环盘式			$i = \frac{1}{3.5} \sim 10; R_b \leq 4 \sim 12;$ $P = 0.5 \sim 30 \text{ kW}; \eta = 0.8 \sim 0.95$ 同轴线, 升降速型; 用于航空工业
6. 弧锥环盘式			$i = 0.45 \sim 4.5; R_b \leq 6 \sim 10;$ $P \leq 0.1 \sim 40 \text{ kW}; \eta = 0.9 \sim 0.92$ 同轴线或相交轴, 升、降速型; 用于机床、拉丝机等
7. 钢球外锥轮式			$i = \frac{1}{3} \sim 3; R_b \leq 9; P \leq 0.2 \sim 11 \text{ kW};$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 同轴线, 升、降速型, 对称调速; 用于纺织、电影机械、机床等
8. 钢球内锥轮式			$i = 0.5 \sim 1.0; R_b \leq 10 \sim 12(20);$ $P \leq 0.2 \sim 5 \text{ kW}; \eta = 0.85 \sim 0.90$ 同轴线, 升、降速型, 可逆转; 用于机床、电工机械、钟表机械、轻工机械、转速表等

续表 4-10

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
9. 转臂输出行星锥式			$i = 4 \sim 6; R_b \leq 4; P \leq 15 \text{ kW};$ $\eta = 0.6 \sim 0.8$ 同轴线, 降速型; 用于机床、变速电机等
10. 行星弧锥式			$i = 1.2 \sim 4;$ $R_b \approx \infty; P \leq 5 \text{ kW};$ $\eta = 0.75$ 同轴线, 降速型, 可逆转, 有零输出转速但特性不佳, 可在停车时调速, 用于化工、塑料机械、试验设备等
11. 普通 V 型带、宽 V 型带、块带式		视加压弹簧位置而异, 在主动轮上加压时近似恒功率, 在从动轮上加压时近似恒转矩	$i = 0.25 \sim 4$ (宽 V 型带、块带); $R_b = 3 \sim 6$ (宽 V 型带); $P \leq 55 \text{ kW};$ $R_b = 2 \sim 10(16)$ (块带式); $P \leq 44 \text{ kW};$ $R_b = 1.6 \sim 2.5$ (普通 V 型带); $P \leq 40 \text{ kW};$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 平行轴, 对称调速, 尺寸大; 用于机床、印刷机械、电工、橡胶、农机、纺织、轻工机械等

2. 无级变速装置的调速范围

无级变速装置在调(变)速过程中传动比是连续变化的, 其变速范围可按下述方法计算:

(1) 输入转速固定情况 若输入轴(或主动轴)转速为 n_r (或 n_1)、输出轴(或从动轴)的转速为 n_c (或 n_2), 无级变速装置的传动比 i_x 为

$$i_x = \frac{n_r}{n_c} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (4-20)$$

式中 r_1, r_2 ——主动轮、从动轮半径。

若输出轴的最大转速为 $n_{c\max}$, 最小转速为 $n_{c\min}$, 则调速范围 R_b 为

$$R_b = \frac{n_{c\max}}{n_{c\min}} = \frac{n_r/i_{\min}}{n_c/i_{\max}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \quad (4-21)$$

式中 i_{\max}, i_{\min} ——无级变速装置的最大和最小传动比。

此种情况的转速图如图 4-13(a)所示。

(2) 输入转速部分可调情况 若输入转速的调速范围为 R_r , 无级变速机构的调速范围为 R_b , 此时的调速范围 R'_b 为

$$R'_b = R_r \cdot R_b \quad (4-22)$$

其转速图如图 4-13(b)所示。由图可见,输出转速范围可能要重叠一部分,这可防止因无级变速机构的速度损失而使转速范围中断。

(3)无级变速机构后装有级变速传动装置情况其调速范围 R'_b 为

$$R'_b = \frac{n_{c\max}}{n_{c\min}} = \frac{\left(\frac{n_r}{i_{\min}}\right) / i_{f\min}}{\left(\frac{n_r}{i_{\max}}\right) / i_{f\max}} = R_b \cdot R_f \quad (4-23)$$

式中 R_b ——无级变速机构的调速范围,

$$R_b = i_{\max} / i_{\min};$$

R_f ——后装有级变速传动装置的调速范围;

$i_{f\max}, i_{f\min}$ ——后装有级变速传动装置的最大和最小传动比。

其转速图如图 4-13(c)所示。

4.4.3 无级变速传动系统的设计原则和应用举例

1. 无级变速传动系统的设计原则

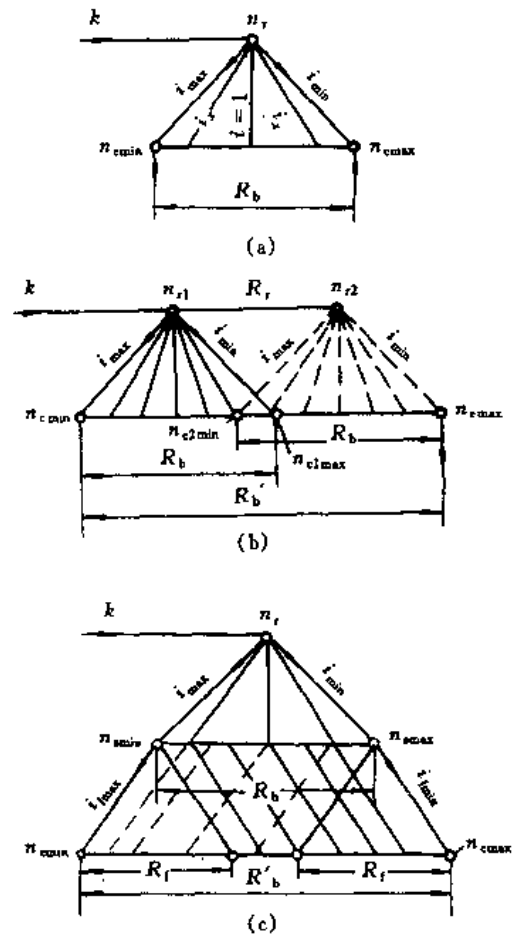
无级变速传动系统设计可遵循以下原则:

①若要求的机械特性和调整范围能得到满足,可直接选用已有的无级变速器产品或自行设计相应的无级变速机构;

②若无级变速机构或无级变速器的机械特性符合要求,但变速范围不能满足要求时,可将有级变速机构(如交换齿轮、滑移齿轮、多速电机等)与其串联,以扩大变速范围。串联时宜将无级变速机构置于高速端。

③若无级变速装置的机械特性都不能符合设计要求,则可改用电力无级变速传动或流体无级变速传动。在多种无级变速方案都可应用时应作经济性比较,从中择优。

对于数控机床或重型机床,已广泛采用无级变速。如图 4-12 所示,在机床设计中恒功率变速范围常是恒转矩变速范围的 2~4 倍。机床中常用直流或调速电动机进行调速,直流并激电动机从额定转速 n_N 向上至最高速 n_{\max} 是用调节磁场电流(简称调磁)的方法调速,是属于恒功率调速;从 n_N 向下至最低转速 n_{\min} 是用调节电枢电压(简称调压)的方法调速,是属于恒转矩调速。通常,额定转速 $n_N = 1000 \sim 2000 r/min$ 时,恒功率调速范围为 2~4,恒转矩调速范围为几十甚至超过 100。交流变频调速电动机额定转速 $n_N = 1000 \sim 2000 r/min$ 时,从 n_N 向上至 n_{\max} 为恒功率,调速范围为 3~5;从 n_N 至 n_{\min} 为恒转矩,调速范围可为几十甚至超过 100。交流调速电动机由于无电刷,能达到的最高转速比同功率的直流电动机高、磨损和故障少,目前已在中、小功率范围内占有优势。



(a)输入转速固定
(b)输入转速部分可调
(c)无级变速机构后装有级变速装置

图 4-13 无级变速装置的转速图

伺服电动机和脉冲步进电动机都是属于恒转矩的,而且功率不大,只能用于机床中的直线进给运动和辅助运动的调速。

2. 设计举例

例 4-3 有一台数控机床,主轴的转速最高为 4000r/min,最低为 30r/min,计算转速为 150r/min,最大切削功率为 5.5kW,采用交流变频调速电动机传动,额定转速为 1500r/min,最高转速为 4500r/min。要求设计无级变速传动系统并选择电动机功率。

解 主轴要求恒功率的调速范围 $R'_b = 4000/150 = 26.7$,电动机的恒功率调速范围 $R_b = 4500/1500 = 3$ 。由此可见,主轴要求的恒功率调速范围远大于电动机所提供的范围,故必须设置有级变速传动机构。

如取有级变速传动的公比 $\varphi_f = R_b - 3$,则有如下关系

$$R'_b = \varphi_f^Z R_b = \varphi_f^Z$$

Z 为有级变速部分的转速级数。

$$Z = \frac{\lg R'_b}{\lg \varphi_f} = \frac{\lg 26.7}{\lg 3} = 2.99$$

取 $Z = 3$ 。传动系统和转速图见图 4-14 (a)和(b)。图 4-14(c)为主轴的功率特性。从图(b)可看出,经齿数比 35/77 的定比传动降速后,如经 82/42 传动主轴,则当电动机转速从 4500 降至 1500r/min (恒功率区),主轴转速从 4000 降至 1330r/min,在图(c)中就是 AB 段;主轴转速再需下降时由变速箱变速,经 49/75 传动主轴。电动机又恢复从 4500r/min 降至 1500r/min,主轴则从 1330 降至 440 r/min,在图(c)中就是 BC 段;同样,当经 22/102 传动主轴时,主轴转速为 440 ~ 145r/min,图(c)中是 CD 段。可见,主轴从 4000~145r/min 的恒功率是由图(c)中的 AB,BC,CD 三段连接起来的。从 145 至 30r/min,电动机从 1500 降至 310 r/min,是属于恒转矩区,图(c)中为 DE 段。如果取总效率 $\eta = 0.75$,则电动机功率 $P = 5.5/0.75 = 7.3\text{kW}$ 。可选用相应型号的交流变频调速电动机,连续额定输出功率为 7.5kW。

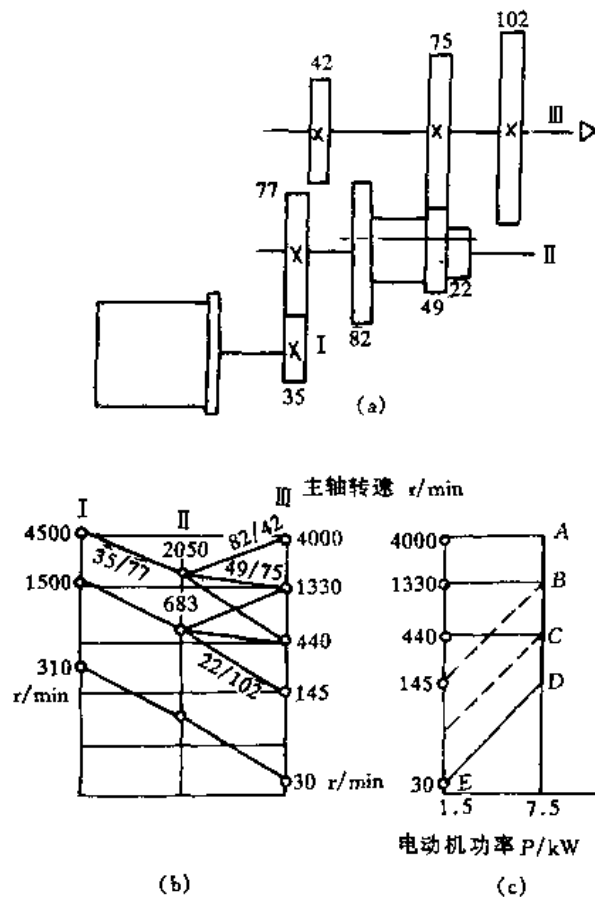


图 4-14 无级变速传动系统设计举例

第5章 机械的执行系统设计

5.1 执行系统的功能及分类

执行系统是机械系统中的一个重要组成部分,是直接完成机械系统预期工作任务的部分。执行系统由执行构件和与之相连的执行机构组成。

执行构件是执行系统中直接完成工作任务的零部件,它或是与工作对象直接接触并携带它完成一定的动作(如夹持、搬运、转位等),或是在工作对象上完成一定的动作(如喷涂、洗刷、锻压等)。执行构件往往是执行机构中的一个构件,它的动作由与之相连的执行机构带动,其结构、强度和刚度,运动形式和精度,可靠性与使用寿命不仅取决于整个机械系统的工作要求,而且也与执行机构的类型及其工作特性有关。

5.1.1 执行系统的功能

执行机构的作用是传递和变换运动与动力,即把传动系统传递过来的运动与动力进行必要的变换,以满足执行构件的要求。

执行机构变换运动,就其变换形式来说,常见的有转动变换为移动或摆动,或反之。就变换的节拍来看,则可分为将连续运动变换为不同形式的连续运动或间歇运动。

执行系统是在执行构件与执行机构协调工作下完成指定任务的。虽然工作任务多种多样,但执行系统的功能归纳起来有以下几种。

1. 夹持功能

在加工或搬运一个工件时,夹持动作是不可少的,它保证工件在被加工时与执行构件没有发生相对运动。通常把直接夹持住工件的执行构件称为“手指”、“卡盘(爪)”。

图 5-1 为离心式夹持机构。车床离心式夹头,卡盘 1 装在车床主轴上;主轴转动时,重块 2 的离心力使夹头 3 夹紧(图 5-1(a))或涨紧(图 5-1(b))

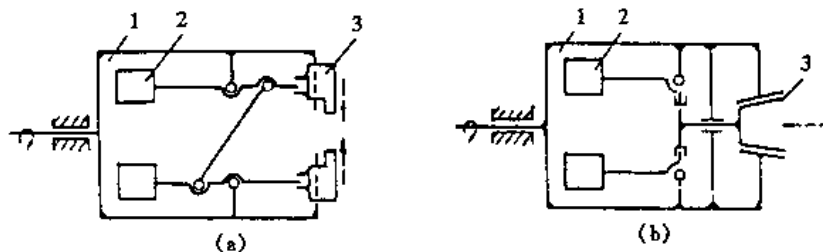


图 5-1 离心式夹压机构

1—卡盘;2—重块;3—夹头

图 5-2 为铰链杠杆式夹持机构。夹持力随被夹工件尺寸的变化而变化,角 α 越小夹持力越大,一般 $\alpha = 10^\circ \sim 25^\circ$ 。

图 5-3 为利用死点的自锁夹持机构。图 5-3(a),逆时针方向转动手柄 1,使其与连杆 2 成

一直线,这时机构处于死点位置,摇杆3对工件进行夹紧。图5-3(b),转动手柄2,使其与摇杆3成一直线,此时机构处于死点位置而自锁。

图5-4为双向加压的齿轮齿条机构。打包机中齿轮1回转时,使与之啮合的齿条2,3的移动方向相反,可完成例如紧包的動作。

图5-5为几种机械手的夹持机构。如图5-5(a)所示杠杆

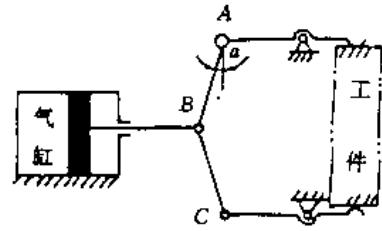


图 5-2 铰链杆式夹紧机构

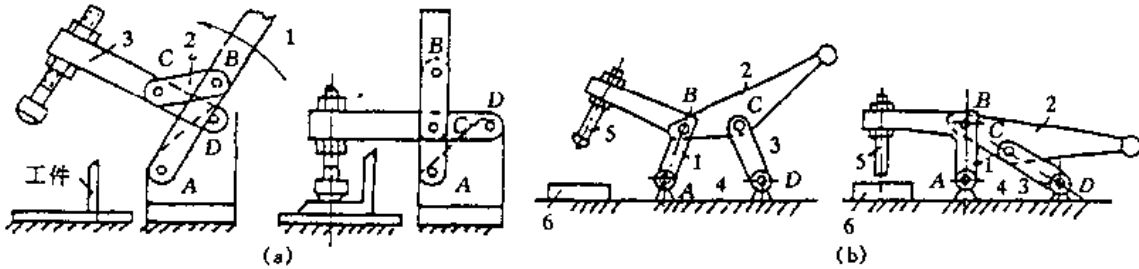


图 5-3 利用死点的自锁夹紧机构

(a) 1—手柄 2—连杆 3—摇杆

(b) 1,3—摇杆 2—手柄 4—工件台 5—夹紧杆 6—工件

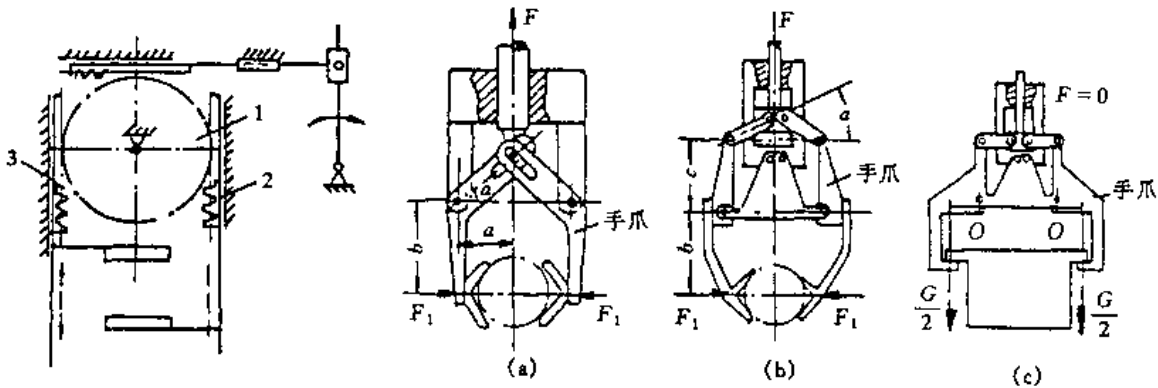


图 5-4 双向加压的齿轮-齿条机构

1—齿轮 2,3—齿条

图 5-5 几种机械手的夹持器

滑槽式,结构简单,动作灵活,手爪开闭角度大。若尺寸 a, b 和拉力 F 一定时,增大 α 角可使夹紧力 F_1 增大,但 α 过大会导致气缸行程过大,一般选取 $\alpha = 30^\circ \sim 40^\circ$ 。

图5-5(b)为连杆式,可产生较大的夹紧力,各杆件为铰链联接,磨损较小,但结构较复杂,适用于抓取重量较大的工件。若尺寸 b, c 和推力 F 一定时,减小 α 角可增大夹紧力 F_1 。当 $\alpha = 0$ 时,利用死点能自锁,此时去掉外力 F ,重物不会把手爪推开而脱落。

图5-5(c)为自锁式,由于手爪回转中心 O 在重力作用线 $G/2$ 的内侧,手爪挂上工件后,工件自重对 O 点产生的力矩使手爪自动夹紧工件而不会脱开。用于搬运较大工件。

有关夹持功能的机构还有很多,在此不一一列举。

2. 搬运功能

搬运是指把工件从一个位置移送到另一个位置,但并不限定移送路线的动作,常见于生产

自动线或自动机械中。

图 5-6 为飞机起落架机构。实线位置是轮子落地时的情况,飞机起飞后双摇杆机构 $ABCD$ 运动到双点划线 $AB'C'D$ 位置,使轮子收藏起来,减少空气阻力。

图 5-7 为车门开闭机构, ABC 为摇杆滑块机构,当气缸带动摇杆 AB 转动到 AB' 位置时,左车门 BC (机构中的连杆) 被打开到 $B'C'$ 位置。通过反平行四边形机构 $AEFA_1$, 使右车门实现联动,反向转动相等的角度。

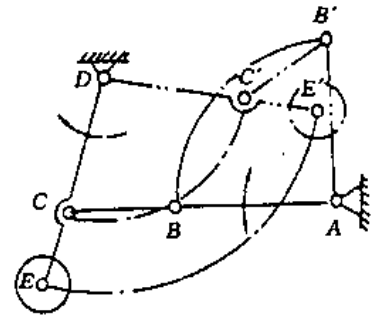


图 5-6 飞机起落架机构

搬运机构还有很多种类,但是需要指出的是,搬运机构只注重工件被搬运前的位置和被搬运后需要达到的位置,而与搬运时行走的路线关系不大。

3. 输送功能

输送是指将工件按给定的路线,从一个位置运送到下一个指定位置。按其输送路线不同可分为直线输送、环形输送及空间输送;按输送方式又可分为连续输送和间歇输送。连续输送常用于矿砂、煤炭、谷物及某些物料的输送;间歇输送常用在生产自动线上,使工件在工位上停顿一段时间,以便进行工艺操作。

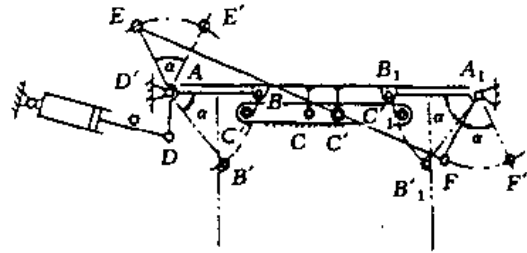


图 5-7 车门开闭机构

图 5-8 为一种间歇式直线输送装置。气缸 4 推动棘爪 5 前进,棘爪 5 驱动棘轮 3 转动,与棘轮同轴固联的链轮 2 带动特制链条 1 使装配输送带沿直线作间歇位移。如将上述装置的链轮与连续旋转的构件相联,则输送带可沿直线连续输送。

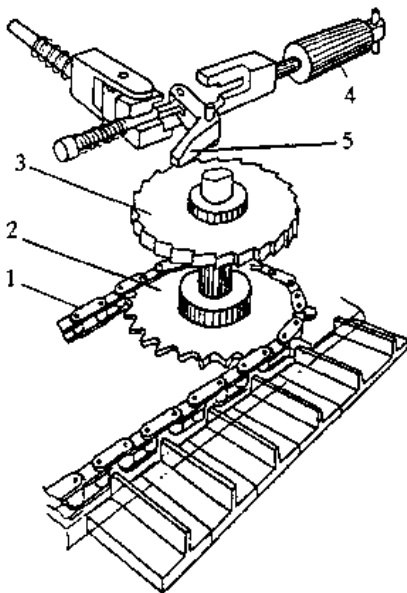


图 5-8 直线输送装置

1—链条 2—链轮 3—棘轮 4—气缸 5—棘爪

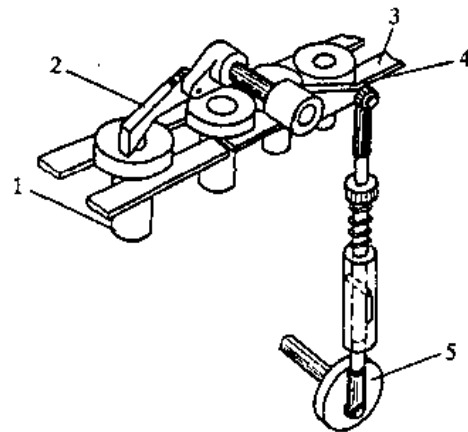


图 5-9 直线导轨式输送装置

1—工件 2—棘爪 3—导轨 4—摇杆 5—偏心轮

图 5-9 为一种以偏心轮驱动的直线导轨式输送装置。工件 1 被振动式贮料斗送到直线振荡器(图中未示出),然后进入固定导轨 3,在偏心轮 5 的推动下,使摇杆 4 摆动,摇杆另一端与

棘爪 2 铰接,棘爪推动工件 1 沿导轨 3 输送到下一工位。

4. 分度与转位功能

分度与转位功能表面上看相当于间歇输送的一种,但是实质上,它们二者有很大的区别。分度与转位功能是指工件在达到预定位置后,根据加工工艺的要求所作的相对某一位置的转动。

加工齿轮时需要进行分度,六角车床的刀架要能转位换刀,转台式装配机械的工作台也需要转位和分度等。

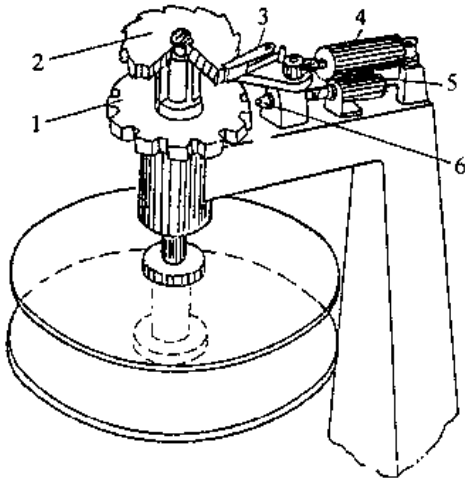


图 5-10 棘轮机构带动的回转工作台
1—分度盘 2—棘轮 3—棘爪 4—分度气缸
5—定位气缸 6—定位栓

图 5-10 为一由棘轮机构带动的回转工作台,其分度、转位过程如下:当要分度时,气缸 5 带动定位栓 6 从分度盘 1 的切口退出,气缸 4 推动棘轮转位,使工作台转过一分度角,然后气缸 5 伸出,使定位栓进入分度盘 1 的下一切口实现定位。同时,气缸 4 退回到起始位置。

图 5-11 为由凸轮机构带动的回转工作台。工作时,凸轮机构(图中未画出)带动连杆 5 和驱动板 4 往复摆动,通过驱动销 2 使分度盘 3 回转分度。定位栓 1 则使分度盘 3 定位。

从上述两个例子可见,分度、转位机构中都附有定位装置。定位装置的作用是使分度、转位构件在完成转位动作后,能停在所需的位置上,在工作过程中不因外界影响产生偏移。定位装置的精度和可靠性直接影响执行系统的工作质量。

5. 检测功能

为了对工件的尺寸、形状及性能进行检验和测

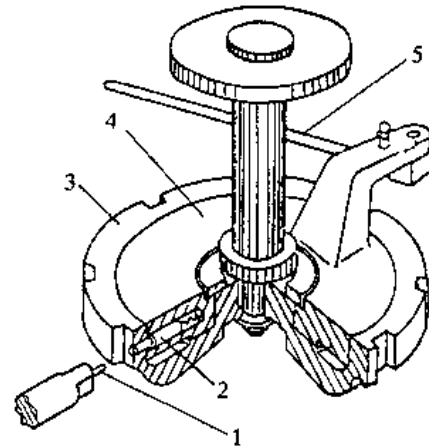


图 5-11 凸轮机构带动的回转工作台
1—定位栓 2—驱动销 3—分度盘
4—驱动板 5—连杆

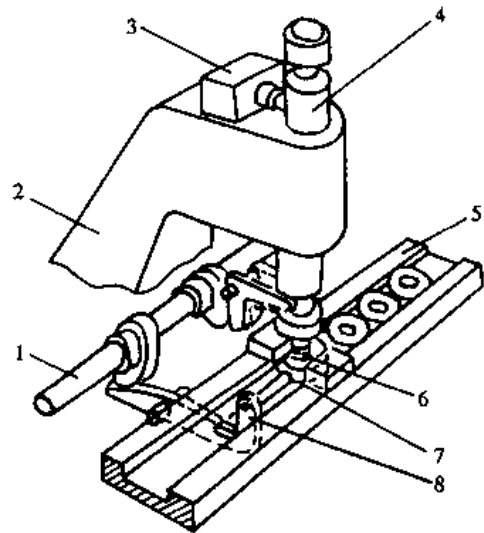


图 5-12 自动检测垫圈内径装置
1—凸轮轴 2—支架 3—微动开关 4—压杆
5—进给滑道 6—检测探头 7—工件(垫圈)
8—止动臂

量,常需执行系统具有检测功能。此时,执行构件通常是一个检测探头,当它接触到被检测工件时,通过机、电或其他方式,把检测结果传递给执行机构,以分离出“合格”与“不合格”工件。

图 5-12 所示的是检测垫圈内径,确定其是否在允许公差范围之内检测装置。被检测的工件沿一条倾斜的进给滑道 5 连续送进,直到最前边的工件被止动臂 8 上的止动销挡住而停止。凸轮轴 1 上装有两只盘形凸轮,分别控制压杆 4 的升降和止动臂 8 的摆动。当检测探头 6 进入工件 7 的内孔时,止动臂 8 连同止动销在凸轮推动下离开进给滑道,以便让工件 7 浮动。

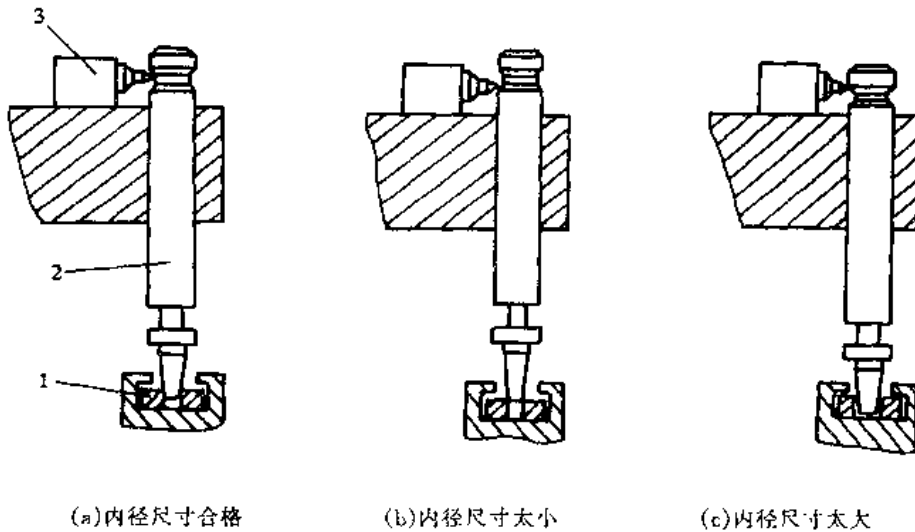


图 5-13 垫圈内径检测工作过程

1—工件 2—带探头的压杆 3—微动开关

检测的工作过程如图 5-13 所示。图 5-13(a)所示被测工件 1 的内径尺寸在公差范围之内,这时微动开关 3 的触头进入压杆 2 的环形槽,微动开关断开,发出信号给控制系统(图中未表示出),在压杆离开工件后,把工件送入合格品槽。图 5-13(b)所示为工件内径尺寸小于合格的最小直径时,压杆的探头进入内孔深度不够,微动开关仍闭合,发出信号给控制系统,使工件进入废品槽。图 5-13(c)所示为工件内径尺寸大于允许的最大直径时的情况,这时微动开关也闭合,控制系统把工件送入另一废品槽。

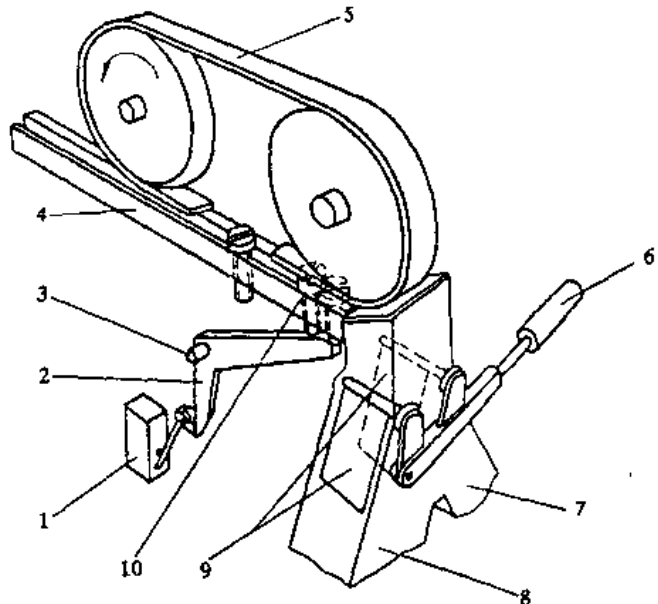


图 5-14 度量螺钉长度的检测装置

1—微动开关 2—检测杆 3—销轴 4—支承导轨 5—驱动皮带 6—气缸 7—废品槽 8—合格品槽 9—偏转板 10—工件

图 5-14 为一种检测螺钉长度,剔除过长螺钉的装置。被检测螺钉以它的头部为支承,呈单列形式沿图示支承导轨送进,螺钉的送进是依靠驱动皮带 5 与

螺钉头表面间的摩擦实现的。长度过长的螺钉会触及检测杆 2,使微动开关 1 发出指令,气缸 6 推动偏转板 9,将不合格品送入废品槽。

6. 施力功能

执行系统的前述功能主要是实现一定的运动或动作。此外,有许多机械要求执行系统对工作对象施加力或力矩以达到完成生产任务的目的。例如材料压力加工与试验、重物起吊与搬运、矿石粉碎等机械都要求其执行系统具有施力功能。

根据机械系统工作要求,往往一个执行系统需具备多种功能要求,例如插齿机中带动插齿刀的执行系统就同时具备分度和施力两种功能。

5.1.2 执行系统的分类

执行系统可按其对运动和动力的不同要求分为:动作型、动力型及动作-动力型。按执行系统中执行机构相互间的联系情况分为单一型、相互独立型及相互联系型。

各类执行系统的特点和应用举例见表 5-1 所示。

表 5-1 执行系统的分类

类别		特点	应用举例
按执行系统对运动和动力的要求	动作型	要求执行系统实现预期精度的动作(位移、速度、加速度等),而对执行系统中各构件的强度、刚度无特殊要求	缝纫机、包糖机、印刷机等
	动力型	要求执行系统,能克服较大的生产阻力,做一定的功,因此对执行系统中各构件的强度、刚度有严格要求,但对运动精度无特殊要求	曲柄压力机、冲床、推土机、挖掘机、碎石机等
	动作-动力型	要求执行系统既能实现预期精度的动作,又要克服较大的生产阻力,做一定的功	滚齿机、插齿机等
按执行系统中执行机构的相互联系情况	单一型	在执行系统中,只有一个执行机构工作	搅拌机、碎石机、皮带输送机等
	相互独立型	在执行系统中有多个执行机构进行工作,但它们之间相互独立,没有运动的联系和制约	外圆磨床的磨削进给与砂轮转动,起重机的起吊与行走动作等
	相互联系型	在执行系统中,有多个执行机构,且它们之间有运动上的联系和制约	印刷机、包装机、缝纫机、纺织机等

5.2 执行系统的运动分析

执行系统中执行构件的运动形式取决于执行系统所要完成的工作任务,由于工作任务的多样性,所以执行构件的运动形式也各式各样,但归纳起来基本运动不外乎是移动和转动两类,而这两类运动又可分为连续和间歇两种,其他复杂的运动都可以看成是上述两类基本运动的组合。表 5-2 列出了执行构件常见的运动形式及主要运动参数。

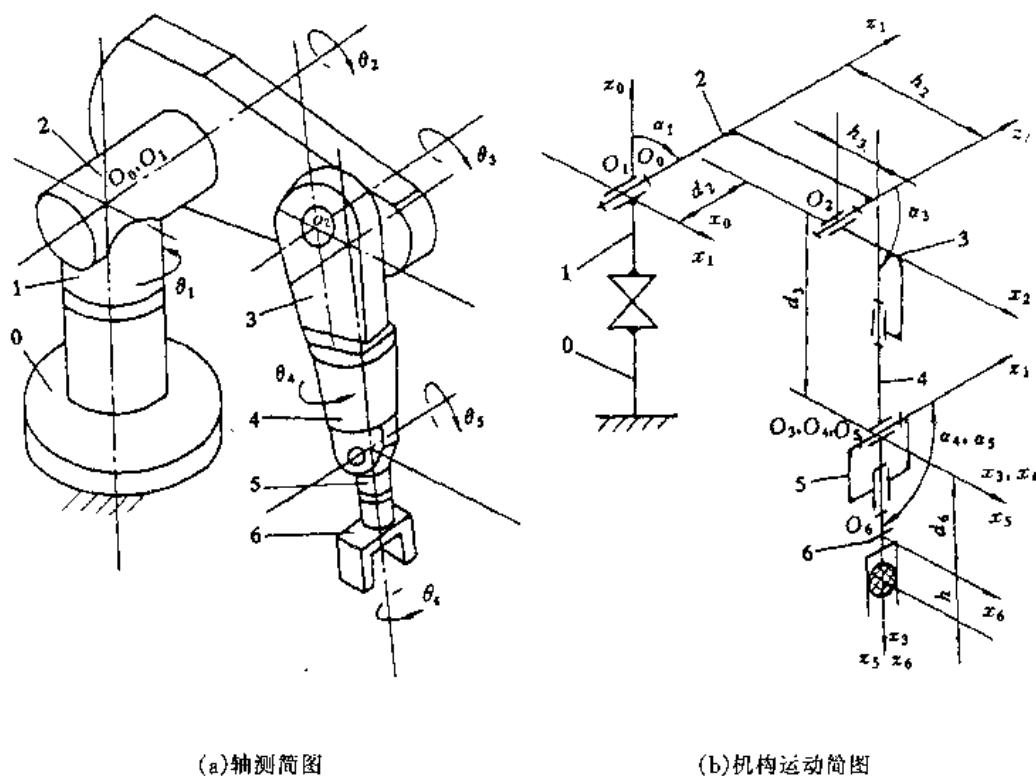
由表 5-2 可见,执行构件的运动形式是多种多样的,而机械系统动力机的运动往往比较单一。例如,电动机或液压马达通常作等速转动,液压缸的活塞作等速移动等。为了把动力机的运动转变为执行构件所需的运动,就需要用执行机构进行运动变换。有关各类机构的工作特点,应用及其设计方面的知识参见《理论力学》、《机构设计》等教材。

表 5-2

执行构件常见运动形式及主要运动参数

运 动 形 式		主 要 运 动 参 数	
平 面 运 动	旋 转 运 动	连续转动	角速度 ω 或转速 n
		间歇转动	运动时间 t , 停顿时间 t_0 , 运动周期 $T = t + t_0$, 运动系数 $\tau = t/T$, 转角 φ , 角加速度 a
		往复摆动	摆角 φ , 角加速度 a , 行程速比系数 K
	移 动	连续移动	速度 v
		间歇移动	运动时间 t , 停顿时间 t_0 , 运动周期 $T = t + t_0$, 运动系数 $\tau = t/T$, 位移 s , 加速度 a
		往复移动	位移 s , 加速度 a , 行程速比系数 K
空 间 运 动	一般空间运动	绕三相互垂直轴线的转角 $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$, 角速度 $\omega_x, \omega_y, \omega_z$, 角加速度 a_x, a_y, a_z 沿三相互垂直轴线的位移 s_x, s_y, s_z , 速度 v_x, v_y, v_z , 加速度 a_x, a_y, a_z	

下面以 PUMA-560 机器人操作机为例, 分析其运动学特性。如图 5-15 所示为 PUMA-560 机器人操作机的轴测图和机构运动简图。



(a) 轴测简图

(b) 机构运动简图

图 5-15 PUMA 机器人操作机

操作机由机座 0 及六个活动杆件组成, 具有六个旋转关节。描述机器人操作机上每一活动杆件在空间相对于绝对坐标系或相对于机座坐标系的位置及姿态的方程, 称为机器人操作机的运动方程。执行系统运动分析实际上是研究执行系统中各个构件相对于参考坐标系的位置, 速度和角速度以及加速度和角加速度。但不考虑引起运动的力和力矩。而对于 PUMA-560 机器人操作机的运动学方程实质上就是确定六个活动杆件上的构件坐标系向机座(或绝

对)坐标系的齐次坐标变换,建立其运动学方程的步骤如下:

(1)建立各构件的相对坐标系 机座坐标系 $X_0-Y_0-Z_0$ 因连在机座 0 上,为简化计算,将其原点 O_0 平移,使 O_0, O_1 重合;按右手坐标系规则建立各活动杆件的坐标系。为清晰起见,将全部坐标系绘在图 5-15(b)所示的机构运动简图上。

(2)确定各杆件的结构参数和运动变量,列出参数表 各关节的运动变量都是绕 Z_i 轴的转角,分别用 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6$ 表示。将机构的结构参数和运动变量列于表 5-3 中。这里, $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6$ 是运动变量,其余为结构参数。

表 5-3 结构参数和运动变量

构件编号	θ_i	a_i	h_i	d_i
0~1	θ_1	-90°	0	0
1~2	θ_2	0°	h_2	d_2
2~3	θ_3	-90°	h_3	d_3
3~4	θ_4	90°	0	
4~5	θ_5	-90°	0	0
5~6	θ_6	0°	0	d_6

(3)写出各相邻两构件坐标系间的位置姿态矩阵 $M_{i-1,i}$ 。

根据两相邻坐标系的齐次坐标变换原则及表 5-3 可得

$$\begin{aligned}
 [M_{01}] &= \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & 0 & -\sin\theta_1 & 0 \\ \sin\theta_1 & 0 & \cos\theta_1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} & [M_{12}] &= \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 & h_2\cos\theta_2 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 & h_2\sin\theta_2 \\ 0 & 0 & 1 & d_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
 [M_{23}] &= \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & 0 & -\sin\theta_3 & h_3\cos\theta_3 \\ \sin\theta_3 & 0 & \cos\theta_3 & h_3\sin\theta_3 \\ 0 & -1 & 0 & d_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} & [M_{34}] &= \begin{bmatrix} \cos\theta_4 & 0 & -\sin\theta_4 & 0 \\ \sin\theta_4 & 0 & \cos\theta_4 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
 [M_{45}] &= \begin{bmatrix} \cos\theta_5 & 0 & -\sin\theta_5 & 0 \\ \sin\theta_5 & 0 & \cos\theta_5 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} & [M_{56}] &= \begin{bmatrix} \cos\theta_6 & 0 & -\sin\theta_6 & 0 \\ \sin\theta_6 & 0 & \cos\theta_6 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & d_6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

(4)建立机械接口坐标系的位置姿态矩阵 M_{06}

根据求解机械接口位姿矩阵的方法可知

$$[M_{06}] = [M_{01}] \cdot [M_{12}] \cdot [M_{23}] \cdot [M_{34}] \cdot [M_{45}] \cdot [M_{56}]$$

则有

$$[M_{06}] = \begin{bmatrix} n_x & O_x & a_x & P_x \\ n_y & O_y & a_y & P_y \\ n_z & O_z & a_z & P_z \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

其中 $n(n_x, n_y, n_z)$ 、 $O(O_x, O_y, O_z)$ 、 $a(a_x, a_y, a_z)$ 分别为 X_6, Y_6, Z_6 三个坐标轴的三个单位矢量。 $P(P_x, P_y, P_z)$ 为 O_6 坐标系下的矢量。

根据上式就可以求得用运动变量 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6$ 及结构参数 a_i, h_i, d_i 表达的 12 个有效元素

$$\begin{aligned} \mathbf{n} &= (n_x, n_y, n_z)^T \\ \mathbf{O} &= (O_x, O_y, O_z)^T \\ \mathbf{a} &= (a_x, a_y, a_z)^T \\ \mathbf{P} &= (P_x, P_y, P_z)^T \end{aligned}$$

这 12 个有效元素的表达式就是 PUMA-560 机器人操作机的位置和姿态运动学矩阵方程。通过改变六个运动变量就可以得到末端执行机构相应的位置和姿态。

上述位置和姿态运动学方程的求解可采用两种方法实现:运动学方程的正向求解法和逆向求解法。具体的求解方法可参见相关资料。

5.3 机械运动循环图设计

为了保证机构完成工艺动作过程时各执行构件间的动作的协调配合关系,在设计机构时,应编制出用以表明在机械的一个运动循环中,各执行构件运动配合关系的机械运动循环图(也叫机械工作循环图)。在编制机械运动循环图时,必须从机械的许多执行构件(或输入构件)中选择一个构件作为运动循环图的定标件,用它的运动位置(转角或位移)作为确定各个执行构件的运动先后次序的基准,表达机械整个工艺动作过程的时序关系。

5.3.1 机械的运动循环周期

机械的运动循环是指一个产品在加工过程中的整个工艺动作过程(包括工作行程,空回行程和停歇阶段)。在机械的工作循环中,其各执行机构必须实现符合工件(产品)的工艺动作要求和确定的运动规律,有一定顺序的协调动作。

执行机构完成某道工序的工作行程、空回行程(回程)和停歇所需时间的总和,称为执行机构的运动循环周期。各执行机构的运动循环与机器的工作循环,一般来说在时间上应是相等的。但是,也有不少机器,从实现某一工艺动作过程要求出发,某些执行机构的运动循环周期与机器的工作循环周期并不相等。此时,在机器的一个工作循环内有些执行机构可完成若干个运动循环。

执行机构的运动循环周期 T_p ,通常由三部分组成:

$$T_p = t_{\text{工作}} + t_{\text{回程}} + t_{\text{停歇}} \quad (5-1)$$

式中 $t_{\text{工作}}$ ——执行构件工作行程时间;
 $t_{\text{回程}}$ ——执行构件空回程行程时间;
 $t_{\text{停歇}}$ ——执行构件停歇时间。

5.3.2 机器的工作循环图

机器的工作循环图是表示机器各执行机构的运动循环在机器工作循环内相互关系的示意图,它也可称为机器的运动循环图。机器的生产工艺动作顺序是通过拟定机器工作循环图选用各执行机构来实现的。因此,工作循环图是设计机器的控制系统和进行机器调试的依据。

1. 执行机构的运动循环图

表示执行构件的一个动作过程(包括工作行程、空回行程和间歇停顿阶段),称为执行机构的运动循环图。

图 5-16 所示的自动压痕机,其压痕冲头的上下运动是通过凸轮来实现的。冲头的运动循环由三部分组成:冲压行程所需时间 t_k ,压痕冲头的保压停留时间 t_0 以及回程所需时间 t_d 。因此压痕冲头一个循环所需时间 T_p 为

$$T_p = t_k + t_0 + t_d$$

用图形表示执行构件运动循环的方式通常有三种:

(1) 直线式运动循环图 以一定比例的直线段表示运动循环各运动区段的时间,如图 5-17(a)所示。这种表示方法最简单,但直观性很差(例如压痕冲头在每一瞬时的位置无法从图上看出来),且不能清楚地表示与其他机构动作间的相互关系。

(2) 圆形运动循环图 将运动循环的各运动区段的时间及顺序按比例绘于圆形坐标上,如图 5-17(b)所示。此法直观性较强,尤其对于分配轴每转一周为一个机械工作循环者,有很多方便之处。但是,当执行机构太多时,需将所有执行机构的运动循环图分别用不同直径的同心圆环来表示,则看起来不很方便。

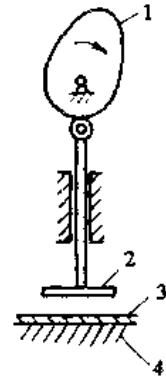


图 5-16 自动压痕机的最简结构形式
1—凸轮 2—压痕冲头
3—压印件 4—下压痕模

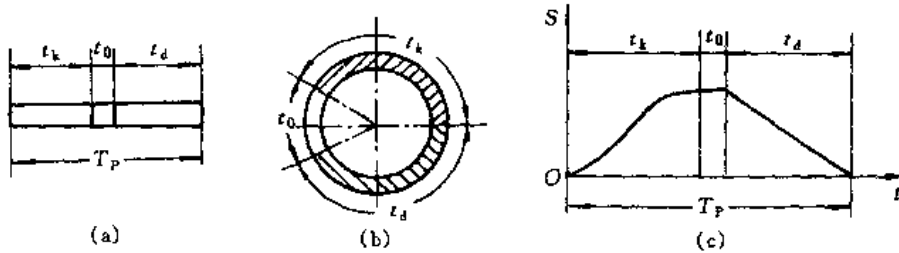


图 5-17 执行构件的运动循环图

(3) 直角坐标运动循环图 以直角坐标表示各执行构件的各个运动区段的运动顺序及时间比例,同时还表示出执行构件的运动状态,如图 5-17(c)所示。此法直观性最强,比上述两种运动循环图更能反映执行机构运动循环的运动特征。所以在设计机器的工作循环图时,最好采用直角坐标运动循环图。

2. 机器的工作循环图

机器的工作循环图是机器中各执行机构的运动循环图按同一时间(即按某一转轴的转角)比例绘制的、组合起来的总图。并且该图应以某一主要执行机构的起点为基准,表示其余各执行机构的运动循环相对于该主要执行机构的动作顺序。

图 5-16 所示的自动压痕机其最简单的结构形式是由压痕机构和送料机构所组成。如果要考虑成品自动落料,还应有一个落料机构。在图中送料机构没有表示出来。送料机构的运动循环周期 T_p' 为

$$T_p' = t_k' + t_0' + t_d'$$

式中 t_k' ——送料机构的上料时间;
 t_0' ——送料到位后执行构件的停歇时间;
 t_d' ——送料机构回程所需时间。

很显然,送料机构的运动循环周期 T_p' 应与压痕机构的运动循环周期 T_p 相等。

循环压痕机的工作循环图,可以将压痕冲头的最高点设为起点,以它作为基准画出此两执行机构的运动循环图,它们组合在一起就成为压痕机的工作循环图,如图 5-18 所示。它是按直角坐标法画出的运动循环图,由起点开始向上表示工作行程,由最远点回至起点表示空回行程,这与实际执行构件的上下、左右运动无直接关系。用直角坐标表示的运动循环图还可以表示出工作行程和空回行程中执行构件的运动规律。

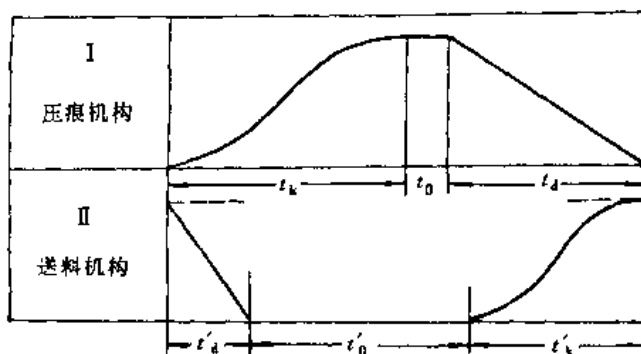


图 5-18 压痕机工作循环图

送料机构的运动循环的动作必须与压痕冲头的运动循环的动作相协调,即在压痕冲头作向下冲压运动时,送料机构应停歇不动;当压痕冲头作回退运动和停歇时,送料机构可作上料动作。在具体制定它们的运动循环图时,只要动作协调、互不干涉,可以进行小范围的调整。

5.3.3 拟定机器工作循环图的步骤和方法

1. 拟定机器工作循环图的步骤

①分析加工工艺对执行构件的运动要求(如行程或转角的大小,对运动过程的速度,加速度变化的要求等)以及执行构件相互之间的动作配合要求。

②确定执行构件的运动规律,这主要是指执行构件的工作行程、回程、停歇等与时间或主轴转角的对应关系;同时还应根据加工工艺要求确定各执行构件工作行程和空回行程的运动规律。

③按上述条件绘制机器工作循环图。

④在完成执行机构选型和机构尺寸综合后,再修改机器的工作循环图。具体来说,就是修改各执行机构的工作行程、空回行程和停歇时间等的大小、起始位置以及相对应的运动规律。

根据初步拟定的执行构件运动规律设计出的执行机构,常常由于布局 and 结构等方面的原因,使执行机构所实现的运动规律与原方案不完全相同,此时就应根据执行构件的实际运动规律修改机器工作循环草图。如果执行机构所能实现的运动规律与工艺要求相差很大,这就表明此执行机构的选型和尺寸参数设计不合理,必须考虑重新进行机构选型或执行机构尺寸参数设计。

⑤拟定自动控制系统,控制元件的信号发出时间及其工作状态,并将它们在机器工作循环图上表示出来,得到完整的机器工作循环图。

2. 机器工作循环图的设计要点

①以工艺过程开始点作为机器工作循环的起始点,并确定开始工作的那个执行机构在工作循环图上的机构运动循环图,其他执行机构则按工艺动作顺序先后列出。

②不在分配轴上的凸轮,应将其动作所对应的中心角,换算成分配轴相应的转角。

③尽量使各执行机构的动作重合,以便缩短机器工作循环的周期,提高生产率。

④按顺序先后进行工作的执行构件,要求他们在前一执行构件的工作行程结束之时,与后

—执行构件的工作行程开始之时,应有一定的时间间隔和空间裕量,以防止两机构在动作衔接处发生干涉。

⑤在不影响工艺动作要求和生产率的前提下,应尽可能使各执行机构工作行程所对应的中心角增大些,以便减小凸轮的压力角。

3. 机器工作循环图的作用

①保证执行构件的动作能够紧密配合,互相协调,使机器的工艺动作过程顺利实现;

②为计算和研究、提高机器生产率提供了依据;

③为下一步具体设计各执行机构提供了初始数据;

④为装配、调试机器提供重要依据。

综上所述,拟定机器工作循环图是机器设计过程中一个重要的设计内容,它是提高机器设计的合理性、可靠性和生产率必不可少的工作。

5.3.4 机械运动循环图设计举例

三面自动切书机的运动循环图设计

1. 三面自动切书机的工艺示意图

如图 5-19 所示,它由送料执行构件、压书执行构件、两侧切书刀执行构件、横切书刀执行构件、书本、工作台等组成,其工艺路线为:先将书本用送料机构 1 送至切书工位;然后用压书机构 2 将书本压紧;接着用两侧切书刀机构 3 切去书本两侧余边;最后用横切书刀机构 4 切去前面余边(参阅图 5-20)。

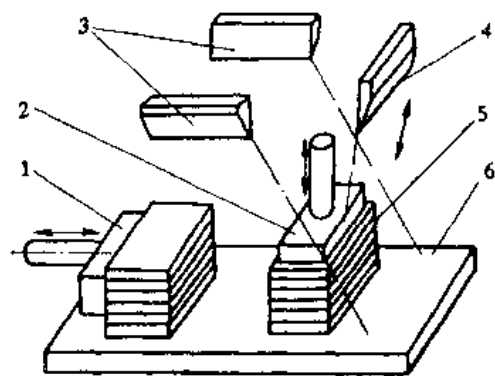


图 5-19 自动切书机工艺示意图

1—送料执行构件 2—压书执行构件
3—两侧切书刀执行构件 4—横切书刀执行构件
5—书本 6—工作台

2. 三面自动切书机运动简图

由图 5-20 可知三面自动切书机的机械运动,它是由四个执行机构来完成上述工艺动作的。具体说明如下:

(1)送料机构 I 它将输送带上输送过来的有一定高度的书本送至切书工位。图中采用凸轮机构。

(2)压书机构 II 它将在切书工位的书本压紧。图中也采用了凸轮机构。

(3)两侧切书刀机构 III 它将已压好的书的两侧切去余边,这里采用平面连杆机构。

(4)横切书刀机构 IV 它将已切去书的两侧余边的书本再切去前面余边。这里也采用了平面连杆机构。

3. 三面自动切书机的运动循环图的设计

(1)各执行机构运动循环图的设计 三面自动切书机的送料、压书、两侧切书刀以及横切书刀四个执行机构,它们动作的先后顺序均可由分配轴上的凸轮或偏心轮机构来控制。为了方便起见,用分配轴转角来表示各执行机构的运动循环,如图 5-21 所示。其中送料机构由工作行程—回程—初始停歇等三个阶段组成;压书机构由工作行程—停歇—回程—初始停歇等四个阶段组成;侧切机构由初始停歇—工作行程—回程等三个阶段组成;横刀机构由工

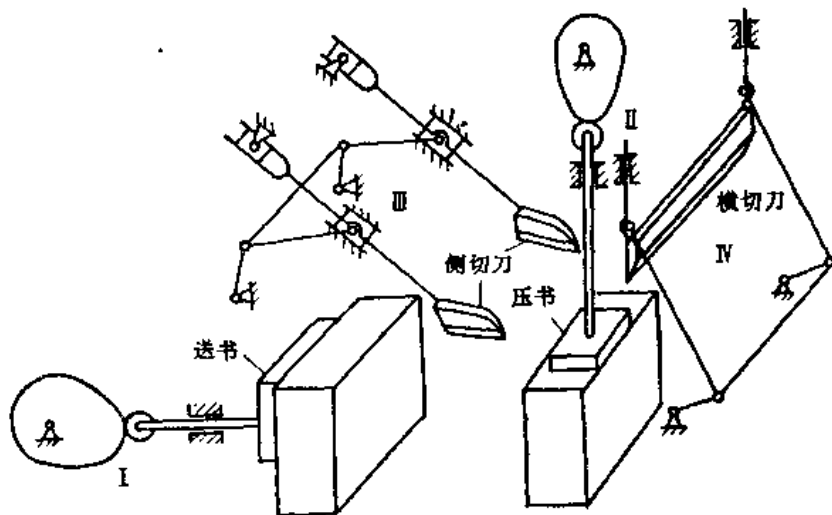


图 5-20 自动切书机运动简图

作行程一回程两个阶段组成。图 5-21 只是初步表示这四个执行机构的运动循环图，在进行执行机构同步设计之后，可进一步修改设计。

(2) 执行机构运动循环同步优化

① 送料机构与压书机构的同步化设计。

由于该自动切书机裁切书本的高度有一定变化范围($H_{\min} \sim H_{\max}$)，因此压书板的行程终点也得相应变化。

图 5-22(a) 表示压书机构，(b) 为它的位移曲线。根据被切书本的最大高度 H_{\max} ，找出与此对应的曲线上的 A 点，以及 A 点所处的分配轴转角 $\varphi_{H_{\max}}$ 值。因此，送料机构必须在 $\varphi_{H_{\max}}$ 之前将书本送到切书工位，

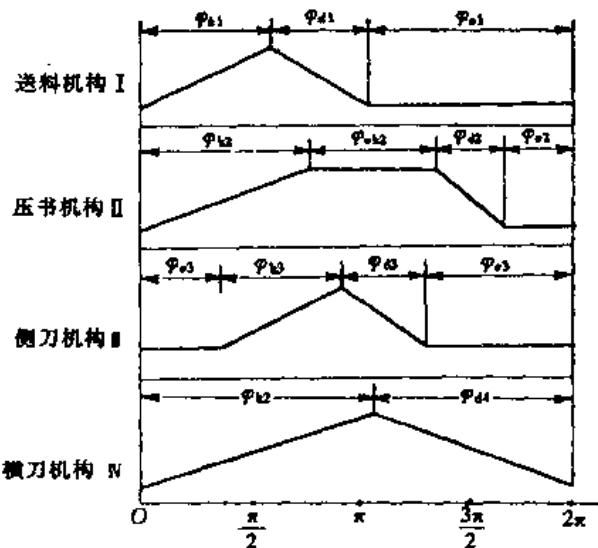


图 5-21 自动切书机执行机构运动循环图

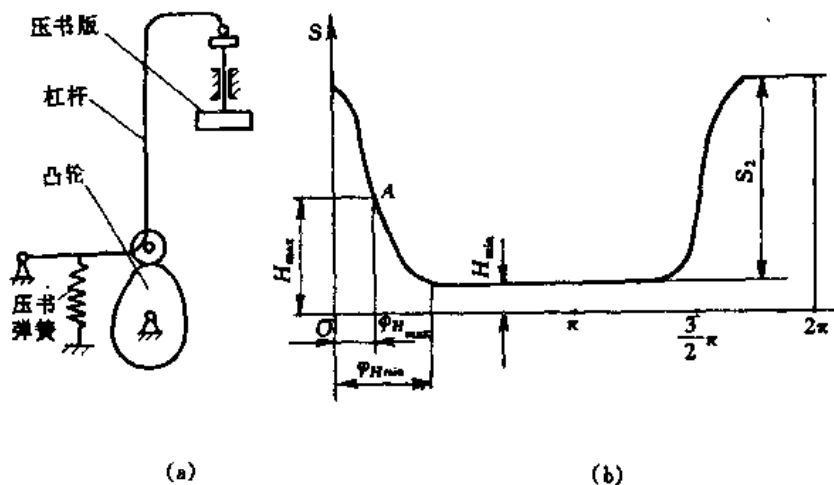


图 5-22 自动切书机的压书机构及其位移曲线

即在分配转角为 $(\varphi_{H_{\max}} - \Delta\varphi)$ 时完成送料行程。这就是送料机构与压书机的同步化条件。

②侧刀机构与横刀机构的同步化设计。图 5-23 所示为侧刀机构与横刀机构的工作简图，两侧刀的运动轨迹与横刀的运动轨迹在空间相交于 M 点，因此必须进行空间同步化设计以免两者产生干涉。

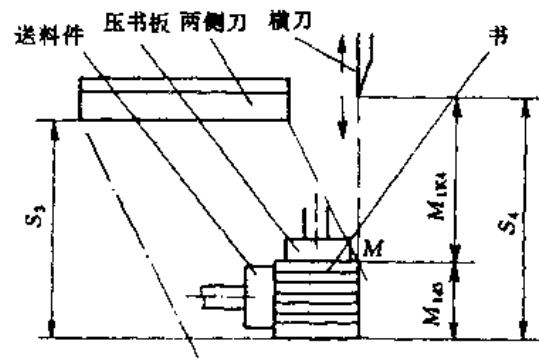


图 5-23 自动切书机侧刀与横刀机构工作简图

图 5-24 所示为侧刀机构与横刀机构的同步图。交点 M 在侧刀和横刀的位移曲线上对应的为 M_3, M_4 ，由于有错位量 $\Delta\varphi$ ，实现了两机构空间同步化。

③压书机构与侧刀和横刀机构的同步化设计。按切书工艺要求，当压书板压紧书本后侧刀才开始裁切书本两侧余边。当横刀裁切完毕后，压书板才能放松被压书本，并退回原位，准备下一叠未切余边的书本的压紧。考虑被切书本的高度变化，应以最小书本高度 H_{\min} 作为同步化设计依据。这样能保证在书本最小高度时将书本压紧，对于书本最大高度时也一定能压紧书本。另外，当横刀裁切至最低位置并返回至 H_{\min} 时，压书板才可以松开。

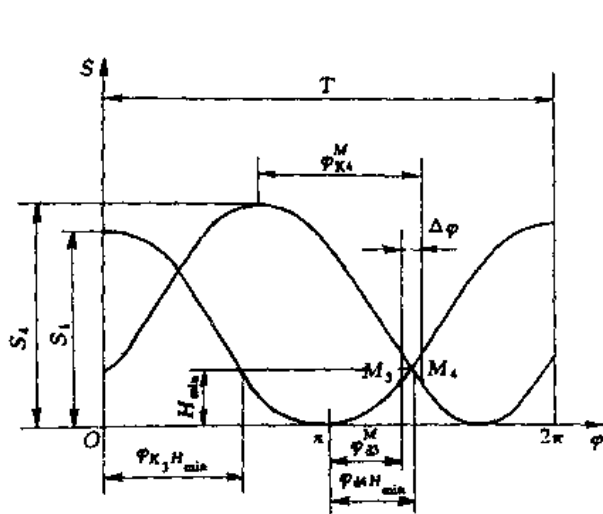


图 5-24 自动切书机侧刀与横刀机构同步图

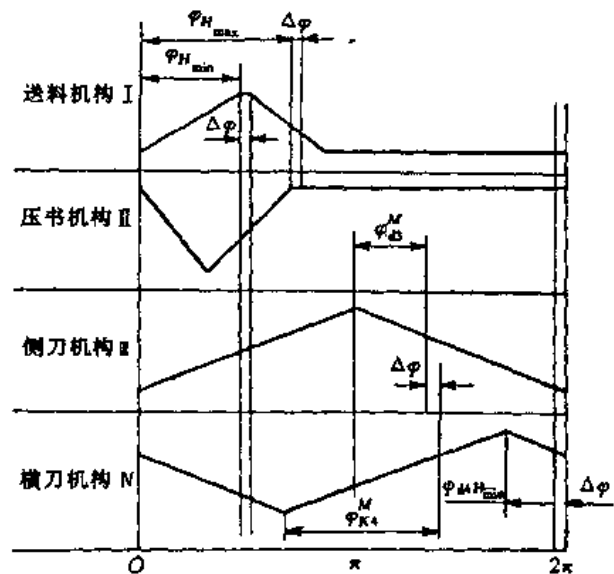


图 5-25 修正后的自动切书机机械运动循环图

(3)绘制三面自动切书机的运动循环图 根据上述各执行机构的同步化分析结果，修正图 5-21 所示的三面自动切书机的运动循环图，最后绘制出如图 5-25 所示的三面自动切书机的机械运动循环图。

5.4 执行系统设计步骤和实例

5.4.1 执行系统设计的基本步骤

执行系统的设计不同于一般的零件设计或某一机构设计,它是一个整体的设计。设计时不仅要明确本系统各部分的动作及要求,也要了解与其他系统的联系、协调与分工。一般来讲,对于执行系统的设计不存在固定模式,因为它随设计内容的不同,其设计步骤是不同的。但通常要经过以下一些步骤:

(1)确定运动方案 根据工作任务或工艺过程的要求,分析其所要完成的各种动作,并把这些动作分解为若干基本运动。如周期性的往复运动;间歇的或连续的、等速或变速的转动等等。这些基本运动的分解有多种方案,就其实现某一运动又有多种方案。因此,只有对工作任务或工艺过程进行深刻的分析,才能比较正确地掌握其规律性和目的性,制定出切实可行的运动方案。

(2)合理选择机构类型,拟定机构组合方案 运动方案确定以后,接着是合理选择执行机构类型及其组合,这是执行机构设计非常重要的一个环节。机构类型的选择没有一定的成规,必须在认真调查研究和反复实践的基础上,并对各种典型机构的性能和应用场合有充分了解的基础上,才可能在多种机构方案中选择较合适的方案。设计机构方案时,不仅要满足运动学和动力学的要求,还应考虑到制造的难易程度、成本高低、操作方便与否、是否安全可靠等因素。必须指出:执行机构的选择和组合与机械系统中的其他部分,特别是传动系统密切相关,故应结合有关部分进行通盘考虑。表 5-4 列出了常用机构的性能与特点,以供参考。

表 5-4 常用机构的主要性能与特点

机构类型	主要性能特点	能实现的运动变换
平面连杆机构	结构简单,制造方便,运动副为低副,能承受较大载荷,适合各种速度工作。但在实现从动杆多种运动规律的灵活性方面,不及凸轮机构	转动 \rightleftharpoons 转动 转动 \rightleftharpoons 摆动 转动 \rightleftharpoons 移动 转动 \rightarrow 平面运动
凸轮机构	结构简单,可实现从动杆各种形式运动规律,凸轮与从动杆间接接触应力大,不宜承受大的载荷,常在自动机或控制系统中应用	转动 \rightleftharpoons 移动 转动 \rightarrow 摆动
齿轮机构 轮系	承载能力和速度范围大,传动比恒定,运动精度高,效率高,但运动形式变换不多。非圆齿轮机构能实现变传动比传动。不完全齿轮机构能传递间歇运动 轮系能获得大的传动比或多级传动比。差动轮系可将运动合成与分解	转动 \rightleftharpoons 转动 转动 \rightleftharpoons 移动
螺旋机构	结构简单,工作平衡,可产生较大轴向力,反行程有自锁性能,可用于微调 and 微位移,但效率低,螺纹易磨损。如采用滚珠螺旋可提高效率	转动 \rightleftharpoons 移动
槽轮机构	常用于分度转位机构,用锁紧盘定位,但定位精度不高,分度转角取决于槽轮的槽数,槽数通常为 4~12,槽数少时,角加速度变化较大,冲击现象较严重	转动 \rightarrow 间歇转动

续表 5-4

机构类型	主要性能特点	能实现的运动变换
棘轮机构	结构简单,可用做单向或双向传动,分度转角可以调节,常用于分度转位装置及防止逆转装置中,但要附加定位装置	摆动→间歇转动
组合机构	可由凸轮、连杆、齿轮等机构组合而成,能实现多种形式的运动规律,且具有各机构的综合优点,但结构较复杂,设计较困难。常在要求实现复杂动作的场合应用	灵活性较大

(3)绘制运动循环图 为使各个执行机构的基本运动互相协调一致,以保证准确地实现设计要求,设计时必须绘制执行机构运动循环图,即以图表的方式表示执行机构在循环各阶段的相对位置和它们在时间方面的协调关系。正确的循环图可保证所设计的机械系统具有较高的生产率和较低的能耗。对于集中时序控制系统,循环图是指导分配轴凸轮轮廓设计或转鼓撞块位置调整的基础;对于分散行程控制系统,则是指导程控系统逻辑框图设计的依据。关于运动循环图的设计方法参见上节内容。

(4)强度和刚度计算 为保证执行机构工作安全、可靠和准确实现规定的功能,要对执行机构中构件进行强度和刚度计算。此外,执行机构中的构件应满足耐磨损、振动稳定性等要求;在高温或强腐蚀条件下工作时,还要考虑材料的耐热性能或耐腐蚀性能。

5.4.2 执行机构设计实例分析及计算

1. 执行机构的设计与计算

前面介绍了执行机构设计的基本步骤,但对于不同的执行机构,其设计方法和计算的内容是不同的。下面以夹钳式机械手手部机构为例,论述设计方法及计算内容。

对于夹钳式手部设计主要考虑的内容是机构的传力比、传动比、动作范围、传动效率和传动精度等问题。现将这几方面的内容简述如下:

(1)传力比 机构的传力比(或称增力比、传力倍数)是指传动机构的输出力与输入力之比。对夹钳式手部来说,主要指的是手部的夹紧力 N 与驱动力 F 的比值。传力比的大小反映了机构是增力还是减力。当 $N/F > 1$ 时,机构是增力的; $N/F < 1$ 时,机构是减力的。

(2)传动比(行程比) 机构的传动比是指每个手指夹紧端的行程 Δs 对驱动杆行程 ΔL 的比值。对于回转手指,用手指夹紧端长度 l' 与开闭角 $\Delta\gamma$ 的乘积对驱动杆行程 ΔL 的比值表示。传动比 $\Delta s/\Delta L$ (或 $\Delta\gamma l'/\Delta L$) > 1 时,机构是增速的,有利于缩短驱动行程;反之,则是减速的,驱动行程较长。

(3)动作范围 机构的动作范围是指手部传动机构能使钳式手指达到的最大开闭范围,即手指的最大开闭角 $\Delta\gamma_{\max}$ 和最大夹紧行程 Δs_{\max} 。

(4)传动效率 传动效率指传动机构中实际传力比对理想传力比(不计摩擦)的比值。传动机构的传力比越大,其摩擦损耗所占比重也相应增大,即实际传力比减小,传动效率降低。

(5)传动精度 传动精度主要同传动链的长短(即传动件的多少)、各传动件的配合间隙及制造和装配精度有关。一般来讲,传动链短,精度就高;反之,精度低。还应注意,增速传动机构使误差放大。

例5-1 经过运动方案分析,机构选型,确定为图5-26所示的手部结构。抓取重量为 G , 机械手缓冲时最大加速度为 $g' = 20m/s$ 。试对此手部结构进行设计与计算。

解

(1)求手指对工件的夹紧力 N 根据机械手设计要求, $N \geq k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 G$ 。其中, k_1 为安全系数,取 $k_1 = 1.5$; k_2 为工作情况系数(主要考虑惯性力的影响)。 $k_2 = 1 + g'/g = 1 + 20/9.8 = 3.04$; k_3 为方位系数,根据手指与工件形状及手指与工件位置不同选定,查设计手册,取 $k_3 = 1.03$ 。最后得夹紧力为

$$N = 1.5 \times 3.04 \times 1.03 \times 200 = 939N$$

(2)求手指的驱动力 F 手部受力分析如图5-27所示,两手指的滑槽对销轴的反作用为 F_1, F_2 , 其力的方向垂直于滑槽的中心线并指向 O 点, F_1 和 F_2 的延长线分别交于 A 和 B 。

由 $\sum F_x = 0, \sum F_y = 0$ 和 $\sum m_{O_1} = 0$, 分别得 $F_1 = F_2, F_1 = F/(2\cos\alpha), F_1' h = Nb$

因为 $\vec{F}_1 = -\vec{F}_1', h = 2/\cos\alpha$

最后整理得

$$F = 2bN\cos^2\alpha/a$$

代入数据得

$$F = 2 \times 150 \times 939 \times (\cos 30^\circ)^2 / 50 = 4225N$$

(3)求传力比 传力比为 $N/F = 939/4225 = 0.22 < 1$ 。这说明此机构为减力的。

(4)传动效率 因为杠杆传动效率为 $\eta_1 = 0.95$, 销与滑槽传动效率为 $\eta_2 = 0.9$, 所以机构的传动效率为

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 = 0.95 \times 0.9 = 0.85$$

此机构的实际驱动力为

$$F_{\text{实}} = F/\eta = 4225/0.85 = 4971N$$

(5)求传动比 设滑槽尺寸 $l_1 = 50\text{mm}, l_2 = 30\text{mm}$, 驱动杆的行程为 $\Delta l = \sqrt{80^2 - 50^2} = 62.5\text{mm}$, 手指的最大开闭角为 $\Delta\gamma_{\text{max}} = \arccos(50/80)$ 。因此机构属于回转型手指, 传动比为

$$i = b\Delta\gamma_{\text{max}}/\Delta l = 150 \times \arccos(50/80)/62.5 = 2.15$$

此机构为增速传动。

(6)动作范围 手指的最大开闭角为

$$\Delta\gamma_{\text{max}} = \arccos(50/80) = 51.31^\circ$$

(7)强度及刚度校核。(从略)

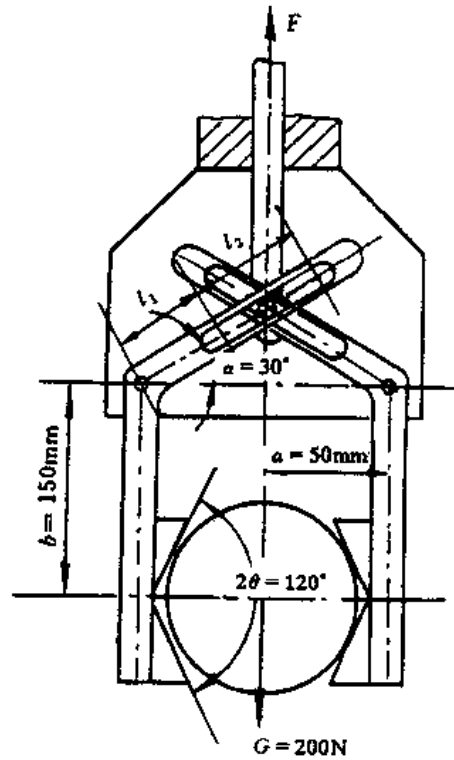


图 5-26 手部机构简图

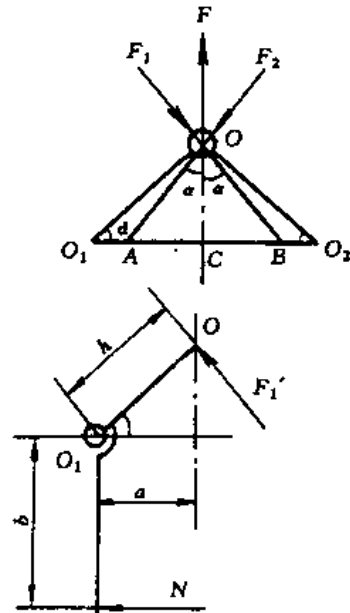


图 5-27 手部机构受力图

2. 执行机构运动循环图的设计与计算

执行机构的运动循环图是在拟定了工艺原理的基础上进行设计与计算的,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。

具体实例参见上节内容。

第6章 机械结构设计

机械结构是机械功能的载体,机械结构设计的任务是依据所确定的功能原理方案设计出实体结构,该结构能体现出所要求的功能,用结构设计图样表示。结构图应表示出结构件的形状、尺寸及所用的材料,同时还必须考虑加工工艺、强度、刚度、精度、寿命、可靠性及零件间的相互关系,有关造型设计及人机工程等问题也应在这阶段解决。

结构设计包括机器的总体结构设计和零部件结构设计。如果说功能原理设计决定了产品的先进性、新颖性,那么结构设计则决定了产品的质量和成本的70%~80%,因此说结构设计是机械设计中涉及问题最多,工作量最大的一个环节。本章将重点讨论结构设计的共性问题。

6.1 机械结构设计的基本原则和原理

6.1.1 机械结构的失效形式

设计者要设计出理想的结构必须清楚地了解机械结构的失效形式,在设计中巧妙地运用设计理论与方法,采取有效措施使失效尽量避免或减少到最小的程度,以获得成本低廉,安全可靠地实现预定功能,并对环境与人不造成危害的机械结构。

机械结构失效分为两种情况:第一种是设计的机械结构不能充分地实现基本功能,属于先天设计不足的失效产品;第二种是设计的机械结构能充分地实现总功能的各项要求,在运行一段时间后出现问题而失效,而这段时间并没有达到规定的工作时间。该种失效主要有三种形式:

①结构件中有的出现断裂或产生使用中不允许出现的裂纹;对某些结构而言产生过大的变形而失效。

②过量磨损。特别是对精度要求较高的机械结构,当磨损量超过允许值时,整机精度下降,不能达到规定功能的要求而失效。

③腐蚀。在水中或腐蚀介质中工作的结构,在介质和应力的双重作用下腐蚀加速进行而产生失效。

6.1.2 机械结构设计的基本原则

完美的机械结构设计应充分满足技术功能要求,以最少的资源消耗实现设计目标,对人和环境不构成危害,为满足以上几个条件,制定结构设计的基本原则如下:

1. 以人为本

一切机械产品都是为人服务的;也是由人操纵的,因此所设计的机械结构必须适应人的生理和心理的承受能力,不应使机械驱使人。环境的优劣直接影响到人的生活和工作,所设计的机械结构要符合环境保护的要求,以达到对人的损害减少到最小的程度。

2. 明确功能要求和工作条件

所设计的机械结构能准确无误地体现产品的各种要求。首先是功能应当明确,总功能和各分功能都应有相应的机械结构来实现,既不能少也不应多。其次是工作原理明确,例如两端用轴承支承一根轴,一端的轴承应当固定,而另一端应该是游动的,以避免工作之后产生热膨胀,使轴伸长而被轴承卡住导致破坏。第三是结构所受的载荷及工作条件应明确,从而保证设计的结构应力处在允许的范围以内。除此之外,还有一些必须说明的项目,虽不同的结构要求不同,但也应说明清楚。

3. 力求简单

从机械可靠性来讲,力求结构简单,零件数量少,零件加工工序少。零件简单,可靠性就高,成本也能降低。实现预定功能结构越简单越好。

4. 安全可靠

安全可靠对机械结构要求是功能可靠,自身结构安全可靠,工作时安全可靠不能产生伤人等事故,对环境不产生危害。

安全技术分为三种:直接的、间接的、提示性的。

直接安全技术:在结构设计中充分满足安全可靠的要求,使用中不存在危险性。

常用的方法有:

(1)构件可靠性原理 构件载荷、应力数据可信,选材合理,结构安全可靠。

(2)有限损坏原理 结构在工作期间允许出现非正常工作状态,当破坏难以避免时,将破坏引导到次要部位,如剪断安全销就属此类技术。

(3)冗余配置原理 对于重要的结构或系统可采用备用系统或结构,如飞机双操纵系统,双油箱,一些设备的手动与自动操纵系统并存等。

间接安全技术:一种是防护设备,如加罩、盖及加固结构等;另一种是防护系统,如过载保护系统锅炉的安全阀,建筑起重机摩擦离合器等。

提示性安全技术:对一些重要的机构或设备,在出现危害之前能提前报警,避免重大事故发生。

6.1.3 机械结构设计的基本原理

在进行结构设计时,由于任务不同,因此人们追求的目标不能划一,有的优先考虑最小制造成本,有的要求最小空间、最小重量、最小消耗、最佳操作环境等,对于具体的某一结构设计,其中某一个目标起决定性作用,其余的只是期望目标。决定性的目标确定后,在方法上选择何种载体形式和结构才能最好地实现某一功能,就需要借助各自的结构设计原理,而这些原理也是各有其针对性的,不可能对一切结构设计都是万能的。

1. 最有效力传导原理

机械结构一个重要的分功能就是力的承受和传导,用最小的消耗来传递最大的力是设计者追求的目标。要求变形小的刚性结构,应控制力传递路线短,使零件承受拉压应力为最好;而变形大的挠性结构力传递路线长,使零件承受弯曲、扭转应力。在结构设计中还应尽量避免横截面突变而产生应力集中或过大。

(1)等强度与等寿命设计 结构等强度是通过合理地选择材料和形状,力求在规定的时间内及条件下各处材料强度同样充分地得到应用。等强度往往指结构中一个零件本身而言,而等寿命则往往是指结构中不同零件而言。等寿命指结构中不同零件工作寿命相等。例如:传动比为

5 的一对齿轮相啮合,如果两个齿轮都用同一种材料制造且热处理方法也相同,对于两个齿轮上的每个齿来讲应是等强度的(理论上),但在两齿轮工作中其寿命就不同了。如果要使两齿轮同时更换,应按等寿命进行设计,使两个齿轮同时失效,从而达到经济上最合算。

人造卫星对重量有一定限制,工作时间上也有一定限制,因此卫星上的零件工作寿命应与卫星的工作寿命相同。卫星上有的零件每分钟转动 200 多转,太阳能电池板每 24 小时转一圈,陀螺仪每分钟转 5000 多转。如卫星寿命按 5 年计算,则分别可求出以上零件的循环次数,分别按循环次数进行寿命设计,以达到重量最轻的目标。

(2)机械系统内部的变形协调 设计机械结构时人们往往只进行整体强度设计而忽略了与应力同时产生的变形及其影响。然而变形在很大程度上能使人们了解构件的工作状态是可靠还是失效。超静定结构内部变形的不协调会严重影响内部应力分布。为了使变形协调,应在设计结构时,使工作零件在载荷作用下相对变形尽可能小,而且变形方向尽可能相同。

在螺纹联接中,图 6-1(a)表示受压螺母,变形方向与受拉力的螺杆变形方向相反。图 6-1(b)表示受拉螺母,螺纹下部变形方向与受拉螺杆变形方向一致,从而使相对变形很小,并且应力分布也比较均匀。

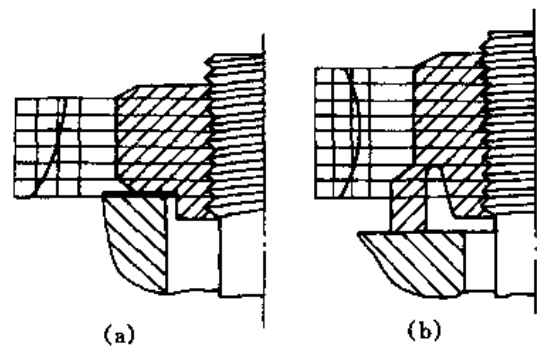


图 6-1 螺母形状和应力分布

(3)系统内部作用力平衡 有些机械结构在工作中,由于设计不合理产生一些附加载荷,如斜齿轮啮合的轴向推力,往复运动或回转运动的惯性力等,这些附加载荷降低了结构的寿命与精度,必须加以克服,相应采取有效措施把它平衡掉。

2. 功能及载荷分配原理

结构设计必须依据功能要求合理选择载体,即设计零件能完成规定的功能。功能分配有三种情况,即一个零件完成几种功能,如管道法兰能联接、分离、密封;一个零件完成一种功能;几个零件完成一种功能,如受横向载荷的螺栓联接,一般都在螺栓外侧加套筒承担剪力,螺栓只起预紧作用,这样既减轻了重量,工作又安全可靠。

从另一个角度看,同一个零件的不同部位可承担不同的功能,不同的部位可用不同的材料,如蜗轮的青铜齿圈耐磨,铸铁轮芯用来承载。

进行相同功能的任务分配,当功率、力或尺寸大到一定程度时,就把同一个功能分配给若干个相同功能的载体来承担,如用几根三角带传递转矩,同一处采用多个相同的轴承等。

3. 结构自助原理

通过选择构件及其在系统中的合理布置,使构件之间相互支持以达到功能加强的作用称为自助。在正常状态下有加强功能、减载或平衡的作用,在非正常状态下有保护和自救的作用。

在自助结构中,总作用是由初始作用和辅助作用共同完成的。而辅助作用是由初始作用伴随而生的,如斜齿啮合产生的轴向力等。

(1)自增强结构 当辅助作用与初始作用方向相同时为自增强。如图 6-2 所示,只要容器内部压力高于外部压力,则左边的布置形式总是自助的,从而使密封力得到提高。相反,右边

的布置降低了密封力而形成自损。

(2)自平衡结构 在正常工作状态下辅助作用同初始作用相反并达到平衡状态称为自平衡。如回转体产生偏心,则加平衡重达到新的平衡。

(3)自保护 在超载情况下,特别是超载有可能反复出现时,采取自动防止破坏的措施为自保护。如锅炉的安全阀。

4. 置换原理与转移原理

当结构中磨损件为贵重件时,可增加一磨损件而保护重要部件称为置换原理。如铸铁活塞环可保护活塞不受磨损。

转移原理是将贵重的磨损件加一个易损件,将损害转移称为转移原理。如滑动摩擦轴承内加一轴承衬,磨损都在轴承衬上而不在轴上或轴承上。

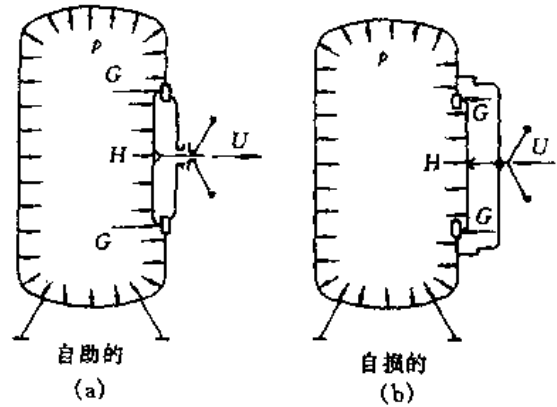


图 6-2 人孔盖的布置

U—原始作用 H—辅助作用 G—合成作用 p—内压力

6.2 机械结构设计常用方法

6.2.1 改善机械结构的受力状况

改善机械结构的受力状况是载荷分配原理的应用,单独提出这个问题是这种方法能有效地降低结构的内部应力,提高结构强度、刚度的效果明显,所以结构设计中普遍运用。

1. 载荷分担

载荷分担是将一个较大的或复合的载荷,经采取结构措施后,分给不同的零件或同一零件的不同部位上。此法适用于强度、刚度较弱的零件或对精度影响较大的零件。

轧钢机的轧辊采用支承辊,支承辊分担了轧制力,以保证轧辊的轧制精度。重载车的后车轮每侧用两个轮也是为了分担载荷。典型的例子如机床变速箱外输入轴皮带轮的卸荷结构,如图 6-3 所示。为保证主轴 1 不受弯曲提高加工精度,将胶带的压力通过轴承和轴承座 5 传给箱体 4,由箱体分担;而带轮 3 的转矩则通过端盖 2 的花键传给轴 1,故轴 1 只承担转矩而不承担径向力。

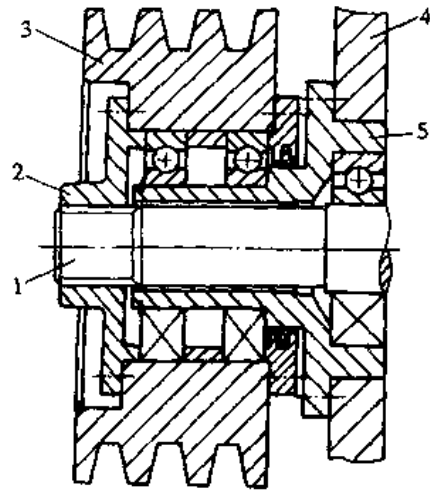


图 6-3 带轮卸荷结构

1—传动轴 2—端盖 3—带轮 4—箱体 5—轴承座

2. 载荷均布

结构受一个集中载荷可分为几个较小的载荷或均布载荷,使结构受力状况得到改善;另一

种情况是载荷分布不均,经均布处理使载荷近似均布,称为载荷均布。

图 6-4 为两受拉铆接板,按图上分布各铆钉受力相等,如每排铆钉数相等排列,则下排的铆钉受力大于上排铆钉。又如重载齿轮减速机,齿轮位置的合理布置能改善齿轮本身、轴和轴

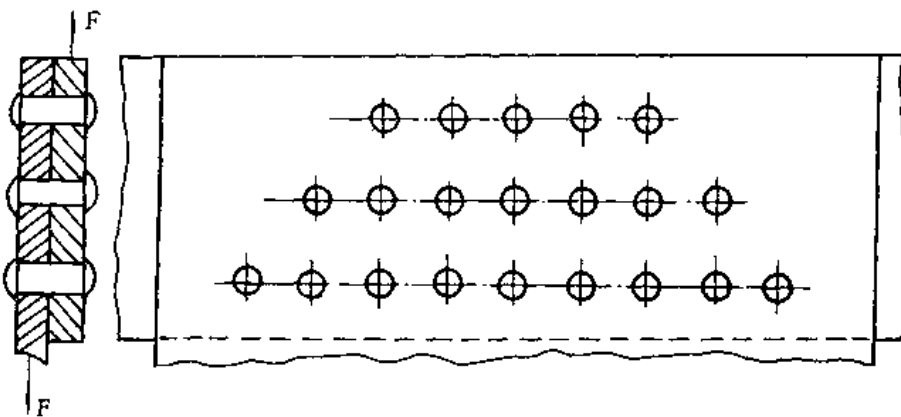


图 6-4 铆钉排列图

承的受力状况。

载荷均布一般从改变刚度或借助弹性变形来调节载荷分布,是属于变形协调原理的应用。

3. 载荷抵消

载荷抵消是将结构无用的不利载荷或有用载荷的不利作用全部或部分抵消。一根轴上安装斜齿圆柱齿轮,在轴上会产生轴向力,如改成人字齿轮或安装两个旋向不同的斜齿圆柱齿轮就可以抵消轴向力。

6.2.2 降低最大应力及提高结构的抗力

1. 合理确定截面形状

一般梁类结构多数承受弯矩,只要增大截面模数就能降低最大应力,在相同截面积的情况下可以选择或设计截面模数大的截面形状,这方面的资料设计手册上很多,这里不再重复。轴类零件多数受弯曲和扭转力矩,同理也应采取增大截面模数的方法。

2. 尽量减小悬臂结构的伸出部分

确定支承间的距离及其伸出长度直接影响支承受力和轴的弯矩大小,应予以合理选取。如图 6-5(a)所示,伸出轴过长,受力不好,(b)改进了轮毂的设计,(c)将齿轮与轴构成一体,受力又好,结构又简单,应力也降下来了。

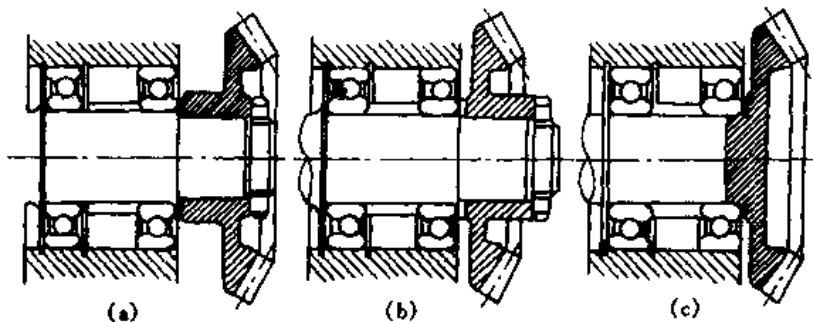


图 6-5 减小伸出端长度

3. 合理利用材料特性

一般材料抗压能力都超过抗拉、抗弯能力,特别是铸铁,抗拉能力很差,所以在结构设计时要扬长避短,铸铁结构要用受压取代受拉;而钢结构尽量用受拉代替受弯。

6.2.3 抗疲劳破坏的结构设计

上节所讲的都属于静强度设计,而实际设备的断裂事故中约 80% 属于疲劳破坏,因此在结构设计时应给予足够的重视。

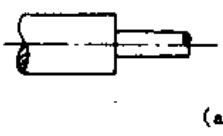
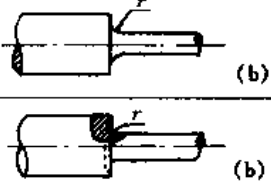
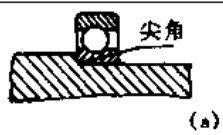

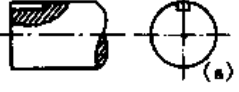
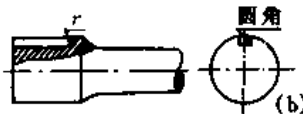
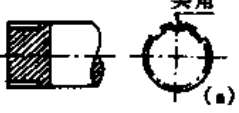
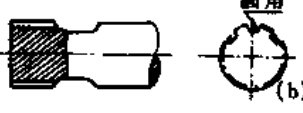
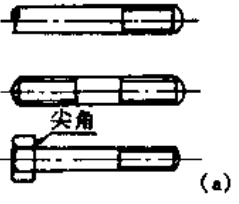
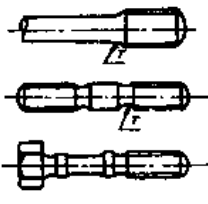
疲劳破坏是在局部应力最高的部位发生的,故在结构设计时应尽量避免不必要的应力集中和设法减小应力集中,为此采取如下措施:

- ①零件的横截面尺寸和形状有改变的地方,应尽可能用较大的圆角光滑过渡。
- ②结构中的各种孔都是产生应力集中的地方,应合理排列,达到减小峰值应力的目的。
- ③受拉表面尽量不开缺口。如必须开时,则应合理选择开口形状,以减小应力集中系数。
- ④在应力集中部位附近,可开卸载沟槽,以降低峰值应力。
- ⑤采用表面强化工艺也可以提高零件的疲劳强度。

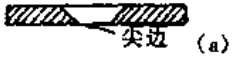



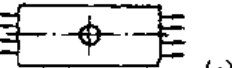





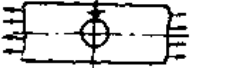
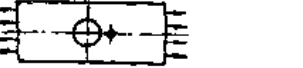

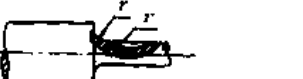
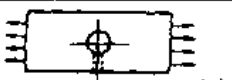

⑥合理选材,强度高的材料缺口敏感性也高,对疲劳强度不利,这就要求材料有较高的断裂韧性,而两者之间是有矛盾的,所以选材要兼顾两个特性。

采取以上措施,不需要将零部件尺寸加大,最合理的办法是改进结构,使其应力分布合理,或采取强化工艺。表 6-1 为结构设计中降低峰值应力,提高疲劳强度的实例。表中(a)图局部应力高、疲劳寿命低;(b)图降低了局部应力,疲劳寿命得到提高。

表 6-1 改进结构降低峰值应力提高疲劳寿命的举例

图号	局部应力高,疲劳寿命低	降低局部应力,提高疲劳寿命
1	 (a)	 (b)
2	 (a)	 (b)
3	 (a)	 (b)
4	 (a)	 (b)
5	 (a)	 (b)

续表 6-1

图号	局部应力高, 疲劳寿命低	降低局部应力, 提高疲劳寿命
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		

6.2.4 防腐蚀结构设计

腐蚀是机械产品和工程构件主要的失效形式之一,但因腐蚀过程进展缓慢,往往被人们忽视,从而造成经济上的损失,因此在结构设计时就应该考虑防腐问题。主要有如下方法。

1. 隔离不同的金属

如图 6-6(a)所示,以铝铆钉铆接两块钢板时,则铝铆钉必被腐蚀。以钢铆钉铆接两块铝板时,铝板受腐蚀而凹陷,致使铆钉松动和滑动,甚至可能损失结构。以上都属于电化学腐蚀。改进措施如图 6-6(b)所示,加非金属套筒、垫片和垫圈等,来隔离所有的接触面。

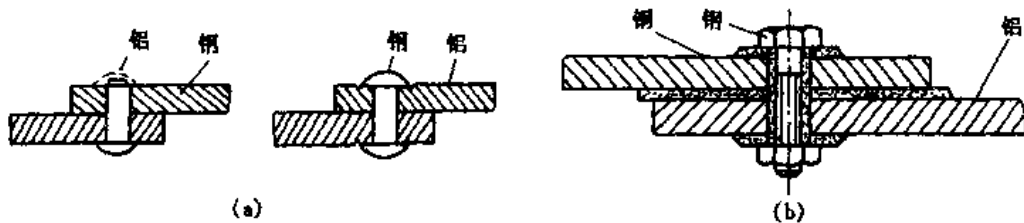


图 6-6 隔离不相同的金属

2. 避免有狭缝

狭缝能滞留液体产生腐蚀,设计结构时相邻两壁间应有足够的空间,如图 6-7 所示。

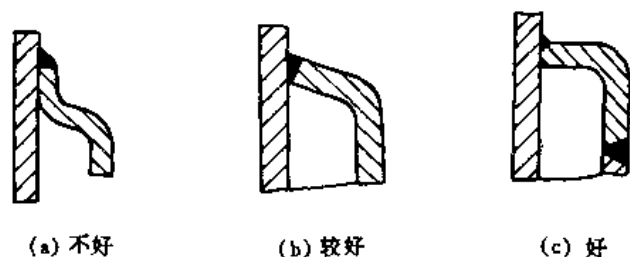


图 6-7 避免有狭缝

3. 容器内的液体能排除干净

如图 6-8(a)所示,不能把容器内液体排除干净、容易引起腐蚀,应改成图 6-8 (b)所示结构。

4. 合理的螺钉联接结构

图 6-9 表示各种螺钉联接的抗腐蚀能力,图 6-9(a)中的内六角螺钉头与零件之间有间隙可能积存腐蚀性介质(污物、水等),六角头螺母与被联接件和螺钉之间的棱角处也容易产生腐蚀。改变联接结构使钉头在下(见图 6-9(b)),或加一塑料保护盖(见图 6-9(c)),可以提高螺钉联接的抗腐蚀能力。

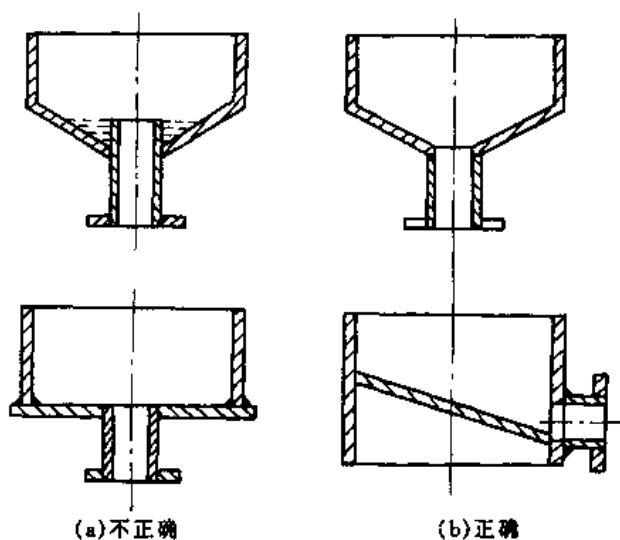


图 6-8 容器内液体应能排放干净

5. 避免局部受热区

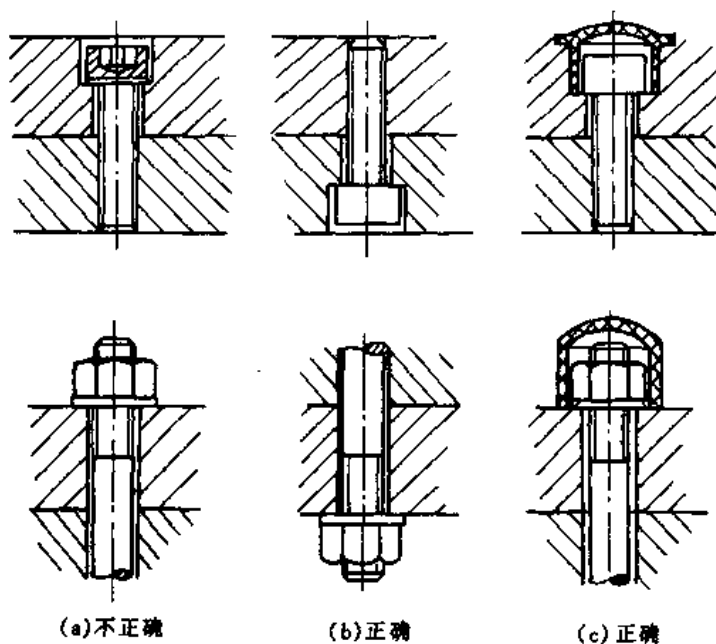


图 6-9 螺钉联接的抗腐蚀结构

容器内不适当地安置加热器会形成局部受热区,从而加速腐蚀,如图 6-10(a)。将加热器放在容器中部能减少腐蚀,如图 6-10(b)。容器内不应有凸缘和间隙,以免堆积固体。如果容器外部需要加热,则加热器应分布在尽可能大的表面上。如加热器面积很小,则内部也会引起腐蚀。

6. 对于接触腐蚀件,在结构中设计易损件并及时更换

图 6-11(a)中钢与铜管道相联接,由于电化学产生腐蚀,可在两管之间加一段可以经常更换的管子(如图 6-11(b))所示,这个管子的材料应该是较活泼的金属,可定期更换这段管道。

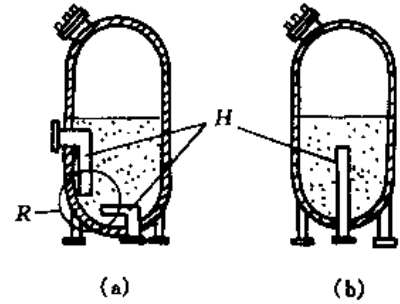


图 6-10 避免热量集中
H—加热器 R—热集中区域

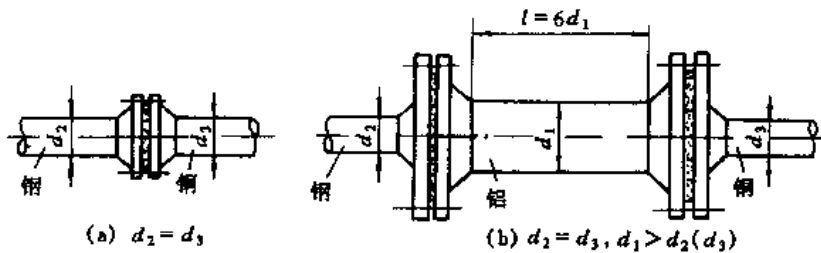


图 6-11 设计接触腐蚀易损件

7. 浓溶液不靠近侧壁

当浓溶液由容器侧壁引入时(见图 6-12(a)),由于浓溶液与容器内液体混合时所放的热会使容器侧壁形成浓差电池而引起腐蚀。浓溶液由中间进入容器是一种较好的形式,如图 6-12(b)所示。同时必须注意选择管子的材料,因为当冷溶液进入热容器时,由于温差可能产生腐蚀电池,使进入冷液的管子引起腐蚀。

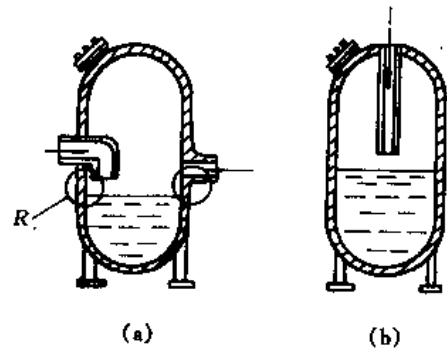


图 6-12 浓溶液不靠近侧壁
R—溶液浓差发生区

8. 防止冷凝

气体的冷凝会使金属强烈的腐蚀。图 6-12 所示为一金属容器支持在钢支座上与气体隔热截面图。支座在接触面上能起散热片的作用,并使容器的温度低于气体的凝点,因此由于冷凝会产生严重腐蚀,如图 6-13(a)所示。要避免这种情况,可在支座下方到基础面上使之隔热,如图 6-13(b)所示。

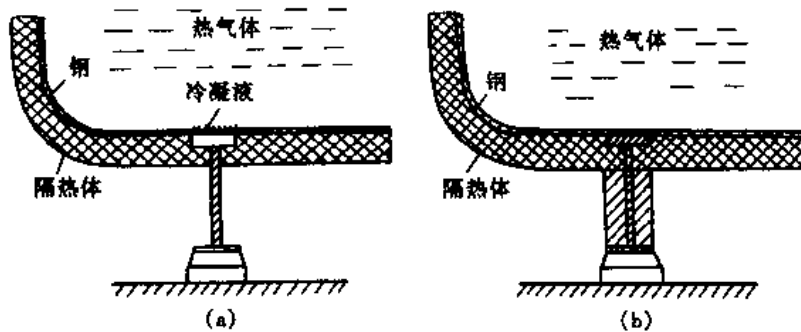


图 6-13 防止冷凝

6.3 机械结构工艺性设计

6.3.1 机械结构设计与工艺性

一个机械结构设计的优劣,可从两个方面考虑,首先是对该结构要求实现的功能是否能充分地体现出来,其次是能否经济地加工安装,即工艺性是否好。这种对所设计的结构能综合地考虑和处理制造、装配、使用、维修等方面的各种技术问题,称为结构设计工艺性。

在机械制造工业中,要做到优质、高产和低消耗,除工艺人员应采取有关技术措施外,结构设计有着很大的影响,甚至是决定性的影响。因此设计者不仅应从机器使用要求出发,满足各项性能要求,同时还要适应制造工艺、使用、维护等结构工艺性和技术经济指标方面的要求。否则就可能出现这样的情况,单从工作原理上看是一个好的设计,但由于其结构与制造工艺水平不相适应,导致无法制造或虽勉强制造却非常费工费料,使产品在市场上没有竞争力,这就属于失败的设计。又如,设计中由于对某些零件的标准化、通用化缺乏考虑,使得制造只能单件小批量生产,无法组织专业化大批量生产,不能形成规模效益,在市场上也无竞争力。再如,在设计中没有充分注意节约原材料问题,以致在制造中增加了不必要的材料和工时消耗。所以对机器设计而言,设计工艺性的好坏是关系到优质、高产、低耗的重要问题,是衡量设计质量的主要指标之一。因此设计者要熟悉制造工艺基本理论和知识,以建立设计工艺性的观念。这样才能做到对设计方案的全面考虑、综合分析和重点保证,使结构设计经得起从加工制造到使用维护各个方面的综合考验。

设计工艺性涉及的面很广,从机器的总布局到零部件的结构,从零件所用的材料到他们的毛坯选定,从制造工艺到运转维护等,都有不少问题需在设计阶段应给以正确的考虑和处理。以一个零件而言,其尺寸决不是只通过计算就能确定的。实际上,计算出来的数据往往要在考虑工艺性时作些修改。计算的目的是判明多大的尺寸才能满足强度、刚度和寿命等要求,而最终的零件结构,必须考虑工艺性后才能确定下来,该零件的毛坯如用铸件,还得考虑铸造工艺性,若用焊接件就得考虑焊接结构工艺性等。

对同一个零件来讲,结构工艺性不是固定不变的,而与生产批量、生产设备条件、使用维修条件相适应。一般零件的毛坯由以下方式获得:型钢切割或铸造、焊接和锻造等。批量小的零件可用锻造、焊接(大件)方法获得毛坯;批量大的可用铸造或精锻方法获得零件的毛坯。由于大批量生产可采用专业设备和生产线,故结构设计就得考虑到适应机械手操作及自动定位、夹持等生产要求。

新技术、新材料、新工艺的不断产生也促进了结构设计不断变化。精密铸造、精密锻造、精密冲压、挤压、轧制成形和粉末冶金等工艺,使毛坯趋近于成品;真空技术、离子氮化和镀、渗工艺等在热处理中的应用,大大改善了零件的表面质量;在加工中,电火花、电解、激光、电子束和超声加工等工艺的发展,使难加工的材料、复杂形面、精密微孔等的加工变得较为容易和方便。这些都为结构设计提供了方便的条件。

设计者不仅要使用已有的工艺,还必须用自己的新结构设计促进工艺的发展。如花键联接和成形轴联接都要求专门的工艺和设备,而由于它们有特殊的使用功能,工艺人员还是发展了原有的工艺和设备,使这种新的结构设计在机械设计中得到了广泛的应用。

6.3.2 铸造零件的结构设计

铸件是由液态金属在型腔内成形的,其形状和大小几乎不受限制,可获得形状复杂的毛坯,而又易于大批量生产,在机械制造中使用得最多,约占机器总重量的50%~80%。由于铸件在冷却过程中内部冷却速度不同,能产生内应力,故所有的铸件均应经过时效处理消除内应力。

常用的铸造方法及特点见表6-2。

表6-2 常用铸造方法的主要特点

铸造方法	主要特点	铸件最小壁厚/mm
砂型铸造	可以容易地制成各种形状的铸型,砂型和型芯在清理时容易取出,可以作为复杂形状。尺寸精度差,表面粗糙。可以铸造大型铸件。可用于生产铸钢、铸铁、有色金属件	铝合金>3 铸铁>3~4 铸钢>5
金属型铸造	不能铸形状很复杂的零件。只用于大量生产的有色金属中小型铸件	铝合金>3~4 铸铁>4 铸钢>5
压力铸造	因为压铸模尺寸准确,表面光洁,这种方法生产的零件精度最高。用于有色金属中小型零件的铸造。适用于大量生产铸件	铜合金<2 其他合金0.5~1
低压铸造	不适用于形状很复杂的铸件。用于有色金属中小型铸件。金属利用率最高	一般>2~5
熔模铸造	在铸造时把模料熔掉,因此无拔模问题,可以铸造形状较复杂的铸件。尺寸精度与表面光洁程度在现有铸造方法中也是最高的一种。只用于生产小铸件。可用于生产浇注温度很高的特种铸钢件	一般>0.5~0.7
壳型铸造	一般只用一个分型面,零件形状不能太复杂。零件的尺寸精度与表面光洁程度比砂型铸造的高。只用于中小件的铸造	铸铁>1 铸钢,铝合金>4
离心铸造	用于大量生产的筒形零件,铸件外壁光滑内壁粗糙,一般要经过加工,可用于在零件表面贴附一层不同金属的铸造(如轴承衬)	最小内孔 $\phi 7$

1. 铸造工艺对结构设计的要求

(1)造型方法 尽量采用整体模在平板上使用二箱造型。如图6-14(a)所示,改进前铸件是三箱造型,改成图6-14(b)后成为两箱造型,减少了分型面,简化了造型工艺过程。

(2)拔模斜度 为起模方便,为留有拔模斜度。如图6-15(a)为改进前的铸件,无拔模斜度。图6-15(b)为改进后的铸件,包括内腔在内起模方向都留有结构斜度,使模型容易起拔,保证了铸件质量。

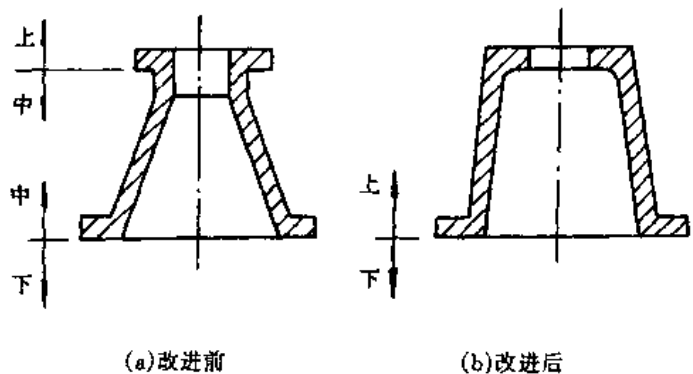


图6-14 铸件的分型面

(3)铸件的内腔 利用型芯可以铸出形状极为复杂的铸件内腔,但生产成本会明显地增加,所以在结构设计时应尽量不用或少用型芯。

图 6-16 所示为轴承支架的三种设计方案。方案(a)的结构必须应用型芯。若刚性能符合要求,则可改为方案(b)的工字型结构,可不用型芯。如必须应用型芯时,则可采用方案(c)的结构。在铸件上增加了工艺孔作为安装型芯的支承,并使铸件内腔清砂工作大为方便。

(4)铸造孔径 铸件上的孔用铸造方法制出,可减少机械加工量。若孔的尺寸太小,造芯和清砂都有困难,应以机械加工来替代。表 6-3 和表 6-4 为铸件容许铸出的最小孔径。



(a)改进前 (b)改进后
图 6-15 起模方向留有结构斜度

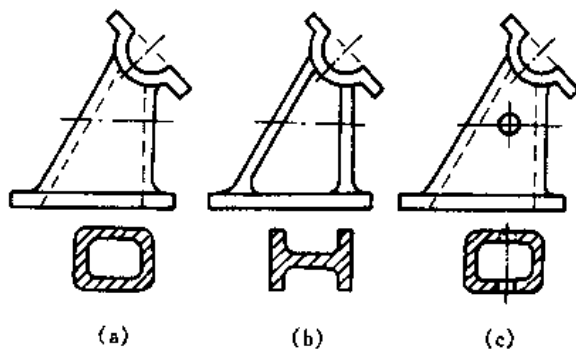


图 6-16 支架的三种设计方案

表 6-3 碳钢铸件容许铸出的最小孔径

铸件壁厚 δ /mm	25 以下		26~50		51~75		76~100	
	孔 的 最 小 直 径/mm							
孔的深度 H /mm	$d \nabla$	$d \oslash$	$d \nabla$	$d \oslash$	$d \nabla$	$d \oslash$	$d \nabla$	$d \oslash$
100 以下	80	60	80	60	90	70	100	80
101~200	80	60	90	70	100	80	110	90
201~400	105	80	115	90	125	100	135	110
401~600	125	100	135	110	145	120	165	140
601~1000	150	120	160	130	180	150	200	170

注:1. $d \oslash$ 表示非机械加工孔尺寸, $d \nabla$ 表示要加工的孔尺寸。

2. 对不通孔,所允许的铸造孔径,应比表中增大 20%。

表 6-4 灰铸铁件铸出的最小孔径

生产类型	mm		
	大量生产	成批生产	单件生产
铸制孔的最小直径	12	18	25

2. 铸造合金性能对结构设计的要求

(1)铸件壁厚 铸件壁厚不宜过薄,以免由于受液态金属流动性限制不能浇满型腔而使铸件报废,常用铸件最小壁厚值可参考表 6-5。

表 6-5

铸件最小允许壁厚

mm

铸 型 种 类	铸 件 尺 寸 (mm×mm)	最 小 允 许 壁 厚						
		铸 钢	灰 铸 铁	球 墨 铸 铁	可 锻 铸 铁	铝 合 金	镁 合 金	铜 合 金
砂 型	200×200 以下	6~8	5~6	6	4~5	3	—	3~5
	200×200~500×500	10~12	6~10	12	5~8	4	3	6~8
	500×500 以上	18~25	15~20	—	—	5~7	—	—
金 属 型	70×70 以下	5	4	—	2.5~3.5	2~3	—	3
	70×70~150×150	—	5	—	3.5~4.5	4	2.5	4~5
	150×150 以上	10	6	—	—	5	—	6~8

注:1. 结构复杂的铸件和灰铸铁牌号较高时,选取偏大值。

2. 特大型铸件的最小允许壁厚,还可适当增加。

铸件壁不宜过厚,尤应避免局部材料积聚,形成过大热节,以致产生较大的铸造应力,使该处出现裂纹和缩孔等缺陷。图 6-17(a)为铸件改进前的设计方案,出现很大的热节;图 6-17(b)为改进后的结构,消除了热节。

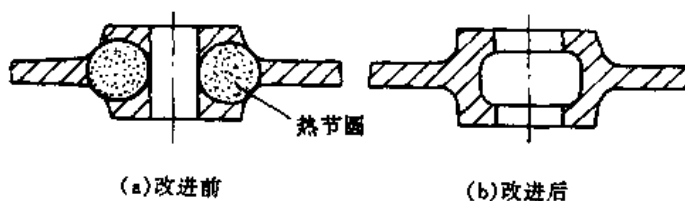


图 6-17 铸造轮毂设计方案

(2)铸造内、外圆角 铸件两壁相连的内侧如不用内圆角,则尖角处容易开裂,且浇注和清砂均困难。

铸件两壁相连的外侧如不用外圆角,可在直角部位集中很多杂质造成薄弱环节;不仅不美观,还容易伤人。常用铸造内、外圆角半径尺寸规范均可查机械设计手册。

6.3.3 焊接件的结构设计

焊接件的灵活运用可替代部分铸件和锻件,其适用于单件、小批量或大型部件的生产制造,故应用面越来越广。一般焊接后都要对焊接件进行消除残余应力处理。

1. 焊接材料的选择

在满足工作性能要求的前提下,应选用可焊性较好的材料来制造焊接结构件。最常见的是钢材焊接,含碳量低的材料可焊性好。图 6-18 为几种钢材的可焊性比较及可焊性与含碳量的关系。

焊接结构件的金属材料最好采用相等的厚度,这样容易获得优质的焊接接头。如果接头两侧的材料厚度相差较大,则接头处会造成应力集中,而且由于接头两边热容量不等,容易产生焊接缺陷。图 6-19 所示为不等厚金属材料焊接时的接头过渡形式。

2. 焊缝的布置

焊接结构件中的焊缝布置与产品质量、生产率、工人劳动条件等都密切相关。一般焊缝形

式如下：

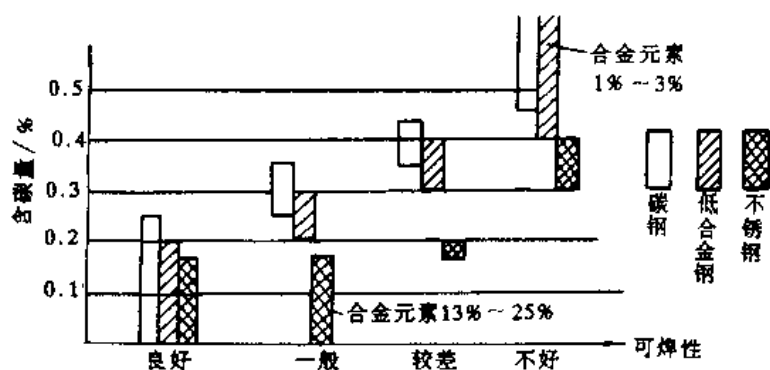


图 6-18 可焊性受含碳量及合金元素成分的影响

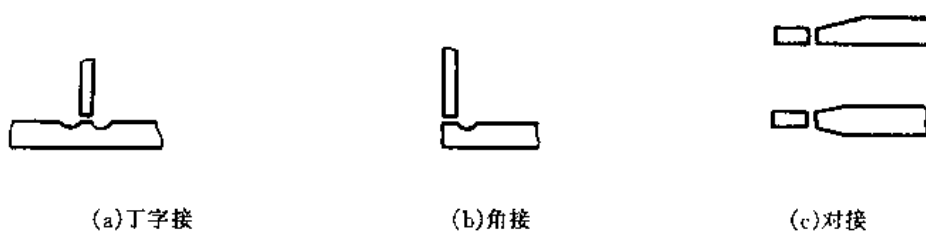
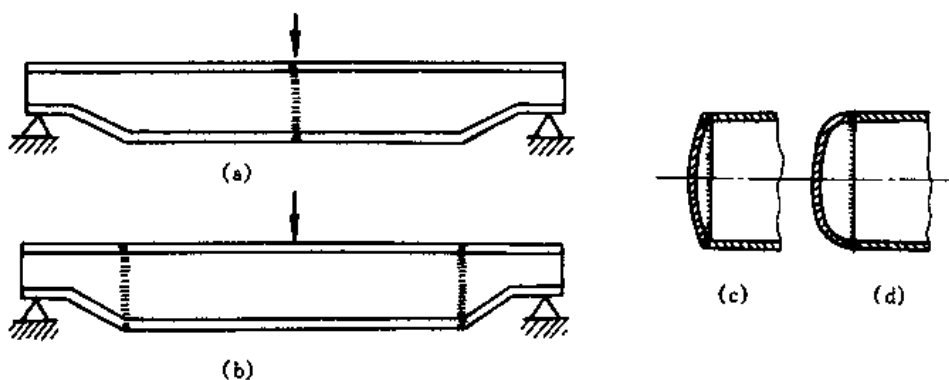


图 6-19 不等厚金属材料焊接接头的过渡形式

①焊缝的布置应尽可能分散。焊缝集中和重叠,会造成金属的严重过热,使组织恶化,机械性能下降。所以两条平行的焊缝,一般要求相距 100mm 以上。

②焊缝的位置应尽可能对称。焊缝位置对称的优点是焊缝冷却后收缩,由于焊缝位置对称,所以结构件整体变形最小。

③焊缝应尽可能避开最大应力和应力集中的位置。对于受重载的结构件、高压容器等,在最大应力和应力集中的位置上不应设置焊缝。例如焊接大跨距的钢梁,如果原材料长度不够,则宁可增加一条焊缝,以便使焊缝避开最大应力的地方,如图 6-20(b)所示。压力容器的封头一般都设计成图 6-20(d)所示的形状,使焊缝避开应力集中的转角位置。



(a),(c)不合理; (b),(d)合理

图 6-20 避开最大应力和应力集中的焊缝布置

④处理好焊缝位置与加工面的关系。设计焊缝时要注意,不要让焊缝被切削,以免影响焊缝强度。对于精度要求较高的焊接件,应在全部焊成之后进行退火,然后进行机械加工,免除焊接变形的影响。对有些情况,焊接部件必须加工好之后再进行焊接,则焊缝的位置应该离已

加工表面尽可能远一点。在粗糙度要求较高的加工表面上,不要设置焊缝。因为不仅焊缝中有可能存在着某些缺陷,而且焊缝的组织与母材的组织有明显的差别,加工后不能均匀地达到较高粗糙度的要求。

⑤焊缝位置应考虑到焊接操作方便。焊缝位置应考虑到焊接操作空间,内侧焊缝也能伸入焊条。焊缝的布置应尽量能在水平位置上进行焊接,同时要减少或避免工件翻转。良好的焊接结构设计,还应尽量使全部焊接件(至少是主要部件)能在焊接前一次装配点固,以简化焊接工序,提高产品质量和生产率。

6.3.4 锻件的结构设计

许多零件要用锻造毛坯,锻件的机械性能比铸件好,锻件一般都要经过机械加工,所以锻件既要满足切削加工工艺要求,又要满足锻造工艺要求。对锻件结构形状影响最大的是锻造工艺。

1. 常用的锻造方法

①自由锻。自由锻是在锻锤或液压机上进行的,锻件重可达150t以上,不使用特殊的模具只能锻出简单形状、精度低、表面状态差,用于单件或小批量生产。这类零件都需要切削加工,所以结构设计时主要考虑其切削加工工艺性,同时为了减少锻造困难,不要过分增大余量和加工量,零件的形状应尽量简单,用自由锻的方法难以锻出锥度、斜面、加强筋、工字型截面和其他复杂形状。

②模锻。胎模锻造是用简单的模锻工具在锻锤或自由锻压机上锻造,锻件形状接近零件形状、精度比自由锻好,适用小批量生产。

锤上模锻是用模锻锤或无砧模锻锤进行锻造,锻件形状和精度比胎模锻好,用于中批量生产。

压力机上模锻及平锻机上模锻,锻件精度及形状复杂程度都比较高,但设备较昂贵,用于大批量生产。

③平锻机上顶锻。用平锻机顶锻,锻件为实心或空心杆形零件,尺寸精确、精度较高。生产率高,用于大批量生产。非回转体及中心不对称的锻件,一般不适宜在平锻机上模锻。

④精密锻造。可锻出形状复杂少切削甚至无切削的大小锻件。如燃气轮机的叶片、阀门壳体、圆锥齿轮、阶梯轴等。适用于大批量生产。

2. 锻造件结构设计准则

①尽可能避免锻件截面积变化太大,又要与切削加工后的零件形状接近,减少切削加工余量。

②尽可能使工件在模具平面上下对称,模腔深度较浅或凸起部分两边的斜度对称,以便简化模具制造。

③当锻件比较复杂、难于锻造时,可分成几个形状比较简单的部分,锻出后组合或焊接起来。

④在零件与分模面垂直的壁,要留有拔模斜度,锻件上所有的锐角锐棱都应代以圆弧。

6.3.5 切削加工件的结构设计

切削加工件的结构设计是否合理,决定了切削加工的难易程度,对加工质量、生产效率和经济效益有重要影响,也是评价零件结构设计优劣的技术经济指标之一。切削加工占零件加

工量的很大部分,因而切削加工件结构设计更为重要。主要设计原则如下:

(1)便于加工中装卡 便于装卡,即有足够大的夹持面,零件能在机床上卡紧以便于加工,同时还应准确地定位。

(2)便于加工和测量 加工时刀具的引进和退出要方便,尽量避免箱体内部加工、凸缘上的孔要留出足够的加工空间、尽可能避免弯曲的孔、留出退刀槽和空刀槽等。

(3)有利于保证加工质量和提高生产效率 有相互位置精度要求的表面,在设计结构时,应确定一个定位基准面,用这个基准面可以在一次装卡中加工出各种位置的面,既保证了各面的位置精度,又减少了装卡次数。薄壁件设计时要考虑加工时夹紧力或切削力作用下变形,所以要有足够的刚度,确保加工精度。孔的轴线应与其端面垂直,避免钻孔时产生偏斜。同一个零件上的结构要素应尽量统一,如圆角、退刀槽等,以减少换刀次数。尽量减少走刀次数,便于多件一起加工。

(4)提高标准化程度 与加工部分相配的零件尽量选用标准件。使用的刀具应是标准刀具,所以在结构设计时应了解标准刀具和标准件有全面的了解。

(5)合理地确定加工面的精度和粗糙度的要求 在保证使用的前提下,精度要求越低越好,这样既容易加工,又降低了成本,提高了生产率。

6.3.6 装配对零件结构设计的要求

装配是产品制造的重要工序,装配的工作量占产品制造总工作量 1/4 左右。因此,在装配过程中,相互联接的零件或部件不用或少用修配和机械加工,使装配周期缩短,易于装配。产品装配后,经过检验便投入使用,因此装配对产品质量影响很大,应给予足够的重视。

①在同一产品上有多个相同零件时,该件要有互换性,便于装配和维修,并减少备件数量,如发动机活塞等。

②保证装配的可能性和方便性,设计的结构必须考虑到装配工序的简单和方便,特别要防止有不能安装和拆卸的结构。例如结构中的紧固螺栓等应留有螺母板手工作空间。为了方便装配操作,结构设计中应注意不要使几个配合面同时与基础零件相配,面应依次地装入。端盖之类零件要设计出安装或拆卸的结构。

③一台机器装配时应分成多个装配单元,各单元分别装配,然后把各单元再装成总机。这样可增加并行工作面,缩短总装时间,提高生产率,也便于维修。

④材料不同,尺寸相同的零件,如销、轴等应改变其尺寸,以作区别,避免安装时用错零件。

⑤为了便于安装,圆柱与孔的端部应该有倒角。同时也避免了划伤装配人员的身体。

6.3.7 考虑维修的结构设计

一台机器除非有特殊要求,很难达到所有的零件都是等寿命,特别是一些重型设备,由于局部工作条件恶劣等原因,个别零件的使用寿命有时只有整台机器规定使用寿命的 15% 左右。也就是说,在整台机器使用过程中,那些易磨易损零件要多次更新。有的系统即使其中的零件没有损坏,但因磨损运行等原因会出现间隙或松动,因此也必须重新调整和紧固。所以在结构设计中就要考虑这些问题,为机器的维修及调整提供可能和方便。

(1)设置调整机构 带传动、链传动和皮带运输机等经过一段时间使用,带、链将被拉长,此时带、链并未破坏,只需张紧仍可使用。可用张紧机构调整带、链轮的中心距,使传动正常工

作。

(2)保证拆卸方便 机器运转一段时间要进行大修、中修和小修,一些常需更换的零件要易于拆卸,最好不选过盈配合,也不要更换一个易损件,要拆很多不需拆卸的件(图6-21)。

(3)修复被磨损的表面 某些大型零件或材质昂贵的零件,设计中就应考虑其磨损或损坏后修复的可能性。例如,电铲上的一根轴,轴颈易磨损,可考虑在设计中将轴颈直径加大,磨损后将轴颈车细一点,配上相应的滑动轴承,恢复其使用功能。有的轴可采用在磨损表面电镀或喷涂修复。有些磨损表面也可采用重新加工的方法,如机床导轨可采用刮研或磨削加工。

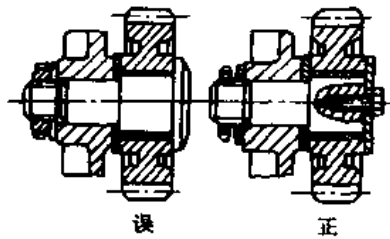


图 6-21 拆卸方便

6.4 材料选择

机械结构的形状、尺寸、精度、粗糙度要求等确定后,只能反映出该结构已满足功能原理的要求,能否加工出来就要考虑工艺性问题,而该结构是否具备规定时间和条件的工作能力,就与材料的选择有密切关系,如选材不当,不是造成经济上的浪费,就是造成设备的提前损坏,同样也造成经济上的损失。因此选对材料并给予一定的处理,发挥出材料的最大潜能,才算是一个好的机械结构设计。

6.4.1 常用材料

机械结构常用材料有铸钢、钢、铸块、球墨铸铁、有色金属、非金属材料 and 复合材料等。

1. 铸钢

铸钢主要用于制造承受重载的大型零件。某些锻造性能和被切削性能较差的钢,也可以铸造成型。小型铸件与同等条件下的锻件机械性能大致相近;大型铸件的强度和锻件相近,但塑性和韧性较低,目前大都采用正火、回火作为最终热处理。按用途可分为一般用途的普通碳素铸钢、低合金铸钢、耐腐蚀铸钢和耐热铸钢等特殊用途铸钢。其中碳素铸钢应用最广,占铸钢总产量的80%以上。

低碳素铸钢有良好的导磁性,常用于铸造电磁吸盘和电机壳体以及各种形状的机件,如机座、变速箱壳等。中碳素铸钢的综合的机械性能比较全面,广泛应用于铸造重要的机械零件如轧钢机机架、机车车架、重型齿轮、联轴器等。高碳素铸钢因韧性较差,很少应用。

2. 钢

钢是机器制造中用得最广泛的材料,常用的钢材有碳素钢、合金钢,品种较多。选择钢材时,除了零件的使用要求外,还必须考虑材料的热处理性能和机械加工性能。

(1)碳素钢 碳素钢分普通碳素结构钢和优质碳素结构钢。两类钢的主要区别在于普通碳素结构钢对碳含量和性能范围要求及对磷、硫元素含量限制较宽,一般在热轧状态下使用,价格便宜,广泛地应用于工程建筑、车辆、船舶及一般的桥梁、容器等金属结构。其属于工程结构钢,也常用于制造要求不高的零件,如螺钉、螺栓、螺母、垫圈、小轴、手柄等。该种钢淬透性差,零件直径大于20mm或零件厚度大于14mm时就无法淬透,所以它们机械加工后,一般不

再进行热处理。

优质碳素结构钢既能保证机械性能,也能保证化学成分。这类钢塑性和韧性较普通碳素结构钢高,在淬火、焊接、锻造和冷变形的过程中不易开裂,用来制造较为重要的零件。如 15, 20 钢是一般的表面渗碳钢,渗碳使表层碳分增高,淬火后表面硬度高,心部仍是低碳,硬度较低并有韧性。使零件特别是轴类零件表面耐磨,心部耐弯,使材料综合性能得以发挥。40, 45, 50 钢属调质钢,主要用于制造齿轮丝杠、连杆和各种轴类等零件。

(2)合金钢 在碳素钢的基础上,根据不同要求再加入各种元素如 Ni, Cr, Mo, W, V, Ti, B 等,以改善各种性能,例如提高淬透性、耐磨性、硬度、冲击韧性、断裂韧性和高温强度等。

常根据合金元素含量的多少,把合金钢分为:低合金钢($<2.5\%$),中合金钢($2.5\% \sim 10\%$),以及高合金钢($>10\%$)。也可按用途分:

①合金结构钢。这类钢含碳量低,含合金元素不超过 5%的,有良好的韧性和可焊性,适合桥梁、船舶、车辆、锅炉、压力容器、起重机等用。而在优质碳素结构钢的基础上增加某些元素而成的合金结构钢能制造重要的机械零件,常用的有 20Cr, 40Cr, 35CrMo, 18CrMnTi, 40CrNiMo 等可用于各类轴、齿轮、活塞销等零件。这类零件都必须进行适当的热处理,才能达到所需的机械性能。

②合金工具钢。这类钢主要用于制造刀具、量具和模具。

③特殊性能合金钢。这类钢具有特殊的物理化学性能,如耐磨、耐蚀、导磁、抗磁等。例如 ZGMn13 是著名的耐磨钢,用于回旋破碎机主轴,掘土机铲齿、拖拉机履带等零件。

3. 铸铁

铸铁是应用最广的结构材料。它具有良好的铸造性能、切削性能,容易获得。但可焊性差,只能用铸造方法来成形铸件。缺点是强度较低。铸铁一般分为灰铸铁、可锻铸铁、球墨铸铁和特殊铸铁等。灰铸铁的断面呈暗灰色,强度较低,脆性较大,但耐磨性比较好,用于中等载荷下的结构件、复杂的薄壁件,使用温度不能超过 400°C ;可锻铸铁有较好的强度和塑性、耐磨性和减振性优于普通碳素钢,适于制造尺寸小、形状复杂,不能用铸钢或锻钢制造的零件,如汽车前后轮壳、矿用轮、三通、低压阀门等;球墨铸铁耐磨性非常突出,强度和普通碳素钢接近,但塑性和韧性较钢低,适合制造阀体、轴瓦、曲轴、凸轮轴等零件。

4. 有色金属

常用的有色金属有铝、铜、锌、锡、铅、镁等。纯金属强度低,一般不单独用;而是以合金来制造零件。常用铝合金和铜合金。

(1)铝合金 铝合金的主要特点是比重轻,并具有良好的导电性、导热性,采用强化处理后强度可达低合金高强度钢的水平,有一定的耐腐蚀性、加工性能好、塑性也好,可以冷成型。由以上特点,铝合金广泛应用于航空工业及其他轻质零件,如内燃机的活塞和仪表壳体等。

(2)铜合金 铜合金有较高的耐磨性、耐腐蚀性、导电性、导热性,广泛用于制造轴套、蜗轮、泵体、管道配件以及电器和制冷设备上的零件。

常用的铜合金有黄铜、白铜和青铜。

黄铜是铜与锌组成的合金。锌能提高黄铜的强度和塑性。再加其他元素时称为复杂黄铜。加锡称锡黄铜,加铝称铝黄铜。黄铜价格较低,应用广泛,常用于耐磨、耐腐零件,如蜗轮、重载齿轮、海轮螺旋桨等。

白铜是铜与镍的合金,再加入其他元素称为复杂白铜,有锰白铜、铝白铜等。白铜的特点

有很高的化学稳定性,可制造在腐蚀介质(如海水、有机酸和各种盐溶液)中工作的零件。

青铜是铜与锡的合金。锡能显著提高青铜的强度和硬度,但单纯的锡青铜很少用,一般还加入磷、锌、铅等,这样还能提高弹性强度和疲劳强度,并有较高的耐磨性,适用于重载高耐磨零件。

5. 非金属材料

(1)工程塑料 工程塑料是以合成树脂为主要成分的有机高分子材料。具有质轻、绝缘、减摩、耐磨、自润滑、耐腐蚀的特点,而且成型工艺简单,生产效率高。按其受热后性能不同可分为两大类:一类为热塑性塑料(尼龙),特点是受热以后软化(或熔融),冷却后又恢复原来性质并可反复进行。这类材料有聚氯乙烯、聚乙烯、ABS、聚四氟乙烯、有机玻璃等。用于制造密封圈、衬套、活塞环、轴承等。另一类为热固性塑料,其特点是在一定温度下,经过一定时间加热或加入固化剂固化,这一过程不能反复进行。这类材料有酚醛塑料、环氧塑料。热固性塑料常加入各种填充剂,以获得较高的机械强度。该种材料适用于各种承载零件,并可耐较高的温度,可制造泵、阀、轴承等耐腐蚀件。

(2)复合材料 复合材料是由两种或两种以上性质不同的材料,通过某种工艺手段复合而成的材料。两者复合,保留了各自的优点,得到单一材料无法比拟的,优越的综合性能。

复合材料一般分为纤维复合、层叠复合、细粒复合和骨架复合材料。

应用较广的为纤维复合材料,在复合的原料中,纤维性材料对复合材料的综合性能起到了重要作用,属于增强材料。目前采用的纤维有玻璃纤维、碳纤维、石棉纤维、碳化硅纤维和陶瓷纤维等。复合材料中纤维由基体牢固地黏结起来,基体一般采用树脂,树脂的种类很多,为了增强纤维与树脂的黏结力,可加偶联剂,也称表面处理剂。

复合材料有以下优点:

①比强度、比模量大。比强度和比模量是指材料的强度、弹性模量分别与密度之比。比强度越大,零件自重越小;比模量越大,零件的刚性越大。

②化学稳定性好。耐腐蚀性好。

③减摩、耐磨、自润滑性好。

根据以上特点,在机械工业中复合材料可制造风扇叶片、齿轮、压力容器、泵、阀、密封件等。

6.4.2 材料的选用原则

选用材料主要考虑三方面问题,即使用要求、工艺要求和经济性要求。

(1)使用要求 使用要求一般包括:①零件的工作和受载情况;②对零件尺寸和重量的限制;③工作寿命。

零件的受载情况主要指载荷大小和作用方向及应力种类,工作状况指零件是连续工作还是间歇工作及零件的工作环境,如介质,工作温度和摩擦性质等。如零件尺寸取决于强度,且尺寸和重量又有所限制,则应选择强度较高的材料;如零件尺寸取决于刚度,则应选择弹性模量较大的材料;若零件的接触应力较高,如齿轮和轴承等,则应选用可进行表面强化处理的材料;在滑动摩擦下工作的零件,应选用减摩性能好的材料;在高温下工作的零件应选用耐热材料;在腐蚀介质中工作的零件应选用耐腐蚀材料等。如对机器的使用寿命有要求,还应进行相关计算。总之,材料的工作能力应与零件的使用条件相适应。

(2)工艺要求 选材时首先要考虑材料的工作能力,当有多种材料都能满足零件的使用要求时,除材料本身价格外,成本往往由制造工艺决定。

零件加工工艺从毛坯制造开始,直至精加工结束,费用多少,能否顺利加工等都是考虑的因素;零件生产是单件还是大批量,都要分别考虑工艺路线,以求得费用的最小值。

热处理工艺对零件的强度性能影响很大,同样的结构与材料,如采用先进而合理的热处理工艺,则强度性能可以成倍地提高。至于采用何种热处理工艺,则往往取决于零件的强度要求。而采用何种材料,又必须考虑准备采取何种热处理工艺。

(3)经济性要求 经济性首先考虑材料的价格。表 6-6 给出了各种材料的相对价格系数。

表 6-6 常用材料的相对价格系数

材 料	品 种	相对价格 系 数
铸 件	灰铸铁	1
	可锻铸铁,球墨铸铁	1.1~1.2
	钢	2
	青铜	4~6
板 材	厚 1.5mm 的 Q235 钢板	1
	15,35,45 钢薄板	1.13
	合金钢薄板	2.4
	合格不锈钢板	7.5
	冷轧黄铜板	11.4
轧制及拉拔材料	热轧 $d = 40 \sim 50\text{mm}$ Q235 圆钢	1
	50×50mm Q235 方钢	0.98
	50mm Q235 扁钢	1.1
	15,20,35,50 热轧圆钢、方钢和六角钢	1.26
	15Cr,20Cr,40Cr	1.9
	20CrNi,40CrNi	2.32
	12CrNi3	3.22
	15,20,35,45 冷拉圆钢	1.6
	20Cr,40Cr 冷拉	2.88
	20CrNi,12CrNi3 冷拉	3.28
黄铜棒,圆形,六角形	10.6	
管 材	$\phi 50 \times 1.5\text{mm}$ 无缝钢管	1
	$\phi 50 \times 1.5\text{mm}$ 焊接钢管	0.85
	$\phi 32 \times 10.5\text{mm}$ 活塞销 20Cr 钢管	5.9
	$\phi 325 \times 52\text{mm}$ Q275 厚壁钢管	5.0
	$\phi 50 \times 1.5\text{mm}$ 冷拉紫、黄铜管	4.3

注:每一类材料中,以顺序第一的材料价格作为基本单位。

当零件重量不大而加工量很大时,加工费用在零件总成本中要占很大比例。这时选择材料所考虑的因素将不是材料的相对价格,而是其加工性能的好坏、费用的高低。

当强度为主要要求时,可有两种方案供选择,用强度高而价格贵的材料,或选用强度较差价格低的材料,把零件尺寸加大。若后一种方法导致整个设备体积加大、成本提高,就不可取了。

第7章 机械强度和刚度设计

7.1 机械强度安全性判据

实际服役中的机械多种多样,而作用其上的载荷也各不相同。尽管各种机械所承受载荷不同,工作条件和环境千差万别,但保证机械有足够的强度是它们的共同要求。有些机械的零部件在保证其强度的同时还要保证有足够的刚度。对于有裂纹或缺陷的零部件,不仅要满足通常的强度要求,同时还需满足断裂力学的断裂判据要求。机械只有满足了上述这些要求的时候,才能保证其正常、安全地运行,完成其规定的功能。

7.1.1 许用应力和安全系数

机械结构安全运行的强度判据是

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (7-1)$$

式中 σ ——零部件计算部位的实际应力;

$[\sigma]$ ——许用应力。

σ 可以用理论分析计算方法,如材料力学、弹塑性力学、有限元法求得。也可用实验的方法,如光弹法、云纹法、电阻应变测量技术获得。

许用应力 $[\sigma]$ 的确定是个复杂的问题,它不仅与零部件中应力 σ 确定的精确度有关,还与机械的运行工况、零部件材料的选用和检查方法等有关系。

机械零部件中的实际应力,除以零部件所用材料的极限应力(如材料的抗拉强度 σ_b ,屈服强度 σ_s ,疲劳极限 σ_{-1} 等)的数值,称为工作安全系数,用 n 表示。当计算得到的实际安全系数 n 大于或等于许用安全系数 $[n]$ 时,表示所设计的机械能保证安全运行。即

$$n \geq [n] \quad (7-2)$$

由于材料不同,其机械性能也不一样,所以各种材料在相同载荷作用下的许用应力值是不同的。如果采用安全系数表示时,各种材料的安全系数只有一个值,故表达形式比许用应力要简便得多。

一般情况下,在设计新机械结构的初算中,常用许用应力;在校核零部件强度时,则常用安全系数。采用过大的安全系数或过小的许用应力,会使所设计的零部件过分笨重而浪费材料;如果安全系数过小,或许用应力过大,会使零部件单薄而损坏。因此,合理选取安全系数和许用应力是机械强度计算中一项基本工作。

7.1.2 静应力下的安全系数

静强度计算是机械设计中的最基本计算。即使用疲劳强度进行过计算的机械零部件,还要同时对作用次数很少的尖峰载荷做静强度计算,以防止由于静强度不够发生突然断裂。考虑到机械载荷、计算方法以及材料特性的差异,为保证机械零件有足够强度,通常引入大于1.0的安全系数 n ,规定在常温、静应力下零部件的强度判据为

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ 或 } n \geq [n]$$

对于塑性材料

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[n]_s} \text{ 或 } n \geq [n]_s \quad (7-3)$$

式中 σ_s ——材料的屈服强度;

$[n]_s$ ——以屈服强度为基准的许用安全系数。

对于脆性材料

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{[n]_b} \text{ 或 } n \geq [n]_b \quad (7-4)$$

式中 σ_b ——材料的抗拉强度;

$[n]_b$ ——以抗拉强度为基准的许用安全系数。

由于普通低碳钢的屈强比(比值 σ_s/σ_b)很低,所以,普通碳素钢的强度判据应按塑性材料处理。

在设计中采用的许用安全系数大多是由经验获得,但也有用部分系数法求得安全系数,即用一系列的部分系数的乘积来确定安全系数。这些部分系数的数值,分别表明零部件的用途、工作状况及制造工艺等系数。如以强度极限为基准的安全系数,可写成

$$[n]_b = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \quad (7-5)$$

式中 K_1 ——考虑零部件重要程度的系数(见表 7-1);

表 7-1 系数 K_1 的取值

零部件的重要程度	价值低的零部件	价值高的零部件
零部件的破坏不会引起停车	1.0	1.0
零部件的破坏会引起停车	1.1	1.2
零部件的破坏会造成事故	1.2	1.3

K_2 ——考虑计算载荷及应力公式的准确度系数。根据三种情况确定:

- ① 计算公式准确,所有作用力及应力已知时,则取 $K_2 = 1.0$;
- ② 计算公式或图表,使计算所得应力较实际应力高时,则 $K_2 = 1.0$;
- ③ 若计算应力较实际应力低,根据二者之差异,可选取 $K_2 = 1.05 \sim 1.65$ 。

K_3 ——拉伸强度极限与其他失效形式的强度极限之间关系的系数。

对于静载荷:

$$\text{塑性材料: } K_3 = \frac{\text{抗拉强度}}{\text{屈服强度}}$$

$$\text{脆性材料: } K_3 = \frac{\text{抗拉强度}}{\text{所考虑的强度极限}}$$

$$\text{对于循环变载荷: } K_3 = \frac{\text{抗拉强度}}{\text{疲劳极限}}$$

K_4 ——考虑应力集中的系数(用有效应力集中系数 K_σ);

K_5 ——考虑截面尺寸增大的系数, $K_5 = 1/\epsilon$, ϵ 为尺寸系数;

K_6 ——考虑零部件表面加工状况的系数, $K_6 = 1/\beta$, β 为表面系数;

K_7 ——检验质量系数, 成批产品抽样试验, $K_7 = 1.15 \sim 1.30$; 每个零部件都检验, $K_7 = 1.05 \sim 1.15$ 。

当根据式(7-5)求得安全系数之后, 则许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{[n]_b}$$

7.1.3 变应力下的安全系数

材料或零件在循环变应力下工作, 其失效形式是疲劳破坏。它们的安全系数计算归纳如下。

1. 等应力幅的安全系数

(1) 对称循环变应力下安全系数 机械零部件在变应力条件下工作时, 影响其强度主要因素有三个, 即应力集中、尺寸和工作表面状况。考虑了这三者的综合影响后, 零部件在对称循环变应力下的疲劳极限有效值应该为

$$(\sigma_{-1})_e = \frac{\epsilon_\sigma \beta}{K_\sigma} \sigma_{-1} \quad (7-6)$$

式中 ϵ_σ ——零部件的尺寸系数(见 7.2.3);

β ——零部件的表面状况系数(见 7.2.3);

K_σ ——应力集中系数(见 7.2.3);

σ_{-1} ——材料在对称循环变应力下的疲劳极限。

若零部件的工作应力幅为 σ_a , 则在对称循环下的工作安全系数 n_σ 即为

$$n_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_e}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma_a} \quad (7-7)$$

强度判据为

$$n_\sigma \geq [n] \quad (7-8)$$

式中 $[n]$ ——许用安全系数。

同理, 对于对称循环的扭转变应力为

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \beta} \tau_a} \quad (7-9)$$

强度判据为

$$n_\tau \geq [n] \quad (7-10)$$

(2) 不对称循环变应力下的安全系数 考虑不对称循环变应力时, 由于应力集中、尺寸和表面状况系数只对变应力 σ_a 有影响, 而对静应力 σ_m 不产生影响, 故正应力时安全系数为

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (7-11)$$

式中 不对称系数 $\psi_\sigma = 2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$

扭转应力下的安全系数为

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad (7-12)$$

式中 不对称系数 $\psi_{\tau} = 2 \frac{\tau_{-1}}{\tau_0} - 1$

钢的 ψ_{σ} 和 ψ_{τ} 的值列于表 7-2。铸铁和铝合金的 ψ_{σ} 和 ψ_{τ} 值列于表 7-3。

表 7-2 钢的系数 ψ_{σ} 及 ψ_{τ} 值

变应力种类	系数	表面状态				
		抛光	磨光	车削	热轧	锻造
弯曲	ψ_{σ}	0.5	0.43	0.34	0.215	0.14
拉压	ψ_{σ}	0.41	0.36	0.30	0.18	0.10
扭转	ψ_{τ}	0.33	0.29	0.21	0.11	0.05

表 7-3 铸铁及铝合金的系数 ψ_{σ} 及 ψ_{τ} 值

材料	ψ_{σ}		ψ_{τ}
	弯曲	拉压	扭转
铸铁	0.49	0.41	0.48
铝合金	0.335	0.335	0.335

2. 变应力幅的安全系数

利用 Miner 法则和双对数坐标下的 S—N 曲线方程 $\sigma_i^m N_i = C$ (见 7.2.2), 把变幅应力转化为等幅当量应力, 再按等幅应力方法计算安全系数。

当量应力

$$\sigma_d = \sqrt[m]{\frac{N}{N_0} \sum_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{n_i}{N}} \cdot \sigma_{\max} \quad (7-13)$$

安全系数

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_d}$$

考虑应力集中 K_{σ} , 尺寸系数 ε 和表面系数 β 后, 得安全系数公式。即

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon \cdot \beta} \sigma_d} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon \beta} \sqrt[m]{\frac{N}{N_0} \sum_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{n_i}{N}} \cdot \sigma_{\max}} \quad (7-14)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon \cdot \beta} \tau_d} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon \beta} \sqrt[m]{\frac{N}{N_0} \sum_i \left(\frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \right)^m \frac{n_i}{N}} \cdot \tau_{\max}} \quad (7-15)$$

式中 σ_d, τ_d ——当量正应力和剪应力幅值;

N_0 ——S—N 曲线中, 直水平线与斜线交点处寿命, 通常取 $N_0 = 10^7$;

N ——零件工作应力循环总数;

m ——材料常数;

$\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ ——载荷谱中最大正应力和最大剪应力。

式(7-14), (7-15)是对称循环变幅应力情况, 当不对称循环变应力时, 同理把式(7-14), (7-15)推广用之。设不对称循环中应力幅 σ_a , 平均应力 σ_m , 转化为疲劳损伤等效的对称循环应力幅为

$$(\sigma_a)_d = \sigma_a + \psi_\sigma(\sigma_m)$$

考虑应力集中、尺寸和表面系数后, 即为

$$\left[\frac{K_\sigma}{\epsilon \cdot \beta} (\sigma_a)_d \right]_i = \left[\frac{K_\sigma}{\epsilon \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m \right]_i$$

令 $\sigma_{di} = \left[\frac{K_\sigma}{\epsilon \cdot \beta} (\sigma_a)_d \right]_i$, 则安全系数为

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\frac{N}{N_0} \sum_i \left(\frac{\sigma_{di}}{\sigma_{dmax}} \right)^m \frac{n_i}{N} \cdot \sigma_{dmax}}} \quad (7-16)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\sqrt{\frac{N}{N_0} \sum_i \left(\frac{\tau_{di}}{\tau_{dmax}} \right)^m \frac{n_i}{N} \cdot \tau_{dmax}}} \quad (7-17)$$

安全系数计算

$$n \geq [n]$$

3. 弯和扭同时作用下的安全系数

工程中大部分机械零部件, 在工作中同时作用有弯曲和扭转载荷, 这些零件的横截面上同时产生弯曲及扭转应力。在这种情况下, 安全系数的计算公式为

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma} \right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau} \right)^2}} \quad (7-18)$$

式中的 n_σ 和 n_τ , 可用式(7-7)和式(7-9), 或式(7-11)和式(7-12)求得。

安全系数公式(7-11)、(7-12)、(7-14)、(7-15)、(7-16)、(7-17)和(7-18), 要考虑许多影响因素, 故只能用于强度校核, 而不能用于初步设计。

7.1.4 用断裂力学方法计算带有缺陷零部件的安全系数

1. 脆性断裂下的安全系数

对于高强度钢或大截面的中强度钢的零件, 由于裂尖的塑性区相对较小, 可用线弹性断裂力学来处理。有两种处理方法:

(1) 以断裂韧性为基准的安全系数 设 K_1 为张开型裂纹的应力强度因子, K_{1c} 为材料的断裂韧性, 则断裂判据为

$$K_1 = K_{1c}$$

以断裂韧性为基准的安全系数定义为

$$n_k = \frac{K_{1c}}{K_1} \quad (7-19)$$

令 $[n]_K$ 为以断裂韧性为基准的许用安全系数, 要求工作安全系数 n_K 大于或等于许用安全系数 $[n]_K$, 即

$$n_K \geq [n]_K \quad (7-20)$$

(2)以裂纹临界尺寸为基准的安全系数 利用无损检测的方法得到零部件中的裂纹尺寸 a ,发生脆断时裂纹的临界尺寸为 a_c ,则断裂判据为

$$n_a = \frac{a_c}{a} \quad (7-21)$$

令 $[n]_a$ 为以断裂临界尺寸为基准的许用安全系数,则强度判据为

$$n_a \geq [n]_a \quad (7-22)$$

2. 大范围屈服的安全性判据

对于一般的中低强度钢零部件,由于裂尖附近产生大范围屈服,必须用弹塑性断裂力学来处理。目前有两种方法:一种是裂纹尖端张开位移法(亦称 COD 法),用参量 δ 描述裂纹尖端的应力应变状态;另一种是 J 积分法,用参量 J 来描述裂纹尖端的应力应变场状态。断裂判据的表达式为

$$\delta = \delta_c, \quad J = J_{Ic} \quad (7-23)$$

式中 δ_c 与 J_{Ic} 皆为材料的断裂韧性参量,由试验获得。

这里要特别指出的是,在断裂力学计算中的安全系数许用值与很多因素有关。包括缺陷的性质(疏松、夹杂、气孔或裂纹)、形状、所在位置和取向等,力学模型的简化、选用计算公式的近似性、材料性能的分散性以及无损检测的可靠性等,计算有待进一步完善。裂纹尖端张开位移法,目前多用于压力容器。

7.2 抗疲劳设计

7.2.1 概述

1. 疲劳及其特点

材料或零构件在循环应力和应变作用下,在一处或几处逐渐产生局部永久性累积损伤,经过一定循环次数后,产生裂纹或突然发生断裂的过程称为疲劳。

疲劳破坏有如下特点:

①疲劳断裂应力(即循环应力中最大应力)远比静应力下材料的抗拉极限 σ_b 低,甚至比材料的屈服极限 σ_s 低得多情况下,疲劳破坏就可能发生。

②不论是脆性材料或延性材料,疲劳断裂在宏观上均表现为无明显塑性变形突然脆性断裂。

③疲劳破坏是在循环应力多次反复作用下产生的,因而要经历一定的时间,甚至很长时间。

④材料或零部件,对疲劳载荷远比静载荷敏感得多,其疲劳抗力不仅决定于材料本身,而且还敏感地决定于零件形状、尺寸、表面状态、服役条件和所处环境等。

⑤在疲劳破坏的宏观断口上,有着不同于其他破坏断口的显著特点,即有疲劳源(或称疲劳核心)、疲劳裂纹扩展区和瞬断区,如图 7-1 所示。图中 A 为疲劳源,是疲劳破坏的起点,多发生于零件表面,如果零件

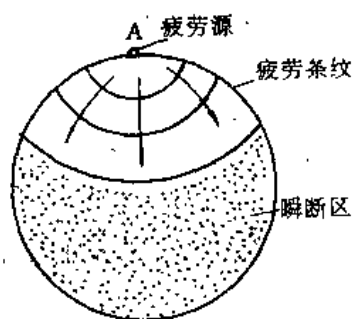


图 7-1 疲劳断口示意图

内部有缺陷,也可能在零件次表面或内部发生,核心数目可能是一个,两个或更多个。疲劳裂纹扩展区是疲劳断口最重要的特征区域。在该区域中,常见到明显的相互平行的弧形线,称贝纹线或海滩波纹线。瞬断区也称最终破断区。这是静力破断部分。该区面积大小决定于最大应力。对塑性材料该区呈纤维状,对脆性材料呈粗结晶状。往往还具有尖锐的唇边、刃口等。

2. 疲劳破坏机理

一般来说,金属的疲劳破坏可分为疲劳裂纹萌生,疲劳裂纹扩展和失稳断裂三个阶段:

(1)疲劳裂纹萌生 疲劳裂纹萌生是由塑性应变集中引起。常见萌生方式有三种:①滑移带开裂;②晶界或孪晶界开裂;③夹杂物或第二相与基体的界面开裂。其中最常见也是最基本的是滑移带开裂。滑移带开裂的过程是出现滑移线,再形成滑移带和驻留滑移带。金属结构材料多数为多晶体,晶粒内的滑移是由沿着晶面移动的位错造成的。在循环载荷作用下,随着载荷作用次数的增加,滑移线不断增多和变粗而形成滑移带。试验证明,滑移带的形成并不一定都是造成裂纹,只有少数滑移带变得更加明显,称为“驻留滑移带”,由于滑移结果,在驻留滑移带上形成“挤入”或“挤出”现象,在继续循环加载的情况下,挤入部分向滑移带纵深发展,从而形成疲劳微裂纹。如图 7-2 示。

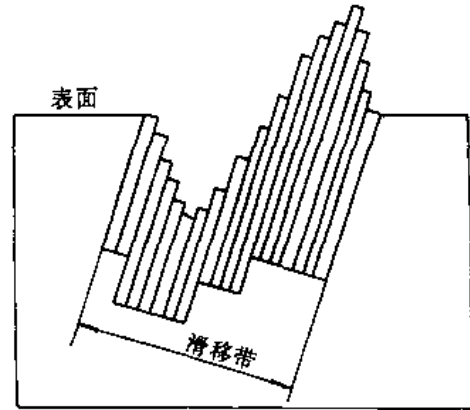


图 7-2 表面滑移带开裂示意图

(2)疲劳裂纹扩展 疲劳裂纹扩展分为两个阶段:

当疲劳裂纹在滑移带上萌生之后,首先沿着滑移带的主滑移面向着金属内部延伸,此滑移面取向与正应力大致成 45° 角的滑移面扩展。裂纹沿着最大切应力方向的滑移面扩展称为疲劳裂纹第一扩展阶段。该阶段扩展的深度很浅,大约有几十个微米长度,其范围在 $2\sim 5$ 个晶粒之内。

当裂纹扩展到几个晶粒或几十个晶粒深度之后,裂纹扩展方向开始与应力呈 45° 方向逐渐转向与应力成垂直的方向,这种拉伸形式的扩展称为第二阶段裂纹扩展,如图 7-3 示。

对于一般材料来说,尽管第一阶段裂纹扩展深度很浅,但对疲劳寿命的贡献却随疲劳应力幅的不同面有很大不同。低周疲劳的应力幅较高,第一阶段裂纹扩展占总寿命比例很小,疲劳寿命主要决定于第二阶段扩展。但对低应力幅的高周疲劳,则第一阶段裂纹扩展占总寿命 90% 以上。

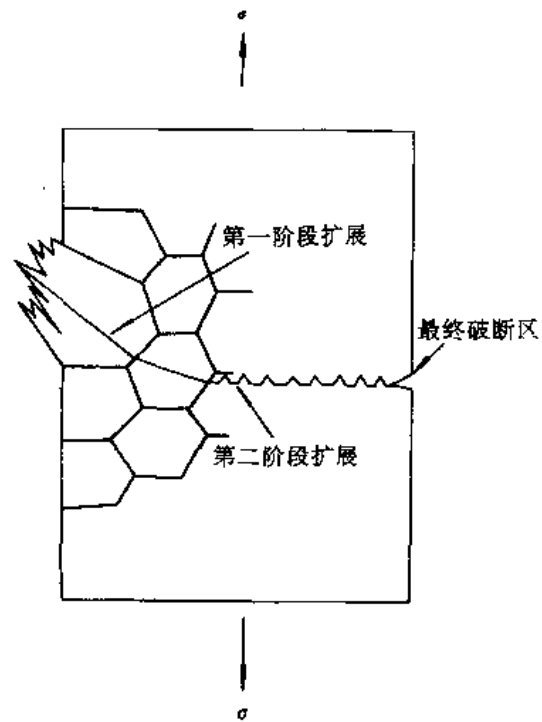


图 7-3 疲劳裂纹扩展二个阶段的示意图

3. 疲劳分类

根据疲劳失效周次、应力状态、载荷变化情况、工作环境及研究对象不同有不同的分类方法。

(1)高周疲劳和低周疲劳 材料在低于其屈服强度的循环应力作用下,经过 $10^4 \sim 10^5$ 次以上循环产生的失效称为高周疲劳。高周疲劳也称应力疲劳,是机械中最常见的一种疲劳。

材料在接近或超过其屈服强度的应力作用下,经过 $10^4 \sim 10^5$ 次以下的塑性应变循环产生的失效称为低周疲劳。低周疲劳也称应变疲劳。

(2)单轴疲劳和多轴疲劳 单轴疲劳是指在单向循环应力作用下的疲劳。这时零构件承受单向正应力或单向切应力。多轴疲劳是指在多向应力作用下的疲劳,也称复合疲劳。绝大多数的机械零构件都是在多轴应力状态下工作。

(3)恒幅、变幅、随机疲劳 在疲劳载荷中,所有峰值载荷相等和所有谷值载荷相等的载荷称恒幅载荷,在恒幅载荷作用下的疲劳称恒幅疲劳。

在疲劳载荷中,所有峰值不等,所有谷值也不等,或二者均不等的载荷称变幅载荷,承受变幅载荷的疲劳称为变幅疲劳。

在疲劳载荷中,载荷的峰值或谷值及其序列是不确定的随机变化的,不能用简单的数学方程来描述。一般要从幅域、频域和时域三个方面来描述,分析其统计特性。承受随机载荷的疲劳称为随机疲劳。

(4)材料疲劳和结构疲劳 用标准试样进行疲劳试验,来研究材料的失效机理和疲劳特性,研究化学成分、微观组织、环境和工况等对疲劳强度的影响及断口特征等,称材料疲劳。

结构疲劳是以零部件,接头以至整机为对象,研究它们的疲劳性能,抗疲劳设计及寿命估算方法,结构形状、尺寸、工艺因素的影响等。

(5)常规疲劳,高、低温疲劳,热疲劳,腐蚀疲劳,接触疲劳、冲击疲劳 在室温、空气介质中的疲劳称常规疲劳。低于室温的疲劳称低温疲劳。高于室温的疲劳称高温疲劳。温度循环变化产生热应力所导致的疲劳称为热疲劳。腐蚀环境与循环应力联合作用的疲劳称腐蚀疲劳。滚动接触零件在循环接触应力作用下,经一定的循环次数后,接触表面产生麻点,浅层或深层剥落的过程称接触疲劳。重复冲击载荷所导致的疲劳称为冲击疲劳。

7.2.2 金属材料的疲劳特性

1. S—N 曲线

材料在疲劳失效以前所经历的应力或应变循环数称为疲劳寿命,以 N 表示。一般情况下,材料的强度极限愈高,外加应力水平愈低,试样的疲劳寿命愈长;反之,疲劳寿命愈短。表示外加应力水平和标准试样疲劳寿命之关系的曲线,称为材料的 S—N 曲线。简称 S—N 曲线。图 7-4 表示两种典型的 S—N 曲线。图(a)中曲线有一水平部分,表示材料经无数次循环而不破坏,与此相应的最大应力表示光滑试样的疲劳极限,用 σ_{-1} 表示。结构钢的 S—N 曲线都有一水平的渐近线,其纵坐标就是其疲劳极限 σ_{-1} 。

有些材料的 S—N 曲线没有水平部分,如图 7-4(b),常规定一个循环数(如 2×10^7 或 10^8)下的应力作为材料的条件疲劳极限。某些有色金属材料即是属于此种情况。

如将 S—N 曲线的纵坐标和横坐标都取成对数,则 S—N 曲线就成为一条斜直线和一条

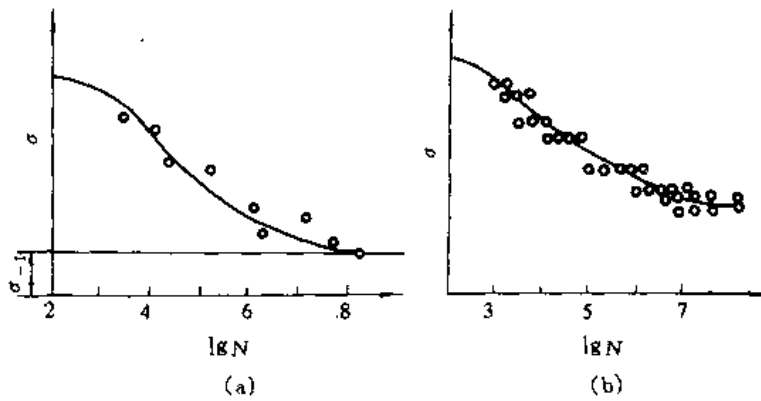


图 7-4 典型的 S—N 曲线

水平线组成的折线。如图 7-5 所示。图中斜直线的方程为 $\sigma_r^m N_i = c$ 。式中 m 和 c 是材料常数,与材料性质,试样形式和加载方式有关。两条直线的交点 N_0 称为循环基数。钢的 N_0 约为 10^7 。两直线交点 N_0 的纵坐标就是疲劳极限 σ_{-1} 。

2. 疲劳极限线图

决定机械零构件的疲劳强度主要的参数是应力幅值,但平均应力对疲劳强度的影响也是不容忽视的。把不同的应力比 R 下试验得到的疲劳极限,画在一张图上,该图叫疲劳极限线图。常用的疲劳极限线图有两种:Smith(史密斯)图和 Haigh(哈埃)图。

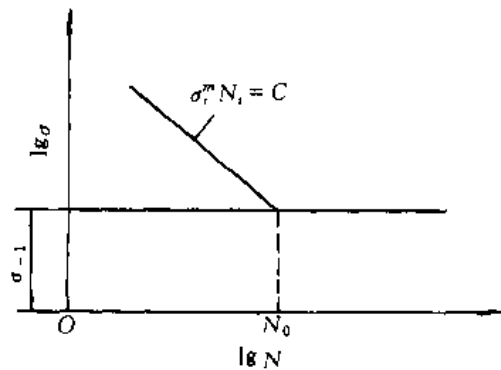


图 7-5 双对数坐标的 S—N 曲线

(1)Smith 图 以最大应力 σ_{max} 和最小应力 σ_{min} 为纵坐标,以平均应力 σ_m 为横坐标,画出的疲劳极限线图,如图 7-6 所示。图中的 ADC 线为最大应力 σ_{max} 线, BEC 线为最小应力 σ_{min} 线。 ADC 线与 BEC 线间所包围的面积,表示不产生破坏的应力水平,图中的 A 点表示对称循环疲劳极限 σ_{-1} 。 D 点表示脉动循环疲劳极限 σ_0 , C 点表示强度极限 σ_b ,即为静强度破坏。

(2)Haigh 图 以应力幅 σ_a 为纵坐标,平均应力 σ_m 为横坐标的疲劳极限线图,如图 7-7 所示。图中 A 点的纵坐标为对称循环疲劳极限 σ_{-1} , B 点的横坐标为材料强度极限 σ_b , C 点的纵坐标为脉动疲劳极限 σ_0 的一半。在曲线 ACB 内的任意点,表示不产生疲劳破坏的点,在曲线以外的点,表示经过一定的应力循环要产生疲劳破坏。Haigh 图在疲劳强度设计中比 Smith 图应用更为广泛。

3. 循环应力-应变下的材料特性

(1)材料循环硬化和循环软化 金属材料在承受循环载荷的过程中,对变形的抗力发生很大的变化。由于重复产生塑性变形,引起金属塑性流动特性的改变,出现材料抵抗变形能力增加、减少或保持不变的现象,称之为循环硬化、循环软化和循环稳定。

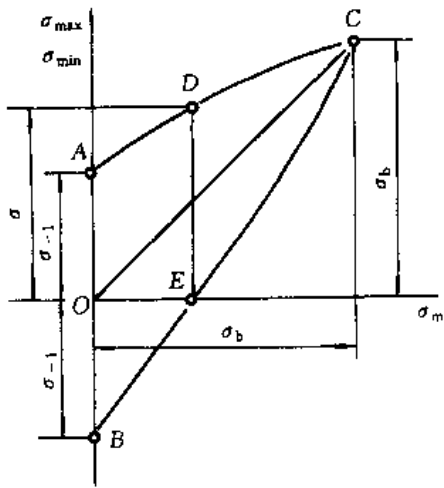


图 7-6 史密斯疲劳极限线图

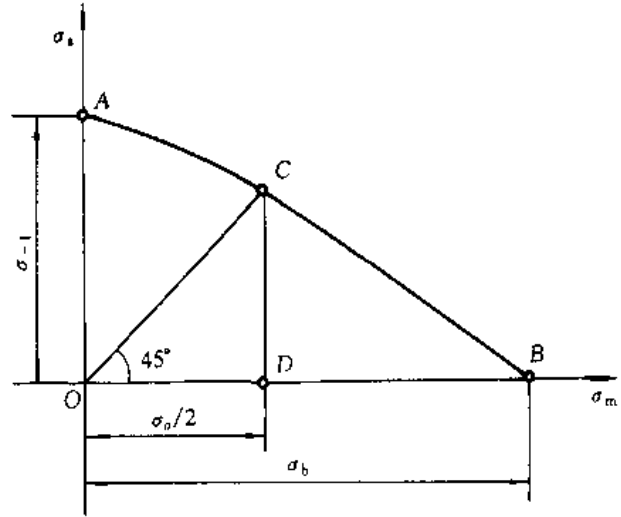


图 7-7 哈埃疲劳极限线图

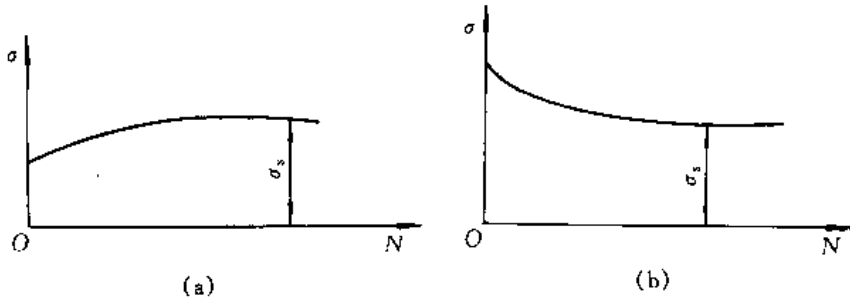


图 7-8 金属材料循环硬化和软化曲线

金属的循环硬化和循环软化行为,在疲劳初期表现得比较强烈,此后随着循环次数的增加而逐渐趋于稳定,如图 7-8 所示。图中(a)表示循环硬化,图中(b)表示循环软化。

多数金属材料,在试验循环数达到总寿命的 20%~25% 以后开始稳定。这主要取决于材料的原始状态。研究表明,材料产生循环硬化或软化取决于其屈强比 σ_s/σ_b 。一般情况下, $\sigma_s/\sigma_b < 0.7$ 时,产生循环硬化; $\sigma_s/\sigma_b > 0.8$ 时,产生循环软化, σ_s/σ_b 介于 0.7~0.8 之间的材料,难确定是硬化还是软化。

(2) 循环应力-应变曲线 由于材料在循环应力作用下产生循环硬化和循环软化,其应力-应变关系在逐渐变化,直到进入循环稳定状态为止。材料在循环稳定状态下的应力-应变曲线,称为循环应力-应变($\sigma-\epsilon$)曲线。

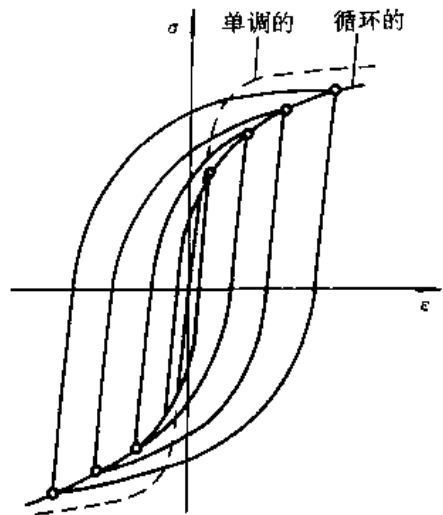
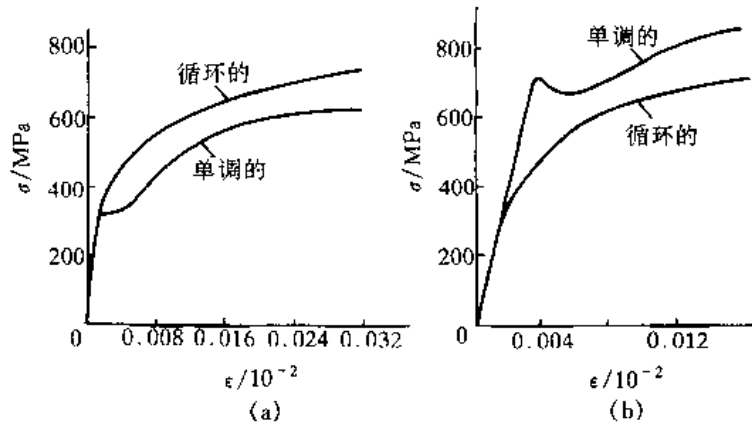


图 7-9 循环应力-应变曲线

循环应力-应变曲线是材料循环响应的重要特征。该线是由疲劳试验获得。其基本作法是：把应变 ϵ_a 控制在不同水平上，在保持应变比 $R = \epsilon_{\min}/\epsilon_{\max} = -1$ 的条件下进行循环加载，由于 ϵ_a 变化，可以得到一系列大小不同的稳定迟滞回线，连接这些迟滞回线的顶点，便得到该材料的循环 σ - ϵ 曲线，如图 7-9 所示，而把材料的静拉伸得到的 σ - ϵ 曲线称为单调的 σ - ϵ 曲线。

图 7-10 所示两种材料的循环 σ - ϵ 曲线，(a)图是正火 45 钢的循环应力-应变曲线，它是循环硬化材料，其循环 σ - ϵ 曲线在单调 σ - ϵ 曲线上方，说明该材料在循环应力作用下强度提高了。(b)图是调质 40CrNiMo 合金钢的循环应力-应变曲线，它是循环软化材料，其循环 σ - ϵ 曲线在单调 σ - ϵ 曲线下方，说明在循环载荷作用下材料强度降低了。



(a)45 钢(正火)

(b)40CrNiMo 钢(调质, HB=285-321)

图 7-10 钢的循环应力-应变曲线

(3)载荷顺序影响 由于载荷-时间历程的顺序不同，反映出材料的局部应力-应变响应亦不同。图 7-11 表示出两种载荷-时间历程，除第一个大载荷循环的过载方向不同外，两个载荷-时间历程是完全相同的。图 7-11(a)所示的大载荷循环是压缩载荷结束，在有应力集中处产生残余拉应 ($+\sigma_m$)。图 7-11(b)所示大载荷循环是拉伸载荷结束，在有应力集中处产生残余压应力 ($-\sigma_m$)。由于这两种载荷-时间历程所造成的残余应力不同，所以使材料的迟滞回线形状也就不同。相应于图 7-11(c)和(d)所示。说明载荷顺序不同，材料的局部应力-应变响应也不同，造成的损伤也不同。

4. 材料的 $\epsilon-N$ 曲线

材料的 $\epsilon-N$ 曲线即材料的应变-寿命曲线。一般由试验获得。图 7-12 中的曲线 3 是总应变-寿命曲线，它是由弹性应变分量和塑性应变分量组成的。在双对数坐标图上弹性应变-寿命和塑性应变-寿命曲线都呈一条近似直线。如图 7-12 中的曲线 2 和曲线 1。

弹性应变幅度 $\Delta\epsilon_e$ 和塑性应变幅度 $\Delta\epsilon_p$ 可用方程表示如下：

$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b \quad (7-24)$$

$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon'_f(2N)^c \quad (7-25)$$

式中 σ'_f ——疲劳强度系数；

σ'_f/E ——循环数 $N=1/2$ 处直线 2 的纵坐标截距；

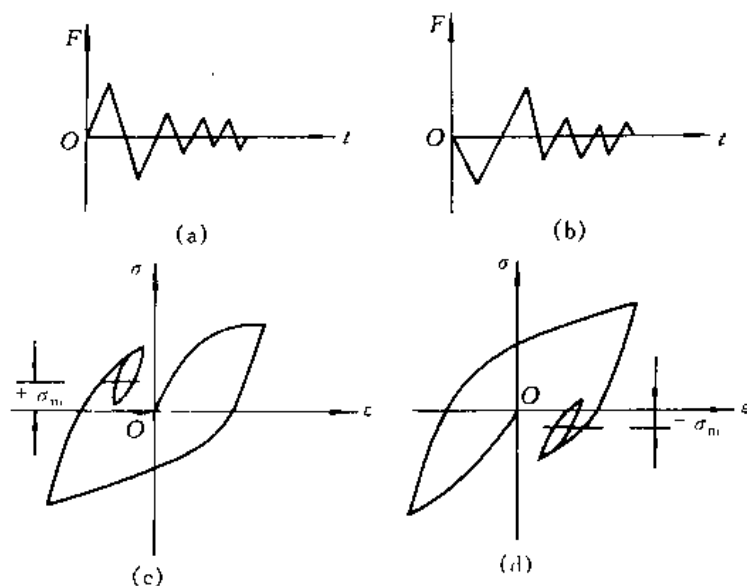


图 7-11 载荷顺序对迟滞回线的影响

- b ——疲劳强度指数；
- E ——材料弹性模量；
- ϵ_f ——疲劳塑性系数； $N = 1/2$ 处直线 1 的纵坐标截距；
- c ——疲劳塑性指数。

总应变-寿命曲线 3 的表达式为

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2N)^b + \epsilon_f (2N)^c \quad (7-26)$$

式(7-26)称为曼森-科芬方程(Manson-Coffin 方程)。

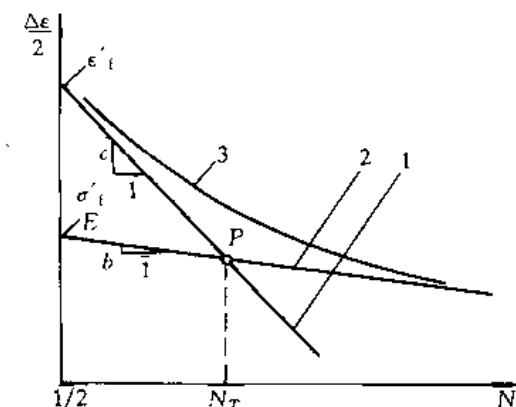


图 7-12 通用斜率法的应变-寿命曲线(双对数坐标)

S. S. 曼森研究了大量试验数据之后指出,只要有 4 个点即可确定 $\Delta \epsilon_e - N$ 和 $\Delta \epsilon_p - N$ 两条直线,而不需要去做大量疲劳试验。四点作图法如图 7-13 所示。

P_1 ——对应于 $\frac{1}{4}$ ($\lg \frac{1}{4} = -0.6$) 循环(即一次拉伸至破坏)的应变幅度的弹性分量

$$\Delta \epsilon_e = 2.5(\sigma_f/E) \quad (7-27)$$

P_2 ——对应于 10^5 次循环的应变幅度的弹性分量

$$\Delta \epsilon_e = 0.90(\sigma_b/E) \quad (7-28)$$

- 式中 $\Delta \epsilon_e$ ——弹性应变幅度；
- N ——破坏时的循环数；
- σ_f ——单调拉伸时的断裂真应力；
- σ_b ——材料强度极限。

连接 P_1 与 P_2 两点, 即得 $\Delta\epsilon_e-N$ 曲线 2。

P_3 ——对应于 10^1 次循环的应变幅度塑性分量;

$$\Delta\epsilon_p = \frac{1}{4} \epsilon_f^{3/4} \quad (7-29)$$

P_4 ——对应于 10^4 次循环的应变幅度塑性分量;

$$\Delta\epsilon_p = \frac{0.0132 - \Delta\epsilon_e^*}{1.91} \quad (7-30)$$

式中 $\Delta\epsilon_e^*$ ——曲线 2 上 $N=10^4$ 所对应弹性应变幅度;

ϵ_f ——单调拉伸断裂时的真实应变。可由截面收缩率 ψ (以 % 计) 近似求得:

$$\epsilon_f = \ln \frac{100}{100 - \psi}$$

用上述四点法求出的材料应变-寿命曲线, 适合于碳钢、合金钢、铝、钛等几乎所有金属材料。

S. S. 曼森整理了 29 种材料的疲劳试验结果得到

$$\Delta\epsilon = 3.5 \frac{\sigma_b}{E} N^{-0.12} + \epsilon_f^{0.6} N^{-0.6} \quad (7-31)$$

式(7-31)的斜率对多种材料通用。故又称该法为通用斜率法。

图 7-12 中的曲线 1 与曲线 2 的交点 P 所对应的疲劳寿命称为过渡疲劳寿命, 以 N_T 表示。在 N_T 左边区域, $\epsilon_p > \epsilon_e$, 材料塑性应变起主导作用; 在 N_T 右边的区域, $\epsilon_e > \epsilon_p$, 材料的弹性应变起主导作用。

7.2.3 影响疲劳强度的因素

影响机械零部件疲劳强度的因素很多。可以归纳为四个方面: 一是材料本身的化学成分、金相组织及内部缺陷等; 二是零件的形状、尺寸和表面状况等; 三是工作载荷的特性; 四是服役环境及条件等。本节只讨论在常规工作条件下的主要影响因素: 零件形状、尺寸、表面状况等对疲劳强度的影响。

1. 应力集中影响

在机械零件中, 由于结构上的要求, 一般都存在有槽沟、轴肩、孔、拐角, 切口等截面变化, 这些外形突然变化和材料不连续地方, 常产生很大的局部应力, 即称应力集中。在抗疲劳设计中, 为计算应力集中的影响, 引入了理论应力集中系数 α_σ 和 α_τ 。其定义为: 在弹性变形范围内材料的局部应力峰值 σ_{max} 与名义应力值 σ 之比称理论应力集中系数, 即

$$\text{对于弯曲应力} \quad \alpha_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma} \quad (7-32)$$

$$\text{对于扭转应力} \quad \alpha_\tau = \frac{\tau_{max}}{\tau} \quad (7-33)$$

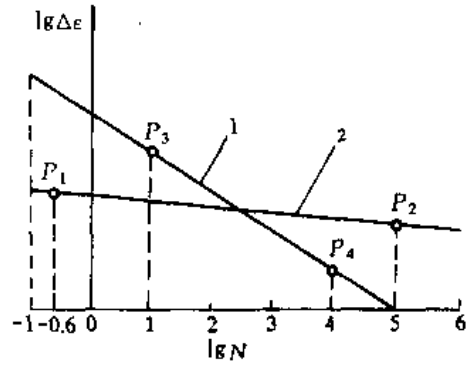


图 7-13 四点法求应变-寿命曲线

式中 $\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ ——弯曲和扭转时的最大正应力和最大切应力；

σ, τ ——弯曲和扭转时的名义正应力和名义切应力。

理论应力集中系数是假设材料在弹性范围内而只取决于零件几何形状,可以在机械设计手册中查到。

而对于实际零件的材料,其内部存在着各种缺陷和不同的内部晶粒分布情况,同时在应力集中区域中的峰值应力常常超过屈服极限,使材料内部产生塑性变形,从而造成应力的重新分配,因之实际的峰值应力要低于理论峰值应力值。所以,应力集中对疲劳强度的影响不仅由零件的几何形状有关,还与零件的材料性质及载荷类型等有关。因此,在循环载荷条件下,把实际衡量应力集中对疲劳强度影响的系数,称为有效应力集中系数,用 K_σ 与 K_τ 表示。其定义为:光滑试样的疲劳极限 $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ 与净截面尺寸及终加工方法相同的缺口试样疲劳极限 $\sigma_{-1K}(\tau_{-1K})$ 之比,即

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}} \quad (7-34)$$

$$K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1K}} \quad (7-35)$$

有效应力集中系数 K_σ 与 K_τ 小于理论应力集中系数 α_σ 与 $\alpha_{\tau c}$

疲劳缺口敏感度 q 是材料在循环载荷下对应力集中敏感性的一种度量,其定义为

对于弯曲
$$q_\sigma = \frac{K_\sigma - 1}{\alpha_\sigma - 1} \quad (7-36)$$

对于扭转
$$q_\tau = \frac{K_\tau - 1}{\alpha_\tau - 1} \quad (7-37)$$

已知理论应力集中系数 α_σ 与 α_τ 和敏性系数 q 之后,可得有效应力集中系数

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) \quad (7-38)$$

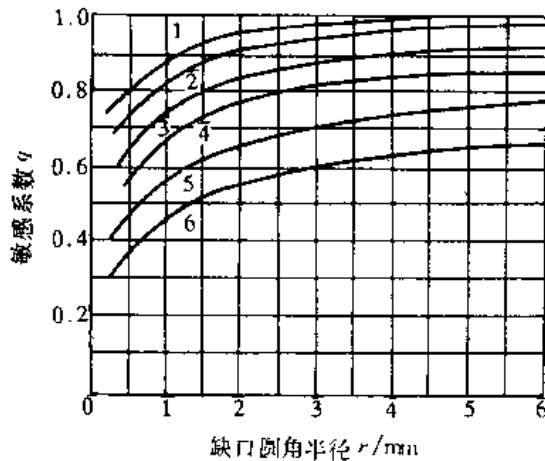


图 7-14 钢的应力集中敏性系数与缺口圆角半径的关系

1— $\sigma_b = 1300\text{MPa}$ 或 $\sigma_s/\sigma_b = 0.95$ 2— $\sigma_b = 1200\text{MPa}$ 或 $\sigma_s/\sigma_b = 0.90$

3— $\sigma_b = 1000\text{MPa}$ 或 $\sigma_s/\sigma_b = 0.80$ 4— $\sigma_b = 800\text{MPa}$ 或 $\sigma_s/\sigma_b = 0.70$

5— $\sigma_b = 600\text{MPa}$ 或 $\sigma_s/\sigma_b = 0.60$ 6— $\sigma_b = 400\text{MPa}$ 或 $\sigma_s/\sigma_b = 0.50$

$$K_{\tau} = 1 + q_{\tau}(\alpha_{\tau} - 1) \quad (7-39)$$

钢材的敏感度 q 也称敏性系数, 可查图 7-14 取得, 也可用下式计算获得:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a}/\sqrt{r}} \quad (7-40)$$

式中 r —— 缺口半径, mm;

\sqrt{a} —— 材料常数, 可由图 7-15 查得。

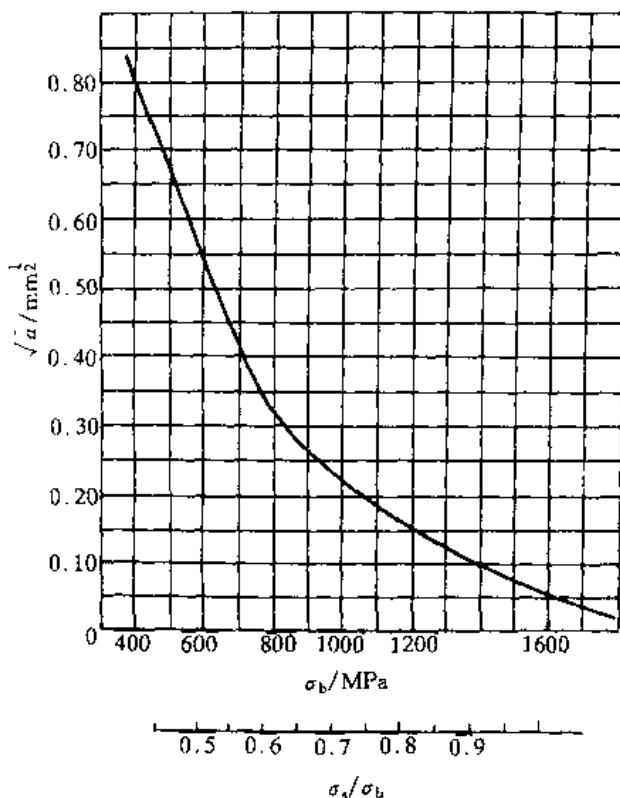


图 7-15 式(7-40)中的 \sqrt{a} 值

根据材料的强度极限 σ_b 和材料的屈强比 σ_s/σ_b , 由图 7-15 查得 \sqrt{a} 。图 7-15 的横坐标有两个: 一个是 σ_b , 一个是 σ_s/σ_b 。求正应力的 q 时, 用 σ_b 和 σ_s/σ_b 两个横坐标各求得的 \sqrt{a} 平均值; 求扭转应力的 q 时, 则用 σ_s/σ_b 坐标查得的 \sqrt{a} 即可。

有效应力集中系数 K_{σ} , K_{τ} 还可用其他计算方法求得。

2. 尺寸影响

试样和零件的尺寸对疲劳强度的影响很大。一般情况下, 零件尺寸增大时疲劳强度降低。这种疲劳强度随零件尺寸增大而降低的现象称为尺寸效应。

尺寸效应大小用尺寸系数来表征。 ϵ 的定义为: 当应力集中和终加工方法相同时, 尺寸为 d 的零件或试样的疲劳极限 σ_{-1d} (τ_{-1d}) 与几何相似的标准试样的疲劳极限 σ_{-1} (τ_{-1}) 之比, 即

$$\text{弯曲时} \quad \epsilon_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1}} \quad (7-41)$$

$$\text{扭转时} \quad \epsilon_{\tau} = \frac{\tau_{-1d}}{\tau_{-1}} \quad (7-42)$$

尺寸系数 ϵ 的数值一般小于 1。试验研究指出,尺寸系数的数据分散性很大,各文献推荐的数据、图表也相差不小,设计时建议采用图 7-16(a),(b)中的查得值。

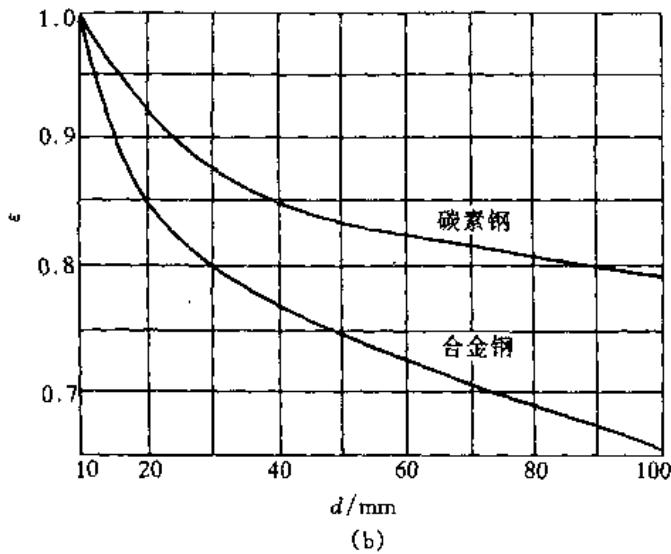
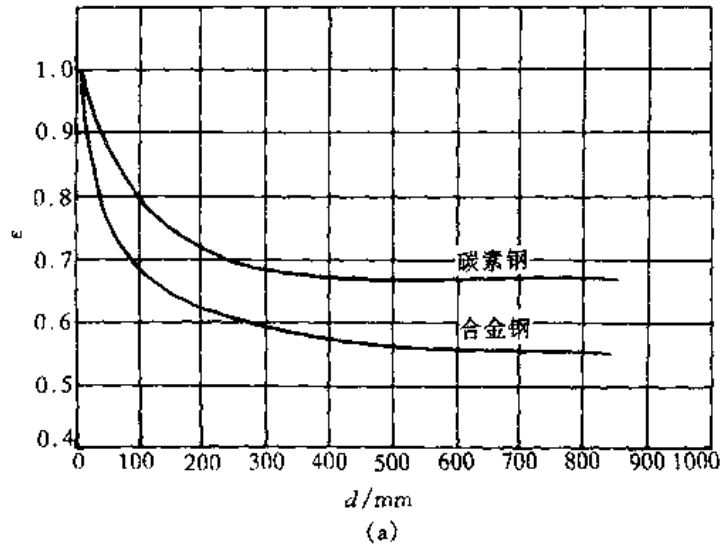


图 7-16 钢零件的尺寸系数

图中(a)用于大截面零件,图中(b)用于小截面零件。图中曲线是锻钢的疲劳极限尺寸系数,对于铸钢要把图中数据降低 5%~10%,对于低合金结构钢,建议采用碳素钢曲线,也有用计算方法计算尺寸系数。

3. 表面加工方法影响

试样的制造工艺对疲劳强度有很大影响,各种钢的疲劳性质受表面缺陷的影响是不同的,钢的强度越高,缺陷使疲劳极限降低越大。研究证明,金属切削加工不仅是一个使制件得到一定尺寸和形状的过程,而且与热处理一样,对金属制件表层的性质也有重要影响。不能把加工表面粗糙简单看成应力集中来解释,问题要更复杂些。

在抗疲劳设计中,零件表面状况和环境介质对疲劳强度的影响用表面系数 β 来表示。表面系数又分为表面加工系数 β_1 、腐蚀系数 β_2 和表面强化系数 β_3 。这里只介绍表面加工系数 β_1 。具有某种加工表面的标准光滑试样与磨光(国外为抛光)的标准光滑试样疲劳极限之比称为表面加工系数,即

$$\beta_1 = \frac{\sigma_{-1\beta}}{\sigma_{-1}} \quad (7-43)$$

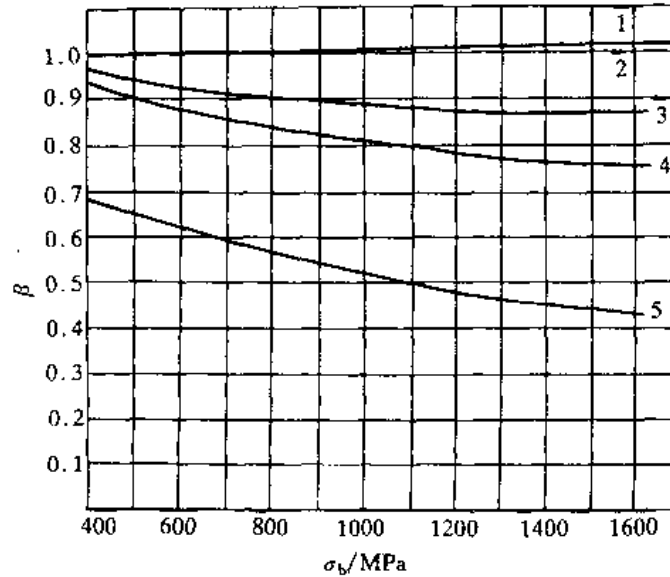


图 7-17 国产钢材的表面加工系数

1—抛光 2—磨削 3—精车 4—粗车 5—锻造表面

图 7-17 是东北大学强度研究室用 16Mn, 35 钢(正火), 45 钢(正火), 40Cr(调质)和 60Si2Mn(淬火后中温回火)5 种国产钢材, 经弯曲疲劳试验得到的表面加工系数线图。

图 7-18 是郑州机械研究所又用 Q235A, 45 钢(调质)和 40CrNiMo(调质)对表面加工系数做了试验, 将这 3 种材料和东北大学做的 5 种材料数据一起处理得到的表面加工系数线图。

两图的曲线(或近似直线)都表明: 在同样的加工状况下, 随着材料强度极限 σ_b 的增高, 表面加工系数 β_1 下降。因此, 在循环载荷作用下, 采用高强度合金钢制造的零件, 必须提高其表加工精度。

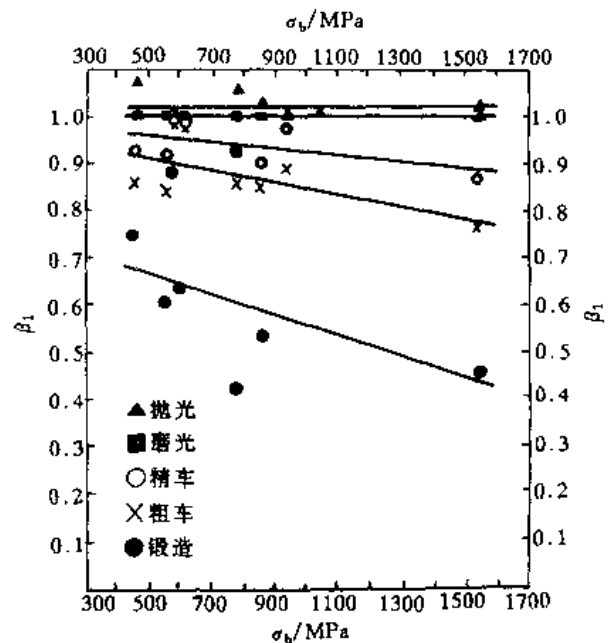


图 7-18 由 8 种材料得出的 $\beta_1 - \sigma_b$ 表面加工系数线图

7.2.4 疲劳寿命设计

1. 线性累积损伤理论

大多数机械零部件都是在变幅载荷下工作的。变幅载荷下的疲劳破坏,是不同幅值和频率的载荷所造成的损伤逐渐累积的结果。所谓损伤,是指在疲劳过程中初期材料内的细微结构变化和后期裂纹的形成与扩展。

当材料承受高于疲劳极限的应力时,每一循环都使材料产生一定量的损伤,这种损伤能够累积,当损伤累积到临界值时将发生损坏。这就是疲劳损伤累积理论。

根据对损伤累积方式的不同假设,提出的疲劳损伤累积理论目前有几十种之多。可以归纳成四大类:线性疲劳损伤累积理论;双线性损伤累积理论;非线性损伤累积理论和其他损伤累积理论。下面只介绍工程中应用最广泛的线性损伤累积理论,又称 Miner 法则。

Miner 作了如下假设:试样吸收的能量达到极限值时产生疲劳破坏。从这一假设出发,如试样破坏前可吸收的能量极限值为 W ,经过总循环数为 N ,试样经过 n_1 循环时吸收的能量为 W_1 ,根据线性累积损伤理论,试样吸收的能量与其循环数之间存在着正比关系,因此有

$$\frac{W_1}{W} = \frac{n_1}{N}$$

如果试样的载荷历程由 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots, \sigma_l$ 共 l 个应力水平构成,各应力水平下的材料疲劳寿命依次为 $N_1, N_2, N_3, \dots, N_l$,各应力水平作用的循环数为 $n_1, n_2, n_3, \dots, n_l$,则损伤达到临界值 D 时,材料就产生破坏,以公式表示为

$$D = \sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (7-44)$$

上式即为线性损伤累积的 Miner 法则的数学表达式。

试验表明,Miner 理论与试验结果并不完全相符,损伤 D 不都是 1。所以又提出修正 Miner 法则的数学表达式为

$$D = \sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} = a \quad (7-45)$$

式中 a ——常数。

根据郑州机械研究所赵少汴高工研究,建议取 $a = 0.7$ 。当 a 取为 0.7 时,其寿命估算结果比 Miner 法则安全,其精度也有提高。

2. 常规疲劳寿命设计

以名义应力为基本设计参数的疲劳设计方法称常规疲劳设计。在常规疲劳设计中有无限寿命设计和有限寿命设计之分。如图 7-5 将 $S-N$ 曲线取双对数坐标时,曲线由一水平线和一斜线组成,两种设计方法由此而来的。

(1)无限寿命设计 无限寿命设计的出发点是零件的设计应力应小于疲劳极限,即在 $S-N$ 曲线的水平线之下,该准则设计的零构件寿命在理论上是无限的。对于那些要求使用可靠、出现事故要造成重大损失和长期停产,而对机器的重量没有严格要求的机械零构件用这种设计方法。

在使用该种设计方法时,常是先用静强度设计确定出零件尺寸。再进行疲劳强度校核,计算安全系数。当计算安全系数大于或等于许用安全系数(见式(7-2))时,该零件就是无限寿命(见本章 7.1.1,7.1.2,7.1.3)。

(2)有限寿命设计 有限寿命设计的依据是 $S-N$ 曲线的斜线部分。有限寿命设计法是保证机器在一定的使用期限内安全运行,因此,它允许零件的工作应力超过疲劳极限,是当前

许多机械产品的主导设计思想。该法应用较早,积累经验较丰富,方法较完善,也常称安全寿命设计法。

①单向应力下的疲劳寿命。

a. 等幅应力下的疲劳寿命。等幅对称循环应力下的寿命估算方法,是依据材料的 S—N 曲线或零件试验所得的 S—N 曲线来确定寿命。用材料的 S—N 曲线进行计算时,首先用计算或有限元分析法或实验应力分析法确定零件的危险点,危险点可以是一个,也可能是有多个。再求出危险点的载荷应力幅 σ_a ,考虑危险点处的应力集中,尺寸系数和表面系数之后,从材料的 S—N 曲线的斜线上,求得对应于应力水平 $\frac{K_\sigma}{\epsilon \cdot \beta} \cdot \sigma_a$ 的断裂循环数 N , N 就是所求该零件的寿命。

如果 S—N 曲线是零件试验得到,其中包括了应力集中,尺寸和表面等情况影响因素,求得的应力幅 σ_a 不用修正,根据零件的 S—N 曲线直接由应力幅 σ_a 求得断裂时的循环数 N 即是寿命。

b. 变幅应力下的疲劳寿命。当零件作用有变幅应力时,则载荷谱中一部分应力幅值超过疲劳极限,要用线性损伤累积理论进行计算其寿命。Miner 法则为

$$\sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} = 1$$

令总寿命为 N ,则

$$N \cdot \sum_{i=1}^l \frac{1}{N_i} \cdot \frac{n_i}{N} = 1$$

或写成

$$N = \frac{1}{\sum_{i=1}^l \frac{1}{N_i} \frac{n_i}{N}} \quad (7-46)$$

式中 n_i/N 等于第 i 种载荷的循环数 n_i 与总的工作循环数(总寿命)之比,有下列关系

$$\sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N} = \frac{n_1}{N} + \frac{n_2}{N} + \dots = 1 \quad (7-47)$$

$\frac{n_i}{N}$ 可由载荷谱中求得, N_i 是对应于 σ_i 的材料破坏的循环数,可由 S—N 曲线求得。

②多向应力下的疲劳寿命。关于多向应力下的疲劳寿命估算研究的还很不够完善。目前常用的一种方法是把多向应力转化成单向等效应力,然后再用单向应力估算疲劳寿命的方法进行计算。

等效应力计算公式如下

等效应力幅

$$\sigma_{qa} = \frac{[(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a3} - \sigma_{a1})^2]^{1/2}}{\sqrt{2}} \quad (7-48)$$

等效平均应力

$$\sigma_{qm} = \sigma_{mx} + \sigma_{my} + \sigma_{mz} \quad (7-49)$$

式中 $\sigma_{a1}, \sigma_{a2}, \sigma_{a3}$ ——主应力幅。

$\sigma_{mx}, \sigma_{my}, \sigma_{mz}$ ——任意三个互相垂直方向的平均应力。

利用式(7-48)、(7-49)求出当量应力后,再用单向应力求疲劳寿命的方法得到多轴的疲劳寿

命。

3. 随机载荷下的疲劳寿命

承受随机载荷的零件,在进行疲劳寿命估算和疲劳试验之前,必须先确定其载荷谱。机器在工作时直接测得的载荷-时间历程称为使用谱和工作谱。由于随机载荷的不确定性,这种谱无法使用,必须对它进行统计处理。处理后的载荷-时间历程称为载荷谱。载荷谱具有统计特性,它能本质地反映零件的载荷变化情况。

对于随机载荷,目前有两种统计处理方法:循环计数法和功率谱法。循环计数法是把连续载荷-时间历程离散成一系列的峰值和谷值,再把载荷分成一定级数,统计其峰值或振程发生的频次,最后给出累积频次曲线或概率密度函数供计算或试验使用。功率谱法是借助傅立叶变换。将连续变化的随机载荷分解为无限多个具有各种频率的简谐变化之和,得到功率谱密度函数。

对随机载荷处理后,以载荷累积频次曲线表示并编制成8级程序谱时,其寿命估算按变幅载荷情况估算寿命的方法进行计算。

若随机载荷以概率密度函数表示的连续谱时,其寿命估算按下式进行

$$N = \frac{1}{\int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{\max}} \frac{f(\sigma)}{c} \sigma^m d\sigma} \quad (7-50)$$

式中 σ_{-1} ——材料的疲劳极限;
 σ_{\max} ——载荷历程中最大应力幅值;
 m, c ——材料常数,由试验确定;
 $f(\sigma)$ ——应力幅的概率密度函数;
 N ——计算的疲劳寿命。

最近几年,在应变分析和低周疲劳基础上提出一种新的疲劳寿命估算方法——局部应力应变法。由于该方法只能用有限寿命设计中的裂纹形成寿命估算,目前尚不够完善,故本章不介绍,关于裂纹扩展寿命的计算,留待损伤容限(破损安全)设计中介绍。

7.3 损伤容限设计

在常规疲劳设计中,认为材料或零件内部没有缺陷和裂纹的,而实际的材料或零件中,由于加工和热处理造成材料或零件内部存在各种缺陷(微裂纹、夹杂、气孔、疏松、未焊透等)。为了考虑实际零件中各种缺陷和裂纹的影响。在断裂力学和破损安全设计原理基础上提出了损伤容限设计。

损伤容限设计方法是以断裂力学为理论基础,以无损检测技术和断裂韧度的测定技术为手段,以零件有初始缺陷或裂纹后估算其剩余寿命为中心,以断裂控制为保证,确保零件在使用期限内能够安全运行的一种抗疲劳设计方法。

损伤容限的设计思想是允许零件有初始缺陷,或在服役中出现裂纹,产生破损,但在下次检修应保持一定的剩余强度,能正常使用,直到下次检修予以发现、修复或更换。因此,损伤容限设计的关键问题是正确估算裂纹扩展寿命。断裂力学为此提供了有效的途径。

7.3.1 线弹性断裂力学

线弹性断裂力学主要研究理想脆性材料裂纹扩展规律。对于工程应用中的弹塑性材料,

当裂纹尖端附近处于小范围屈服时,经过修正线弹性断裂力学仍可应用。

1. 裂纹三种基本类型

根据裂纹体受力和变形情况,可分成三种基本类型,如图 7-19 示。

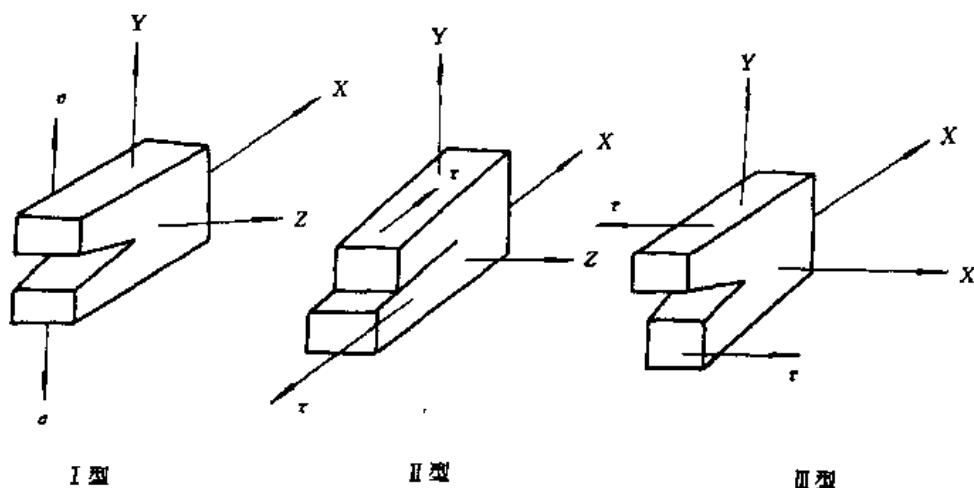


图 7-19 裂纹三种基本类型

I 型裂纹又称张开型裂纹,受垂直于裂纹面的拉应力作用;II 型裂纹又称滑开型裂纹,受平行于裂纹面并垂直于裂纹前缘的切应力作用;III 型裂纹又称撕开型裂纹,受平行于裂纹面和裂纹前缘的切应力作用。其中 I 型裂纹最常见,也最危险,研究也最多。

2. 应力强度因子和断裂韧度

如图 7-20 示,一个无限大板,中心有一贯穿板厚的裂纹 $2a$,板边受均匀应力 σ 作用,由断裂力学可知,在裂纹尖端处的应力理论上是无穷大,无法用理论应力集中系数 α_s 来表达。这时裂纹尖端附近的应力场和应变场的各应力和应变分量,都用一个参数 K 来确定其大小。参数 K 反映了裂纹尖端附近区域的应力、应变场强弱程度,故称为应力强度因子。

应力强度因子不代表某一点的应力,而是代表应力场强度的物理量。其一般表达式为

$$K_I = y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (7-51)$$

式中 K_I —— I 型裂纹应力强度因子;

σ —— 名义应力;

a —— 裂纹长度的一半;

y —— 形状系数(与裂纹大小、位置等有关)。

应力强度因子可查手册或通过计算得到。

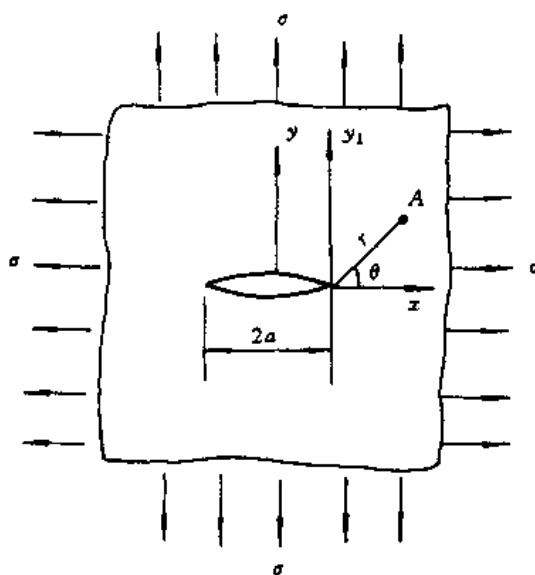


图 7-20 中心贯穿裂纹无限大板

应力强度因子常用单位是 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$, 或 $\text{N}/\text{mm}^{3/2}$ 。

应力强度因子的临界值, 即发生脆性断裂时的应力强度因子, 称为断裂韧度, 用 K_c 表示。则断裂判据为

$$K \leq K_c \quad (7-52a)$$

理论分析和试验都表明, 材料的断裂韧度随试件厚度 B 增加而下降。由于板厚增加使裂纹尖端逐渐变成平面应变状态, 平面应变是三向受拉应力可使材料变脆, 则断裂韧度达最低值。用 K_{Ic} 表示在 I 型裂纹平面应变条件下断裂韧度, 其断裂判据为

$$K_I \leq K_{Ic} \quad (7-52b)$$

用 K_{Ic} 建立的断裂判据是偏于安全的。

7.3.2 疲劳裂纹扩展速率

金属结构材料的疲劳过程较为复杂, 受许多因素影响。一般把疲劳破坏过程分成三个阶段: 疲劳裂纹形成, 疲劳裂纹扩展和快速断裂。

1. 裂纹扩展速率

da/dN 称疲劳裂纹扩展速率, 它表示循环应力每循环一次, 裂纹长度的平均增量。是应力强度因子范围 ΔK 的函数。在双对数坐标下, da/dN 与 ΔK 的关系如图 7-21 所示。这条曲线可划分为三个区: I 区为裂纹不扩展区, 这个区 $\Delta K < \Delta K_{th}$, ΔK_{th} 称为界限应力强度因子范围或门槛值。II 区为裂纹扩展区, 是决定疲劳裂纹扩展寿命的主要区域。在该区域中, da/dN 与 ΔK 在双对数坐标下呈线性关系。其裂纹扩展速率可由著名 Paris 公式表示, 即

$$\frac{da}{dN} = c(\Delta K)^m \quad (7-53)$$

式中 ΔK ——应力强度因子范围, $\Delta K = K_{max} - K_{min}$;

c, m ——材料常数, 由试验确定。

III 区为失稳扩展区, 由于其扩展速率很高, 因此 III 区的裂纹扩展寿命极短。在计算裂纹扩展寿命时, 可忽略它。

考虑了平均应力的影响, Forman 提出了如下的修正公式

$$\frac{da}{dN} = \frac{c(\Delta K)^m}{(1-R)K_c - \Delta K} \quad (7-54)$$

式中 K_c ——平面应力条件下的断裂韧度; 若在应变

条件下, 则用 K_{Ic} 代替 K_c ;

c, m ——材料常数, 由试验确定。

2. 影响疲劳裂纹扩展速率的因素

变幅应力下的疲劳裂纹扩展速率不仅取决于应力强度因子, 还取决于应力历程, 当以前的应力历程不同时, 即使当前的应力强度因子范围相同, 但裂纹尖端前缘线的形状、位向、钝化情况和残余应力并不相同, 因此裂纹扩展速率也不同。此外, 试验得到, 在同一 ΔK 条件下, 平均

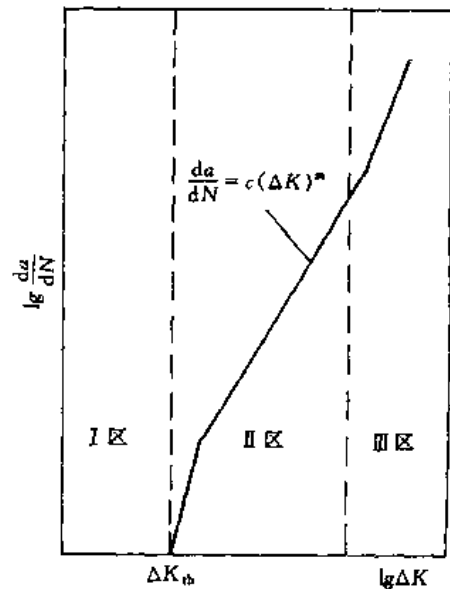


图 7-21 裂纹扩展速率曲线

应力愈高, da/dN 值愈大, 反之若平均应力为压应力时, 在相同 ΔK 下, da/dN 值也大大降低。当温度不太高时, 温度对 da/dN 影响不大; 当温度高时, 将加速裂纹扩展。当空气中, 加载频率对 da/dN 影响不大, 在腐蚀介质中, 加载频率影响很大。另外, 超载、制造厂家等对 da/dN 都有不同程度的影响。

7.3.3 剩余寿命的估算

在估算零件剩余寿命时, 必须先确定的条件是: ①初始裂纹尺寸 a_0 ; ②临界裂纹尺寸 a_c ; ③零件裂纹尖端的应力强度因子表达式; ④疲劳裂纹扩展速率表达式。

(1) 初始裂纹尺寸 a_0 的确定 初始裂纹尺寸、形状、取向和位置, 是指开始计算寿命时的零件最大缺陷的尺寸。形状取向和位置, 是用无损探伤技术确定的。

若探伤结果未发现缺陷, 则认为该零件的最大缺陷刚好在探测仪器灵敏度之下, 并假定该缺陷尺寸就是仪器灵敏度尺寸, 而裂纹是在零件的关键部位, 且裂纹面垂直于最大主拉应力方向。

(2) 临界裂纹尺寸 a_c 的确定 确定临界裂纹尺寸 a_c 时, 要遵循以下原则。

①零件的净截面应力要小于或等于拉伸强度极限 σ_b ;

②零件的应力强度因子 K_1 应小于或等于材料的断裂韧性 K_{Ic} (平面应变) 或 K_c (平面应力)。

按上述两条确定的尺寸较小者, 定为临界裂纹尺寸 a_c 。还要指出, 若用静载荷计算净截面时, 应该乘以动载系数; 按标准测定的 K_{Ic} 值也应乘以加载速率的影响系数。

(3) 零件疲劳裂纹扩展寿命估算 目前计算裂纹扩展寿命, 多数用 Paris 公式, 如果考虑平均应力影响则用 Forman 公式。将上二式积分得

$$N_c = \int_{N_0}^{N_c} dN = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{c(\Delta K)^m} \quad (7-55)$$

$$N_c = \int_{N_0}^{N_c} dN = \int_{a_0}^{a_c} \left[\frac{(1-R)K_c - \Delta K}{c(\Delta K)^m} \right] da \quad (7-56)$$

式中 a_0 —— 初始裂纹尺寸;

a_c —— 临界裂纹尺寸;

N_c —— 由初始裂纹 a_0 扩展到 a_c 的循环数;

N_0 —— 对应于 a_0 时的循环数。

取 $\Delta K = y\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$, 代入式(7-55)和(7-56), 积分后得疲劳裂纹扩展寿命。

①常幅应力下的寿命估算

当 $m \neq 2$ 时

$$N_c = \frac{a_c^{(1-\frac{m}{2})} - a_0^{(1-\frac{m}{2})}}{\left(1 - \frac{m}{2}\right) cy^m \pi^{m/2} (\Delta\sigma)^m} \quad (7-57)$$

当 $m = 2$ 时

$$N_c = \frac{1}{cy^2 \pi (\Delta\sigma)^2} \ln \frac{a_c}{a_0} \quad (7-58)$$

考虑平均应力时, 用 Forman 公式积分。

当 $m \neq 2$ 或 $m \neq 3$ 时

$$N_c = \frac{2}{\pi c (\Delta \sigma)^2} \left\{ \frac{(\Delta K)_c}{m-2} \left[\frac{1}{(\Delta K)_0^{m-2}} - \frac{1}{(\Delta K)_c^{m-2}} \right] - \frac{1}{m-3} \left[\frac{1}{(\Delta K)_0^{m-3}} - \frac{1}{(\Delta K)_c^{m-3}} \right] \right\} \quad (7-59)$$

当 $m = 2$ 时

$$N_c = \frac{2}{\pi c (\Delta \sigma)^2} \left[(\Delta K)_c \ln \frac{(\Delta K)_c}{(\Delta K)_0} + (\Delta K)_0 - (\Delta K)_c \right] \quad (7-60)$$

当 $m = 3$ 时

$$N_c = \frac{2}{\pi c (\Delta \sigma)^2} \left\{ (\Delta K)_c \left[\frac{1}{(\Delta K)_0} - \frac{1}{(\Delta K)_c} + \ln \frac{(\Delta K)_0}{(\Delta K)_c} \right] \right\} \quad (7-61)$$

式中 $(\Delta K)_0 = y \Delta \sigma \sqrt{\pi a_0}$;

$(\Delta K)_c = y \Delta \sigma \sqrt{\pi a_c}$

②变幅应力下的寿命估算。零件承受变幅应力时,如 $\pm \sigma_1$ 作用 n_1 次循环,再转 $\pm \sigma_2$ 经 n_2 次循环,后到 $\pm \sigma_i$ 经 n_i 次循环而破坏,则寿命可用式(7-55)或(7-56)分段积分求得。

③剩余寿命确定。将上述公式计算得到的疲劳裂纹扩展寿命 N_c 除以寿命安全系数 n_N 即为剩余寿命。一般情况取 $n_N = 2 \sim 4$ 。

7.3.4 断裂控制

采用损伤容限设计时,必须在结构上采取安全措施,并有一定的检修制度确保零构件的使用安全。即是对结构采取合理的断裂控制。断裂控制包括的内容是:①精心选材,②结构合理布局,③制定合理检修程序,④控制安全工作应力。

1. 精心选材

应选择 K_{Ic}/σ_{1s} 高的材料,常用的中、低强度钢 K_{Ic}/σ_s 高,具有允许较大缺陷能力,高强钢次之,超高强钢最差。此外,提高材料纯度、减小结构缺陷,消除残余应力和选择 da/dN 低的材料也是重要的。

2. 结构合理布局

为了将疲劳裂纹扩展速率控制在容许范围之内,不致在规定检修时间内发生断裂,必须采取破损-安全结构,并要使结构便于检修。破损-安全结构可采用如下方法:

(1)采用多通道载荷结构 其设计思想为当结构中有一个构件断裂,完全丧失承载能力时,其载荷可由其他构件承受,而不致产生事故。多梁式飞机机翼即为一例。

(2)采取止裂措施 止裂措施有多种:①多重受力件。一个构件由几个元件组成,其中一个元件出现裂纹,不致扩展到其他元件上。链条,钢丝绳属此种。②止裂孔与止裂缝。在构件预期扩展途径上钻一小孔,或设一止裂缝。当裂纹扩展到孔或缝时,尖端变钝,使扩展减缓。③止裂片。在裂纹扩展途径上设置加强件。

(3)采用断裂前自动报警安全措施 如压力容器断裂前渗漏报警等。

3. 制定合理检验程序

检验程序是断裂控制主要环节之一,它包括裂纹长度检测和检验周期的确定。

按照损伤容限设计的零件都必须易于检测。当要求初始裂纹尺寸小于质量控制方法检测能力时,必须改变材料、或降低应力水平,以求得到较大的初始裂纹容许量,以便于现场检测。

为保证零件在检修期内的安全使用,一般检修周期应小于或等于其剩余寿命之半,这样可以保证检修人员在零件发生破坏之前至少有两次发现裂纹的机会。

4. 控制安全工作应力

在损伤容限设计中,允许使用的最高载荷称为破损-安全载荷,它应小于临界裂纹尺寸 a_c 相应的临界载荷。与此载荷相应的应力称破损-安全应力。在使用期内必须允许操作者使用破损-安全载荷。在整个使用期内必须控制零件的工作应力小于或等于其破损-安全应力,以确保结构安全运行。

7.4 机械刚度设计

刚度是机械零件和构件抵抗变形的能力。在弹性范围内,刚度是零件载荷与位移成比例的比例系数。即引起单位位移所需的力。刚度又有静刚度和动刚度之分。

静刚度是指在静载荷下抵抗变形的能力。动刚度是指在动载荷下抵抗变形的能力。即引起单位振幅所需的动态力。

影响刚度的因素是材料的弹性模量和结构形式。改变零构件的结构形式,对刚度有显著影响。刚度计算是振动理论和结构稳定性分析的基础。在质量不变的情况下,刚度愈大,则固有频率愈高。如果干扰力频率小于结构的固有频率,则动刚度与静刚度基本相同;干扰力频率远大于结构固有频率,结构变形较小,即动刚度较大;当两者频率接近时,产生共振现象,此时动刚度最小,结构极易变形,其动变形可达静变形的几倍至十几倍,要尽量避免这种现象的产生。下面主要介绍静刚度的几种主要计算方法。

有些机械零件在满足强度要求的同时,还要求具备足够的刚度。也就是说,这些零件在承受载荷后所发生的弹性变形不能超过许用值。例如设计轴承、齿轮和蜗杆传动时,如果轴的弯曲变形太大,将使轴上的齿轮啮合不良,轴在滑动轴承中倾斜太大,将造成轴承衬磨损不均匀或发热。机床零件的刚度直接影响被加工件的精度等。

刚度计算包括扭转刚度计算和弯曲刚度计算两种。前者以扭转角 φ 来度量;后者以挠度 y 和截面转角 θ 来度量。这里以轴为例介绍其计算方法。

7.4.1 轴的扭转变形计算

轴的扭转变形用每米轴长的扭转角 φ 来表示。其简化计算公式为

1. 光轴

$$(1) \text{ 实心轴} \quad \varphi = 584 \frac{Tl}{Gd^4} \quad (7-62)$$

$$(2) \text{ 空心轴} \quad \varphi = 584 \frac{Tl}{G(d^4 - d_0^4)} \quad (7-63)$$

2. 阶梯轴

$$(1) \text{ 实心轴} \quad \varphi = \frac{584}{G} \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{d_i^4} \quad (7-64)$$

$$(2) \text{ 空心轴} \quad \varphi = \frac{584}{G} \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{(d_i^4 - d_{0i}^4)} \quad (7-65)$$

式(7-62)、(7-63)、(7-64)、(7-65)中

- T ——轴传递的扭矩, $N \cdot mm$;
- l ——轴受扭矩作用的长度, mm ;
- d ——轴的外直径, mm ;
- d_0 ——空心轴的内直径, mm ;
- G ——材料的切变模量; MPa ;

T_i, l_i, d_i, d_{0i} ——分别代表阶梯轴第 i 段上所传递的扭矩, 长度, 内、外径尺寸。

7.4.2 轴的弯曲变形计算

轴的弯曲变形计算除了受力和支承条件外, 轴承和机座的刚度、配合在轴上零件的刚度, 以及轴上的局部削弱等, 对变形都有影响。但在实际计算中, 都进行了不同程度的简化。

轴的弯曲变形计算方法有多种, 应根据具体要求选择适当的计算方法。对于一般常见的阶梯轴, 弯曲变形可用当量直径法或能量法计算

1. 当量直径法

把不等直径的阶梯轴, 连同安装的零件当成直径为 d_m 的等径轴计算。其计算公式为

$$d_m = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i^4}}} \quad (7-66)$$

式中 l_i ——阶梯轴 i 段的长度;

d_i ——阶梯轴 i 段的直径;

L ——轴的总长度;

当载荷作用于两支承之间时, $L = l$;

当载荷作用于悬臂端时, $L = l + K$;

l ——两支承之间的长度;

K ——轴的悬臂长度;

亦可直接运用材料力学或弹性线方程进行刚度计算。

2. 能量法

能量法在计算上使用其结果较准确。

在用能量法计算轴的弯曲变形时, 需先绘

出轴的外形图和弯矩 M 图, (图 7-22

(a), (b))。如图 7-22 所示, 如果需计算

A 处的挠度 y_A , 则在 A 处加一单位力 F_i

$= 1$, 单位力的方向与变形方向相同, 并绘

出其弯矩 M' 图, 如图 7-22(c)。若要计

算 B 处的偏转角 θ_B , 则在 B 处加一个与变形方向相同的单位力矩 $M_i = 1$, 并绘制出其弯矩

(M') 图 7-22(d)。

然后按 M, M' 及截面的连续性把轴分为若干段, 如图 7-22(c), (d)。则变形量由下式求得

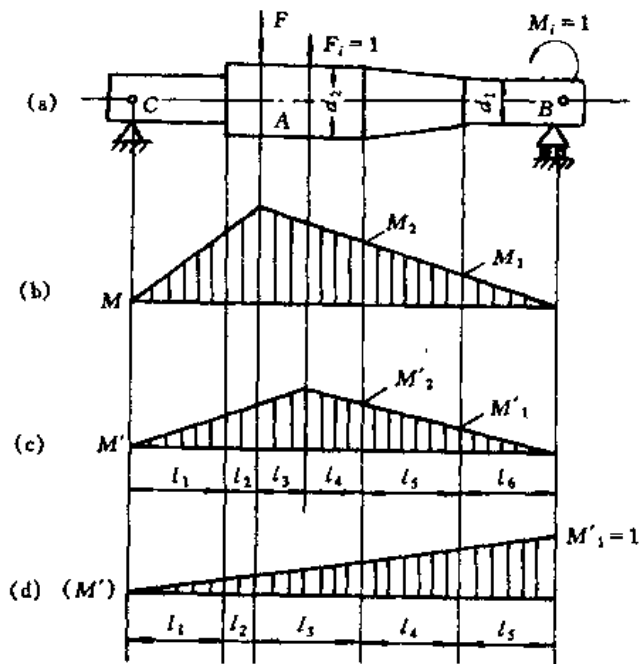


图 7-22 能量法计算轴变形简图

$$\Delta_i = \sum_{i=1}^n \int_0^{l_i} \frac{MM'}{EI} dl \quad (7-67)$$

式中 Δ_i ——计算变形处的变形量,(挠度 y 或转角 θ)mm 或 rad;

M ——轴所受弯矩, N·mm;

M' ——在计算变形处加单位力 $F_i = 1\text{N}$ 或单位力矩 $M' = 1\text{N}\cdot\text{mm}$ 对轴上引起的弯矩, N·mm;

E ——材料弹性模量;

I ——截面惯性矩, mm^4 ;

l_i ——各轴段的长度, mm。

如果轴上各载荷不在同一平面内,则可以把这些载荷分解成相互垂直的两个平面内的分力,分别算出在这两个平面内各截面处的 y 和 θ ,然后用矢量法求出合成挠度和合成偏转角。

机械结构的动刚度设计可参阅第 10 章内容。

第 8 章 机械结构的有限元分析方法

8.1 有限元分析方法的基本原理

1. 有限元法的基本思想

许多工程分析问题,如固体力学中位移场和应力场分析、振动特性分析、传热学中的温度场分析、流体力学中的流场分析等,都可以归纳为在给定边界条件下,求偏微分方程组解的问题。从数学角度来看,偏微分方程求解的方法有解析法和数值法。

解析法是指解微分方程的理论分析方法,这种方法只适用于极简单结构的情况。

数值法是一种近似的分析方法。工程中常用的数值解法有:有限差分法和有限元法。有限差分法解的是一个正确反映所分析的弹性体的用位移或应力表示的微分方程式,只是求解方法是近似的,是在解析法的基础上进行近似数值计算。有限元法是将弹性连续体简化为有限个单元组成的离散化模型,对离散化模型求出数值解,是在力学模型上进行近似计算,如图 8-1。现在,有限元法已经是一种广泛应用且行之有效的数值近似解法。

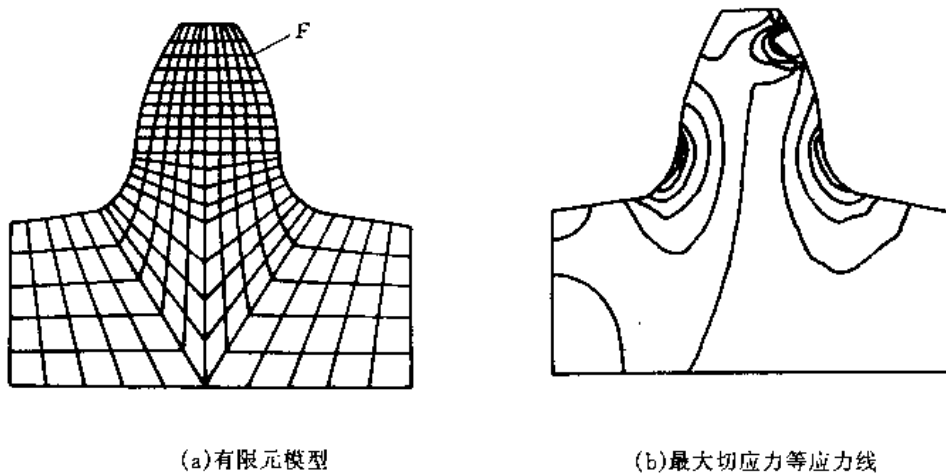


图 8-1 直齿圆柱齿轮轮齿应力分析

有限元法的基本思想是:先把一个原来连续的结构划分成有限个单元,它们相互连接在有限个节点上,承受等效的节点载荷,并根据平衡微分方程、几何方程和物理方程来进行单元分析,然后根据变形协调条件把这些单元重新组合起来,成为一个整体,再综合求解。由于单元的个数和节点的数目都是有限的,所以称为“有限元法”。

从选择基本未知量的角度来看,有限元法可以分为三类:以节点位移为基本未知量的位移法;以节点力为基本未知量的方法;以一部分节点位移和一部分节点力为基本未知量的混合法。与力法相比,位移法具有易于实现计算机自动化的优点,因此,在有限元法中,位移法的应用范围最广。在某些特殊问题中,力法由于未知量的个数较少而被采用。混合法的应用较晚,在板壳问题中已经显示出其优点。

2. 结构离散化

把弹性连续结构划分成只在一些点相连的有限个单元,每一个单元都可以看成是一个连续的、均质的、完全弹性的、各向同性的小弹性体,这些连接点称为节点,每个小单元体作为一个单元,对连续结构的这种分割,称为结构的离散化。完成单元的划分后,需要对所有的单元和节点按次序加以编号。

在工程实际中,单元类型的选择及单元和节点的设置、数目的确定与所分析的具体问题和计算精度有关。通常来说,单元的形状越复杂,单元划分越细,则描述结构变形状态越精确,但相应的数据准备工作量和计算时间将增加,计算机所需内存容量也会变大。粗网格相对细网格通常刚度较高,算得的应力和变形数值偏小。

3. 单元特性分析

当采用位移法进行有限元分析时,以单元节点位移作为基本未知量,在对结构进行离散化后,可以把单元内各点的应力、应变、位移等物理量用节点位移的函数形式来表示,因为各单元之间是通过节点发生联系的,所以要对单元进行力学分析,求得单元节点位移与单元节点载荷之间的关系。分析过程如图 8-2 所示。

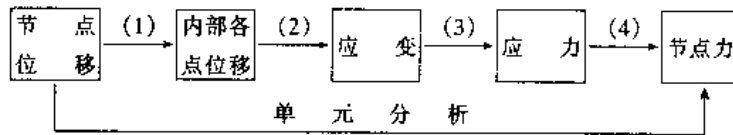


图 8-2 单元特性分析过程

(1)单元位移模式 单元特性分析的首要任务是建立以单元节点位移表示单元内任一点位移的关系式。为求得此关系式,可把单元内任一点的位移假设为该点坐标的某种简单函数,该函数称为单元的位移模式或位移函数。通常,假设单元的位移模式是多项式,这是因为多项式数学运算比较方便,且用各单元的位移多项式曲线的局部线段容易逼近整体结构的位移光滑曲线,至于多项式的项数和阶次的选取,则与单元的自由度数目的和位移近似解的收敛性有关。一般来说,单元位移多项式的项数应与单元自由度数目相等,它的阶次至少应包含常数项和一次项,多项式的次数越高就越接近实际位移形态。

(2)单元刚度矩阵 根据单元的类型、材料性质、形状、尺寸等,应用弹性力学中的几何方程、物理方程和虚功原理,建立单元节点力和节点位移的关系式,即该单元的单元刚度方程

$$\{F\}^e = [K]^e \{\delta\}^e$$

其中, $\{F\}^e$ 为单元的节点力列阵, $[K]^e$ 为单元刚度矩阵, $\{\delta\}^e$ 为单元的节点位移列阵。

单元刚度矩阵体现了单元抵抗变形的能力,只与单元的材料和几何尺寸有关,而与外载荷无关。也就是说,一旦选定单元的类型,对结构进行离散化,其刚度矩阵就确定下来。

(3)载荷移置 进行有限元分析时,在结构离散化后,单元与单元之间的相互作用力通过节点传递。但是对于一个实际的连续体,力是从单元公共边界传递到另一个单元,因此,应将弹性体结构所受的各种形式的实际载荷如集中力、面力、体积力等,等效地移置到单元的节点上,形成单元等效节点载荷。等效移置的实质就是:对弹性体来说,原载荷与移置后的等效节点载荷在弹性体的任意微小虚位移上所做的虚功相等;对刚体来说,刚体上的原载荷与移置后的等效节点载荷在向任一点简化时,具有相同的主矢量和主矩。

4. 坐标交换

对于某些类型的单元如杆单元、矩形单元、等参元等,进行单元特性分析时,必须建立局部

坐标系,在局部坐标系下对单元进行特性分析。这个局部坐标系的建立取决于单元的类型和几何形状,只适用于该单元分析,而整体坐标系适用于整个弹性结构。单元内任一点的位置既可以用整体坐标系来定义,也可以用局部坐标系来定义,两者互为函数,有固定的转换关系,这个转换关系称为坐标变换式。通过坐标变换,可以建立局部坐标系和整体坐标系的关系,得到整体坐标系下的单元刚度矩阵。

5. 单元组集

利用弹性结构的力平衡条件和边界条件把所有单元按原来的结构重新联接起来,通过整体刚度矩阵 $[K]$ 得到整体节点载荷列阵 $\{F\}$ 与整体节点位移列阵 $\{\delta\}$ 之间的关系 $\{F\} = [K]\{\delta\}$,即整体刚度方程。有限元中的单元组集包括单元刚度矩阵的组集和单元载荷列阵的组集。

8.2 单元类型及单元特性的推导方法

8.2.1 单元类型

用有限元法分析计算一个机械结构时,首先应对结构进行离散化。实际中机械结构一般比较复杂,特点也不相同,为了使有限元模型能准确地代表实际结构,必须选择适当的单元类型,常用的单元类型有以下几种。

1. 杆状单元

因为杆状结构的截面尺寸往往远小于其轴向尺寸,故杆状单元属于一维单元,即这类单元的位移分布规律仅是轴向坐标的函数。这类单元主要有杆单元、平面梁单元和空间梁单元,如图 8-3 所示。

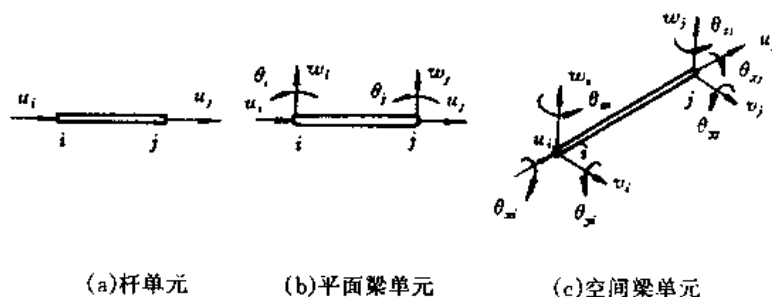


图 8-3 杆状单元

杆单元有两个节点,每个节点只有一个轴向自由度 u ,故只能承受轴向的拉压载荷。这类单元适用于铰接结构的桁架分析和作为用于模拟弹性边界约束的边界单元。

平面梁单元适用于平面刚架问题,即刚架结构每个构件横截面的主惯性轴之一与刚架所受的载荷在同一平面内。平面梁单元的每个节点有三个自由度:一个轴向自由度 u ,一个横向自由度 w (挠度)和一个旋转自由度 θ (转角),主要承受轴向力、弯矩和切向力。机床的主轴、导轨等常用这种单元模型。

空间梁单元是平面梁单元的推广。这种单元每个节点有六个自由度,考虑了单元的弯曲、拉压、扭转变形。

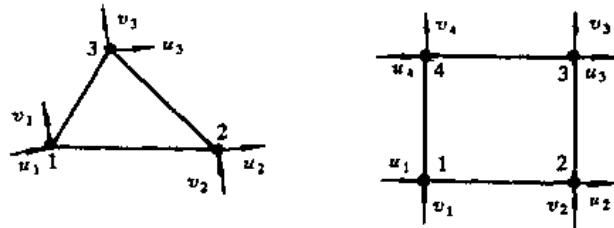
当梁单元的横截面高度小于梁长的 $1/5$ 时,剪切应变对梁受横向载荷作用产生的挠度影响很小,可忽略不计;否则,应考虑剪切应变对挠度的影响,特别是对于薄壁截面的梁单元,剪切应变的影响是很大的,必须对单元刚度矩阵进行修正来考虑剪切应变。

2. 平面单元

严格地说,实际中弹性结构都是空间结构,处于空间受力状态,是空间问题。但是,对某些特定问题,根据其结构和外力特点,可以被简化为平面问题来处理,这种近似为有限元分析提供了方便。弹性力学平面问题分为平面应力问题和平面应变问题两大类。

平面单元属于二维单元,单元厚度假定为远远小于单元在平面中的尺寸,单元内任一点的应力、应变和位移只与两个坐标方向变量有关。这种单元不能承受弯曲载荷,常用于模拟起重机的梁、机床的支承件、箱件、圆柱形管道、板件等的结构。

常用的平面单元有三角形单元和矩形单元,如图 8-4 所示,单元每个节点有两个位移自由度。三角形单元采用线性位移模式,由其力学性质可知,在整个单元内各点的应变值为常数,所以也称为常应变单元或常应力单元,该类型单元计算精度较差,但灵活性较好,适用于复杂不规则形状的结构。矩形单元采用双线性位移模式,单元内的应力是线性变化的。所以,其计算精度比三角形单元高,但不适应斜交边界和曲线边界,也不便于在结构不同部位采用大小不同的单元。因此,这两类单元在实际应用中受到一定的限制。



(a) 三角形单元

(b) 矩形单元

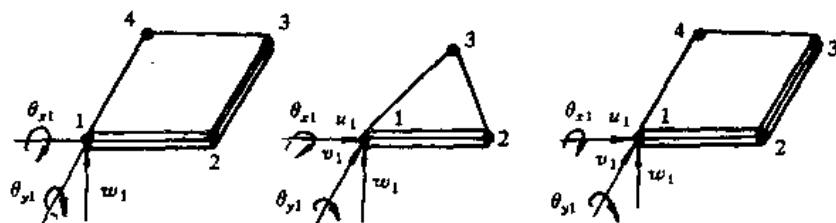
图 8-4 平面单元

3. 薄板弯曲单元和薄板单元

当平面厚度 h 远小于其长度 a 与宽度 b ($h < b/5$) 时,称为薄板。很多机械结构是平面薄板、曲面薄板和支承的筋条的组合物。

薄板弯曲单元有三角形和矩形两种单元形状,主要承受横向载荷和绕两个水平轴的弯矩,图 8-5(a)为矩形薄板弯曲单元,每个节点有三个自由度。

薄板单元相当于平面单元和薄板弯曲单元的综合,图 8-5(b)和(c)分别为三角形和矩形薄板单元。单元每个节点既可以承受平面内的作用力,又可以承受横向载荷和绕 x, y 轴的弯矩,每个



(a) 矩形薄板弯曲单元

(b) 三角形薄板单元

(c) 矩形薄板单元

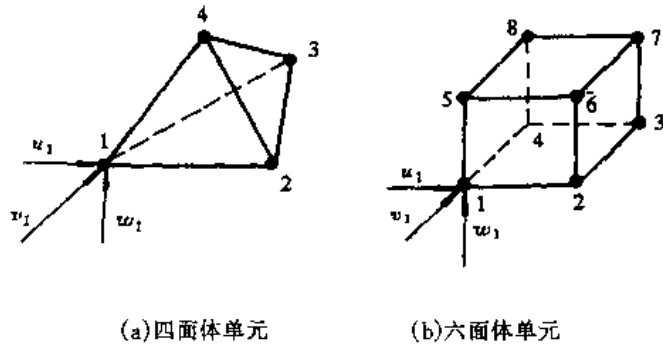
图 8-5 薄板弯曲单元和薄板单元

节点有五个自由度。采用薄板单元模拟机械结构中的板壳结构,不仅考虑了板壳在平面内的作用力,而且考虑了板壳本身的抗弯能力,计算结果更接近实际情况。与平面单元一样,矩形薄板单元比三角形薄板单元精度高,三角形薄板单元只推荐使用在不规则的边缘部分。

在工程中,薄板弯曲单元可以与梁单元组成板梁组合结构,用于模拟带加强筋的机床大件和化工设备中的各种塔、罐和高压容器等。

4. 多面体单元

多面体单元属于三维单元,即单元的位移分布规律是空间三维坐标的函数。常用的单元类型有四面体单元和六面体单元如图 8-6,单元的每个节点有三个位移自由度。此类单元适用于实心结构的有限元分析,如机床的工作台、动力机械的基础等较厚的弹性结构。



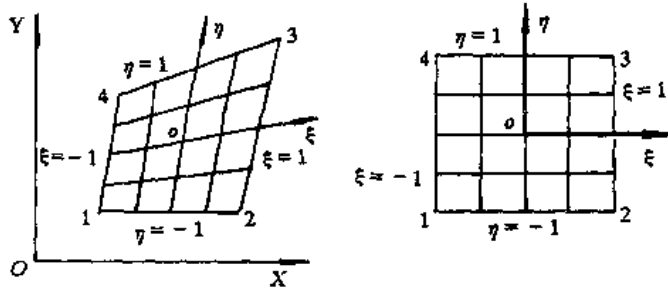
(a)四面体单元 (b)六面体单元

图 8-6 多面体单元

5. 等参数单元

对于形状比较复杂的结构,以上几种单元有时难于适应划分单元的要求和精度要求,于是提出了一种等参数单元,也称等参元。图 8-7 的四节点任意直边四边形单元是一种最基本的等参元,可以达到矩形平面单元的计算精度。

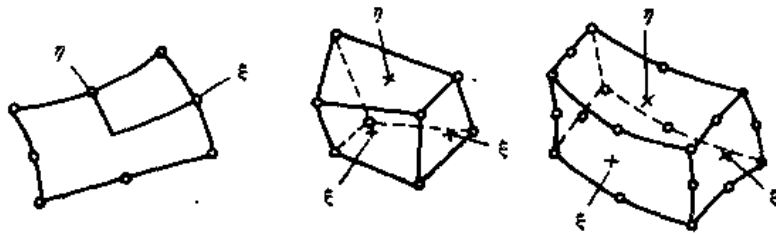
此类单元形状是任意直边四边形,如果采用四节点矩形单元的双线性位移模式,则不能保证相邻单元之间位移的协调性,这是由于任意四边形的边一般不平行于坐标轴,沿单元边的位移将按抛物线变化,而不是线性变化。因此,以直角坐标系 XOY (又称整体坐标系)下的任意直边四边形单元的形心为坐标原点,用等分它四个边的两族直线为坐标轴,建立一个非正交的局部坐标系 $\xi\eta$,使单元边



(a)任意四边形单元 (b)对应的矩形单元

图 8-7 四边形等参元的原理

界上的 ξ, η 值是 ± 1 ,这样在局部坐标系中构成一个矩形单元。这个矩形单元的节点和内部任一点都与原整体坐标系中单元的节点和内部点形成一一对应关系,两个坐标系之间的映射关系称为坐标变换式。整体坐标系适用于整个结构,局部坐标系只适用于具体某个单元。



(a)八节点平面等参元 (b)八节点空间等参元 (c)二十节点空间等参元

图 8-8 其他类型等参元

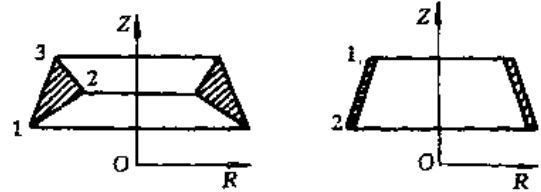
对这个单元进行特性分析可以得出,单元内任一点的位移与节点位移之间的关系恰好和该点的坐标与节点坐标之间的关系相同,因此,称具有这种性质的单元为等参数单元或等参元。等参元的类型很多,常用的还有八节点平面等参元、八节点空间等参元、二十节点空间等

参元,如图 8-8 所示。

6. 轴对称单元

对于几何形状是回转体,所受约束和外力对称于回转轴的机械结构,如飞轮、转轴、活塞、气缸套等,其应力、应变和位移也对称于回转轴线,这类结构的应力、应变分析称为轴对称问题。

进行轴对称问题有限元分析时,一般采用柱面坐标系(轴向 Z , 径向 R , 周向 θ)来描述轴对称结构的应力和变形,单元类型为实心圆环体单元,圆环体横截面可以是三角形,如图 8-9(a)所示,也可以是矩形,单元之间用圆环形的铰互相连接。此类单元的分析实质上可看做二维问题,回转体的位移限制在 RZ 平面内。



(a)三角环形单元 (b)回转圆锥薄壳单元

图 8-9 轴对称单元

当回转体为薄壳结构时,采用回转薄壳单元,

如图 8-9(b)所示。此类单元有两个节点,每个节点有三个自由度;两个位移和一个转角自由度。

8.2.2 单元特性的推导方法

单元刚度矩阵的推导是有限元分析的基本步骤之一,建立单元刚度矩阵的常用方法有以下四种:直接方法、虚功原理法、能量变分原理法和加权残数法。

1. 直接方法

直接方法是应用物理概念直接分析单元特性,适用于简单形状的单元,如梁单元。

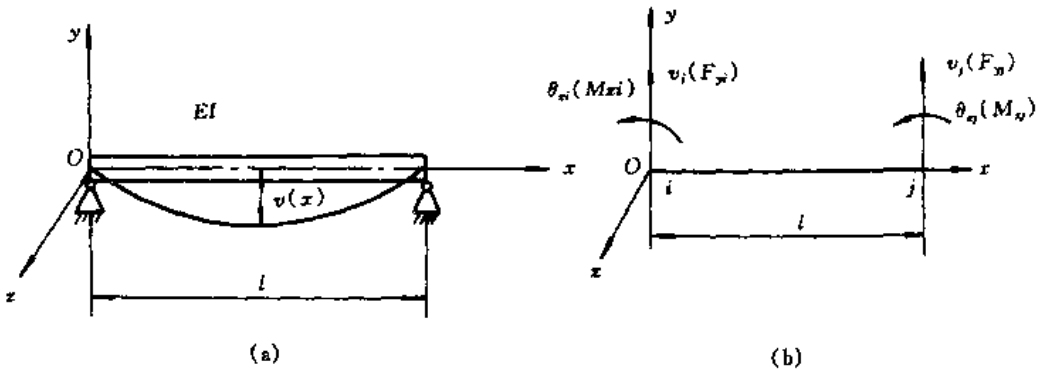


图 8-10 平面简支梁及其计算模型

图 8-10(a)所示为 xOy 平面内的简支梁弯曲简图,梁在横向外载荷(集中力、分布力或力矩等)作用下产生弯曲变形, EI 为梁的抗弯刚度(E 为材料弹性模量, I 为截面的惯性矩)。对于平面弯曲问题,梁上任一点受两个力的作用:剪切力 F_y 和弯矩 M_x ,相应的位移为挠度 v 和转角 θ_x 。通常规定:挠度和剪切力向上为正,转角和弯矩逆时针方向为正。

把图示的梁看作是一个梁单元,如图 8-10(b)所示,左支承点为节点 i ,右支承点为节点 j ,则该单元的节点位移和节点力分别为 $v_i, \theta_{xi}, v_j, \theta_{xj}$ 和 $F_{yi}, M_{xi}, F_{yj}, M_{xj}$ 。写成矩阵形式:

$$\text{单元节点位移列阵 } \{\delta\}^e = \{v_i \quad \theta_{xi} \quad v_j \quad \theta_{xj}\}^T$$

$$\text{单元节点力列阵 } \{F\}^e = \{F_{yi} \quad M_{xi} \quad F_{yj} \quad M_{xj}\}^T$$

显然,梁的节点力和节点位移是有联系的。在弹性小变形范围内,这种关系是线性的,可以表示为

$$\begin{Bmatrix} F_{yi} \\ M_{zi} \\ F_{yj} \\ M_{zj} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_i \\ \theta_{zi} \\ v_j \\ \theta_{zj} \end{Bmatrix}$$

或 $\{F\}^e = [K]^e \{\delta\}^e$ (8-1)

它表示单元节点载荷与节点位移之间的关系,称为单元刚度方程。其中, $[K]^e$ 为单元刚度矩阵,是单元的特性矩阵。单元刚度矩阵中每一列元素的物理意义为:单元某一节点在坐标轴某方向

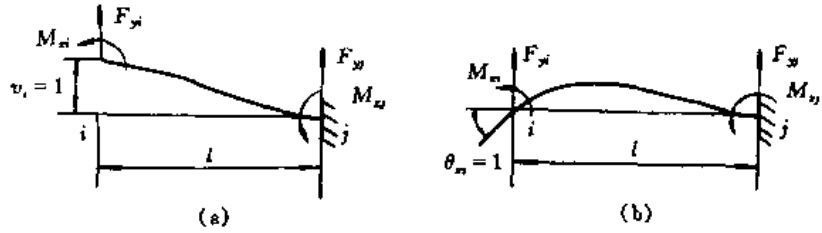


图 8-11 梁的变形图

发生单位位移,而其他位移都保持为零的变形状态下,相当于在所有各节点上所施加的节点力。由功的互等定理,可推导出单元刚度矩阵是对称的。对于图 8-10 所示的梁单元,可以直接计算出 $[K]^e$ 中的各系数 K_{ij} 的数值。

假设 $v_i = 1, \theta_{zi} = v_j = \theta_{zj} = 0$, 如图 8-11(a) 所示,由梁的变形公式可得

挠度
$$v_i = \frac{F_{yi} l^3}{EI} - \frac{M_{zi} l^2}{2EI} = 1$$

转角
$$\theta_i = -\frac{F_{yi} l^2}{2EI} + \frac{M_{zi} l}{EI} = 0$$

解得
$$F_{yi} = \frac{12EI}{l^3} = K_{11}$$

$$M_{zi} = \frac{6EI}{l^2} = K_{21}$$

根据静力平衡条件: $F_{yj} = -F_{yi}$

$$M_{zj} = F_{yi} l - M_{zi}$$

解得
$$F_{yj} = -\frac{12EI}{l^3} = K_{31}$$

$$M_{zj} = \frac{6EI}{l^2} = K_{41}$$

同理,假设 $\theta_{zi} = 1, v_i = v_j = \theta_{zj} = 0$, 如图 8-11(b) 所示,由梁的变形公式可得

$$F_{yi} = \frac{6EI}{l^2} = K_{12} \qquad M_{zi} = \frac{4EI}{l} = K_{22}$$

$$F_{yj} = -\frac{6EI}{l^2} = K_{32} \qquad M_{zj} = \frac{2EI}{l} = K_{42}$$

同样,可以推导出

$$K_{13} = -\frac{12EI}{l^3} \qquad K_{23} = -\frac{6EI}{l^2}$$

$$\begin{aligned}
 K_{33} &= \frac{12EI}{l^3} & K_{43} &= \frac{-6EI}{l^2} \\
 K_{14} &= \frac{6EI}{l^2} & K_{24} &= \frac{2EI}{l} \\
 K_{34} &= \frac{-6EI}{l^2} & K_{44} &= \frac{4EI}{l}
 \end{aligned}$$

所以,平面弯曲梁单元的单元刚度矩阵为

$$[K]^e = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (8-2)$$

2. 虚功原理法

(1)弹性力学的基本理论 弹性力学主要研究各种弹性结构在外力和温度变化的作用下所产生的应力分布规律和变形状态,研究方法是从弹性结构内取出一个微小的单元体,从静力平衡条件和几何变形关系等方面,建立弹性结构内任一点的位移、应力和应变的基本关系式,即平衡微分方程、几何方程、物理方程,这些关系式具有普遍的意义,是应用弹性力学解决工程实际问题的理论基础。

空间弹性力学问题的平衡微分方程为

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + X &= 0 \\
 \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + Y &= 0 \\
 \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z &= 0
 \end{aligned} \right\} \quad (8-3)$$

式中 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ 为弹性结构内任一点的应力状态(σ 表示正应力、 τ 表示剪应力); X, Y, Z 为该点的体积力分量。该方程说明外力处于平衡状态下,结构内各点应力分量与体力之间必须满足的平衡条件。

弹性结构内任一点的位移与应变的关系,即几何方程为

$$\left. \begin{aligned}
 \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\
 \epsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\
 \epsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\
 \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\
 \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\
 \gamma_{zx} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}
 \end{aligned} \right\} \quad (8-4)$$

式中 $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ 为弹性结构内任一点的应变状态分量(ϵ 表示正应变、 γ 表示剪应变); u, v, w 为该点沿三个坐标轴方向的位移分量。

弹性力学的结构是完全弹性的、各向同性的,其内部任一点的应变分量与应力分量之间关系式应符合虎克定律,故物理方程为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \end{aligned} \right\} \quad (8-5)$$

式中 E, μ ——弹性结构的弹性模量和泊松系数;

G ——弹性结构的剪切弹性模量,且有 $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ 。

式(8-5)可变换为用应变表示应力,并写成矩阵形式

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & & & & & \\ \mu & 1-\mu & & & & \\ \mu & \mu & 1-\mu & & & \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \\ = [D]\{\epsilon\} \quad (8-6)$$

式中 $\{\sigma\}$ 和 $\{\epsilon\}$ 分别为结构内一点的应力矩阵和应变矩阵; $[D]$ 为弹性结构材料的弹性矩阵,仅与材料的弹性常数 E, μ 有关。

弹性力学平面问题根据其结构特点可分为平面应变问题和平面应力问题。在平面问题中,弹性体内任一点的应力状态可以用三个应力分量 $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ 来表示,应变状态可表示为 $\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}$, 位移表示为 u, v , 因此,弹性力学平面问题平衡方程为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + X &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + Y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8-7)$$

几何方程(8-4)变为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\ \epsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (8-8)$$

物理方程矩阵形式为

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\} \quad (8-9)$$

式中 $[D]$ 是平面问题的弹性矩阵,对平面应变问题

$$[D] = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & & \text{对称} \\ \mu & 1-\mu & \\ 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (8-10a)$$

对平面应力问题

$$[D] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & & \text{对称} \\ \mu & 1 & \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (8-10b)$$

(2) 设定位移模式 以平面问题的三角形单元为例,从弹性结构的离散体中任取一个三角形单元,如图 8-12 所示。单元节点号 i, j, m 必须按逆时针方向顺序排列,节点坐标为 (x_i, y_i) (x_j, y_j) (x_m, y_m) 。由弹性力学平面问题的特点可知,单元每个节点有两个位移分量,即每个单元有六个自由度,相应有六个节点载荷,写成矩阵形式

单元节点位移列阵

$$\{\delta\}^e = \{u_i, v_i, u_j, v_j, u_m, v_m\}^T$$

单元节点载荷列阵

$$\{F\}^e = \{F_{ix}, F_{iy}, F_{jx}, F_{jy}, F_{mx}, F_{my}\}^T$$

在弹性结构的有限元分析中,一般采用一些初等和简单的位移函数,如多项式函数,来近似反映单元的位移变化规律。对平面三角形单元,假设单元内任一点的位移 u, v 是该点坐标 x, y 的线性函数,即

$$\begin{cases} u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \\ v = \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y \end{cases}$$

写成矩阵形式

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ \alpha_5 \\ \alpha_6 \end{Bmatrix} \quad (8-11a)$$

式中 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ 是待定常数。

因为位移模式不仅适用于单元内部的点,也适用于单元节点,代入节点坐标得

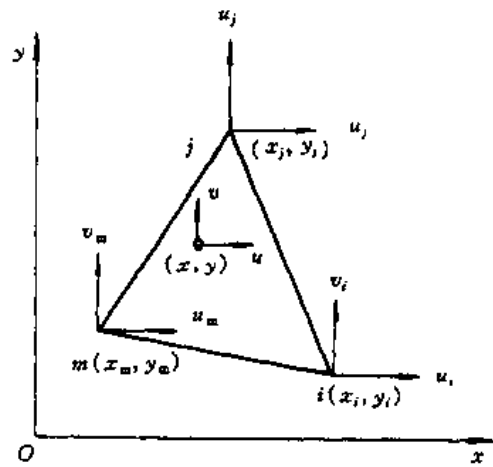


图 8-12 平面三角形单元

$$\begin{cases} u_i = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i \\ v_i = \alpha_4 + \alpha_5 x_i + \alpha_6 y_i \\ u_j = \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j \\ v_j = \alpha_4 + \alpha_5 x_j + \alpha_6 y_j \\ u_m = \alpha_1 + \alpha_2 x_m + \alpha_3 y_m \\ v_m = \alpha_4 + \alpha_5 x_m + \alpha_6 y_m \end{cases}$$

求待定系数得

$$\begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ \alpha_5 \\ \alpha_6 \end{Bmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{Bmatrix} a_i & 0 & a_j & 0 & a_m & 0 \\ b_i & 0 & b_j & 0 & b_m & 0 \\ c_i & 0 & c_j & 0 & c_m & 0 \\ 0 & a_i & 0 & a_j & 0 & a_m \\ 0 & b_i & 0 & b_j & 0 & b_m \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_m \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_m \\ v_m \end{Bmatrix} \quad (8-11b)$$

式中 Δ ——三角形单元面积;

$$\Delta = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{vmatrix} = \frac{1}{2} (x_i y_j + x_j y_m + x_m y_i) - \frac{1}{2} (x_j y_i + x_m y_j + x_i y_m) \quad (8-11c)$$

$$\left. \begin{aligned} a_i &= x_j y_m - x_m y_j & a_j &= x_m y_i - x_i y_m & a_m &= x_i y_j - x_j y_i \\ b_i &= y_j - y_m & b_j &= y_m - y_i & b_m &= y_i - y_j \\ c_i &= x_m - x_j & c_j &= x_i - x_m & c_m &= x_j - x_i \end{aligned} \right\} \quad (8-11d)$$

将式(8-11(b),(c),(d))代入式(8-11(a))中,得到

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{Bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} a_i & 0 & a_j & 0 & a_m & 0 \\ b_i & 0 & b_j & 0 & b_m & 0 \\ c_i & 0 & c_j & 0 & c_m & 0 \\ 0 & a_i & 0 & a_j & 0 & a_m \\ 0 & b_i & 0 & b_j & 0 & b_m \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_m \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_m \\ v_m \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{Bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_m & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_m \end{Bmatrix} \{\delta\}^e \quad (8-12a)$$

$$= [N] \{\delta\}^e \quad (8-12b)$$

式中 N_i, N_j, N_m 为单元的形函数,反映了单元内的位移分布形态,是 x, y 坐标的连续函数,且有

$$\begin{cases} N_i = (a_i + b_i x + c_i y) / 2\Delta \\ N_j = (a_j + b_j x + c_j y) / 2\Delta \\ N_m = (a_m + b_m x + c_m y) / 2\Delta \end{cases}$$

式(8-12(a))又可以写成

$$\left. \begin{aligned} u &= N_i u_i + N_j u_j + N_m u_m = \sum_{i=j=m} N_i u_i \\ v &= N_i v_i + N_j v_j + N_m v_m = \sum_{i=j=m} N_i v_i \end{aligned} \right\} \quad (8-12c)$$

(3)求单元应变、应力 由式(8-8)求单元内任一点的应变

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_i & 0 & b_j & 0 & b_m & 0 \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_m \\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_m & b_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_m \\ v_m \end{Bmatrix} = [B]\{\boldsymbol{\delta}\}^e \quad (8-13)$$

式中 $[B]$ ——单元应变矩阵,是仅与单元几何尺寸有关的常量矩阵。

由式(8-9)可求单元内任一点的应力为

$$\{\boldsymbol{\sigma}\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [D]\{\boldsymbol{\varepsilon}\} = [D][B]\{\boldsymbol{\delta}\}^e = [S]\{\boldsymbol{\delta}\}^e \quad (8-14)$$

式中 $[S]$ ——单元应力矩阵,仅与单元几何尺寸和材料物理性质有关;

$[D]$ ——弹性力学平面问题的弹性矩阵,见式(8-10(a),(b))。

(4)求单元刚度矩阵 根据虚功原理,当弹性结构受外载荷作用处于平衡状态时,在任意给出的微小的虚位移上,外力在虚位移上所做的虚功 V^* 等于结构内应力在虚应变上所存储的虚变形势能 U^* ,即

$$V^* = U^*$$

假设处于平衡状态的弹性结构内任一单元发生一个微小的虚位移,则单元各节点的虚位移为

$$\{\boldsymbol{\delta}^*\}^e = \{u_i^* \quad v_i^* \quad u_j^* \quad v_j^* \quad u_m^* \quad v_m^*\}^T$$

单元内任一点的虚应变为

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}^*\} = \{\varepsilon_x^* \quad \varepsilon_y^* \quad \gamma_{xy}^*\}^T$$

外力虚功为

$$V^* = (\{\boldsymbol{\delta}^*\}^e)^T \{F\}^e$$

单元内的虚变形势能为

$$\begin{aligned} U^* &= \iiint_V \{\boldsymbol{\varepsilon}^*\}^T \{\boldsymbol{\sigma}\} dv \\ &= \iint_{\Delta} \{\boldsymbol{\varepsilon}^*\}^T \{\boldsymbol{\sigma}\} t dx dy \end{aligned}$$

式中 t ——平面三角形单元的厚度。

根据虚功原理可知

$$(\{\boldsymbol{\delta}^*\}^e)^T \{F\}^e = \iint_{\Delta} \{\boldsymbol{\varepsilon}^*\}^T \{\boldsymbol{\sigma}\} t dx dy \quad (8-15)$$

因为

$$\begin{aligned}\{\sigma\} &= [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{\delta\}^e \\ \{\varepsilon^*\}^T &= ([B]\{\delta^*\}^e)^T = (\{\delta^*\}^e)^T [B]^T\end{aligned}$$

代入式(8-15),则有

$$(\{\delta^*\}^e)^T \{F\}^e = \iint_{\Delta} (\{\delta^*\}^e)^T [B]^T [D] [B] \{\delta\}^e t dx dy$$

式中 $\{\delta^*\}^e$ 是任意的常量列阵,故有

$$\begin{aligned}\{F\}^e &= \iint_{\Delta} [B]^T [D] [B] \{\delta\}^e t dx dy \\ &= [K]^e \{\delta\}^e\end{aligned}\quad (8-16)$$

式(8-16)就是单元刚度方程,其中 $[K]^e$ 是单元刚度矩阵。

$$[K]^e = t \iint_{\Delta} [B]^T [D] [B] dx dy \quad (8-17)$$

因为三角形单元是常应变单元,其应变矩阵 $[B]$ 、弹性矩阵 $[D]$ 均为常量,而 $\iint_{\Delta} dx dy = \Delta$,所以式(8-17)可以写成

$$[K]^e = t \Delta [B]^T [D] [B]$$

3. 能量变分原理法

按照力学的一般说法,任何一个实际状态的弹性体的总位能是这个系统从实际状态运动到某一参考状态(通常取弹性体外载荷为零时状态为参考状态)时它的所有作用力所做的功。弹性体的总位能 π 是一个函数的函数,即泛函,位移是泛函的容许函数。

从能量原理考虑,变形弹性体受外力作用处于平衡状态时,在很多可能的变形状态中,使总位能最小的就是弹性体的真正变形,这就是最小位能原理。用变分法求能量泛函的极值方法就是能量变分原理。能量变分原理除了可解机械结构位移场问题以外,还扩展到求解热传导、电磁场、流体力学等连续性问题。

4. 加权残数法

此种方法是将假设的场变量的函数(称为试函数)引入问题的控制方程式及边界条件,利用最小二乘法等方法使残差最小,便得到近似的场变量函数形式。这个方法的优点是不需要建立要解决问题的泛函式,所以,即使没有泛函表达式也能解题。

8.3 有限元法的解题步骤

8.3.1 建立有限元模型

1. 结构的力学模型简化

采用有限元方法研究实际工程结构的强度与刚度问题时,首先应从工程实际问题中抽象出力学模型,即对实际问题的边界条件、约束条件和外载荷进行简化。这种简化应尽可能反映实际情况,使简化后的弹性力学问题的解与实际相近,但也不要使计算过于复杂。

力学模型简化时,必须明确以下几点:

(1) 判断实际结构的问题类型,是属于一维问题、二维问题还是三维问题,如果是二维问题,应分清是平面应力状态,还是平面应变状态。

(2) 结构是否对称,如果结构对称,则充分利用结构对称性简化计算。

(3) 简化后的力学模型必须是静定结构或超静定结构。

(4) 进行力学模型简化时,还要给定结构力学参数如材料弹性模量 E ,泊松系数 μ ,外载荷大小及作用位置,以及结构的几何形状及尺寸等。

2. 结构离散化

将简化后的结构力学模型划分成只在节点连接的有限个单元,相邻单元之间互不重叠,又不脱离,用这些单元体的集合代替原结构,把外载荷按静力等效原理移置到相关节点上,构成节点载荷,把连续的弹性结构进行这样的分割称为结构的离散化。

离散化的网格划分可选用不同类型和数目的单元,常用的单元类型及其特点见 8.2.1 节。单元划分时,应遵循以下几个原则:

① 一般来说,单元划分越细,节点越多,有限元计算结果越精确,相应占用计算机内存贮量越大,计算时间也长,费用也相应提高。所以,应根据计算机的性能和工程计算精度要求来确定单元和节点的数目。

② 为减少单元的数目,应该在结构的不同区域采用不同疏密程度的网格。在边界比较曲折、应力集中或应力变化比较大的区域,如机械结构中有应力集中的小孔、小圆角等,单元划分得小一些、密一些,以得到较精确的计算结果;在应力变化比较平缓、结构规范的区域,单元可划分得大一些、疏一些,以提高计算效率。

③ 单元的各边长度不要相差过大,避免出现过尖或过钝的内角,以免计算结果误差过大。

④ 任意一个单元的节点必须同时是相邻单元的节点,而不能是相邻单元的内点。

⑤ 应将节点和单元的边界设在几何形状、材料特性和载荷发生突变的地方。

在网格划分完成后,应该对全部节点和单元按一定顺序编号,不能有遗漏和重复。结构的单元划分和编码是一项非常繁重的工作,现在的有限元计算软件系统都具有网格的自动生成功能,可以对结构自动划分网格,进行单元和节点的编码。

3. 载荷移置

为了便于对单元体进行分析计算,有限元法规定,每个单元只在节点上作用载荷,单元之间也通过节点相互作用。因此,需要将弹性体所受的各种形式的实际载荷(集中力、面力和体积力)等效移置到节点上,成为节点载荷。常用的等效载荷移置方法有:

(1) 弹性体静力等效原理 对于弹性连续体来说,所谓等效静力移置就是虚功等效原则,即单元的原载荷与移置后的等效节点载荷在任何虚位移上所做的虚功相等。以平面三节点三角形单元为例,应用虚功等效原理进行单元载荷移置。

① 集中力的移置,假设单元 ij 边界上 $M(x, y)$ 点有集中力 $\{F\} = \{F_x \quad F_y\}^T$,如图 8-13 所示。当 M 点发生任意微小虚位移 $\{f^*\} = \{u^* \quad v^*\}^T$,则单元节点的虚位移组成列阵

$$\{\delta^*\}^e = \{u_i^* \quad v_i^* \quad u_j^* \quad v_j^* \quad u_m^* \quad v_m^*\}^T$$

因为单元虚位移与单元位移应该采用相同的位移模式,由式(8-12(b)) 可得

$$\{f^*\} = [N]_M \{\delta^*\}^e$$

式中 $[N]_M$ ——形函数矩阵在 M 点的取值。

根据虚功等效原理可知

$$(\{\delta^*\}^e)^T \{F\}^e = \{f^*\}^T \{F\} = (\{\delta^*\}^e)^T [N]_M^T \{F\}$$

则有
$$\{F\}^e = [N]_M^T \{F\} \quad (8-18)$$

$$= \{N_{iM}F_x \quad N_{iM}F_y \quad N_{jM}F_x \quad N_{jM}F_y \quad N_{mM}F_x \quad N_{mM}F_y\}^T$$

式中 N_{iM}, N_{jM}, N_{mM} 是形函数 N_i, N_j, N_m 在 M 点的取值, 即把 M 点坐标 (x_m, y_m) 代入形函数中。

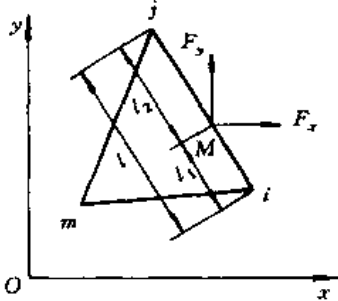


图 8-13 集中力的移置

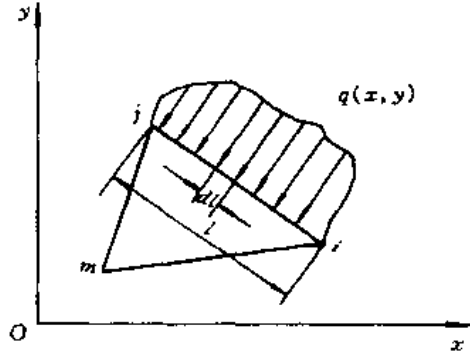


图 8-14 分布力的移置

② 分布力的移置, 如果单元 ij 边受任意分布的面力 $\{q(x, y)\}$, 如图 8-14 所示, 且 $\{q\} = \{q_x(x, y) \quad q_y(x, y)\}^T$, 可以将微分面积 $ds = tdl$ 上的面力 $\{q\}tdl$ 看做一个微小的集中载荷代入式(8-18), 然后对 ij 边长 l 积分, 得出

$$\{F\}^e = \int_j [N]^T \{q\} ds = \int_l [N]^T \{q\} t dl \quad (8-19)$$

③ 体力的移置, 如果单元上受分布状态的体力, 其上任意点 $C(x, y)$ 的体力为 $\{F_t\} = \{X \quad Y\}^T$, 则将 C 点的微小体积 $dV = t dx dy$ 上的体力载荷 $\{F_t\}t dx dy$ 当作一个小的集中载荷代入式(8-18), 然后对整个单元体积积分, 得到等效节点载荷列阵

$$\begin{aligned} \{F\}^e &= \int_V [N]^T \{F_t\} dV \\ &= \iint_{\Delta} [N]^T \{F_t\} t dx dy \end{aligned} \quad (8-20)$$

式中 Δ ——三角形单元面积。

以上载荷移置公式(8-18), (8-19), (8-20)具有普通意义, 同样适用于其他类型单元, 只需把形函数矩阵 $[N]$ 换成该类型单元的 $[N]$ 即可。

(2) 刚体静力等效原理 刚体静力等效原理是指刚体上的原载荷与移置后的节点载荷在向任一点简化时, 它们具有相同的主矢和主矩。此方法适用于线性位移模式的单元类型。

① 集中力的移置, 如图 8-13 所示, 单元 ij 边上 M 点受 x 向和 y 向的集中力 F_x 和 F_y , 可以直接按线段 $iM = l_1$ 和 $jM = l_2$ 占 $ij = l$ 的比值而移置到相关 i, j 节点上, 组成单元节点载荷列阵

$$\{F\}^e = \{F_x \frac{l_2}{l} \quad F_y \frac{l_2}{l} \quad F_x \frac{l_1}{l} \quad F_y \frac{l_1}{l} \quad 0 \quad 0\}^T$$

② 分布力的移置, 如果单元 ij 边上作用均匀面力 q , 且 ij 边长为 l , 见图 8-15(a), 可直接移置到 i, j 节点上, 得等效节点载荷列阵

$$\{F\}^e = \frac{qlt}{2} \{0 \quad -1 \quad 0 \quad -1 \quad 0 \quad 0\}^T$$

如图 8-15(b)所示三角形单元 jm 边作用三角形分布的面力,且面力的最大值为 q_0 ,则可直接得到该单元的等效节点载荷列阵

$$\{F\}^e = q_0 l t \left\{ 0 \quad 0 \quad \frac{1}{6} \quad 0 \quad \frac{1}{3} \quad 0 \right\}^T$$

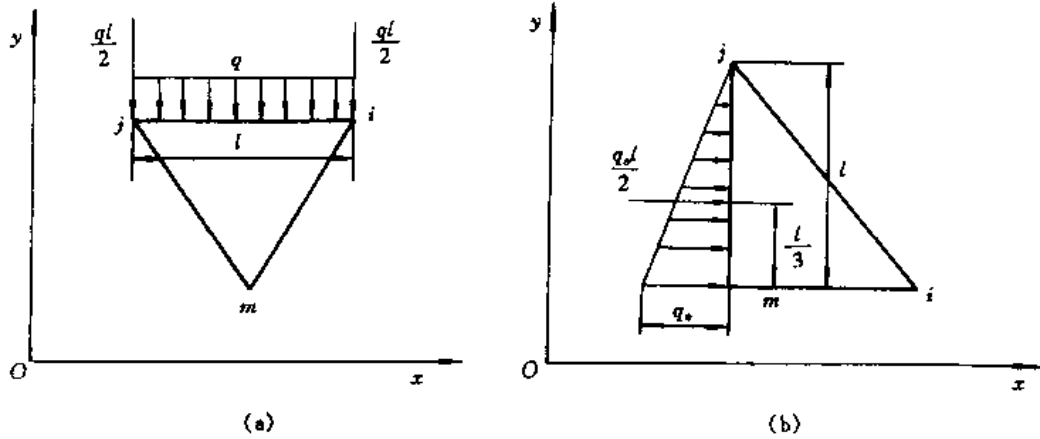


图 8-15 分布力的移置

③体力的移置,如果三角形单元的重心 S 上作用有重力 W 和惯性力 F_x ,按刚体静力移置如图 8-16 可得

$$\{F\}^e = \left\{ \frac{F_x}{3} \quad -\frac{W}{3} \quad \frac{F_x}{3} \quad -\frac{W}{3} \quad \frac{F_x}{3} \quad -\frac{W}{3} \right\}^T$$

(3)固端内力法

这种方法采用《材料力学》或《结构力学》中求固端梁约束反力的方法,用于求梁单元的等效节点载荷,其基本思路是首先在梁单元的两节点加上固定约束,求出梁单元的固端内力,然后解除约束,将求得的固端内力的方向反过来,即得到单元等效节点载荷。以平面梁单元为例,平面梁单元节点载荷列阵为

$$\{F\}^e = \{F_{ix} \quad F_{iy} \quad M_{oxi} \quad F_{jx} \quad F_{jy} \quad M_{oxj}\}^T$$

①垂直于梁元的集中力移置,如图 8-17(a)示梁元 ij 上作用有集中力 F ,求图 8-17(b)示固端梁的约束反力和约束反力矩:

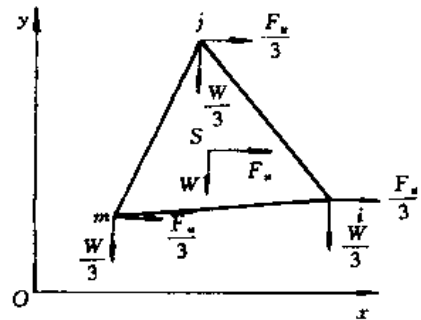
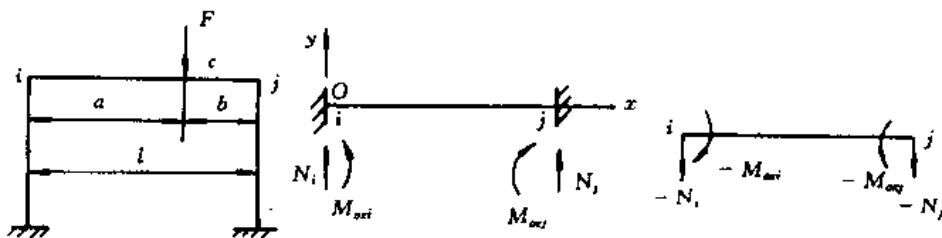


图 8-16 体力移置



(a)梁 ij

(b)加固定约束梁 ij

(c)解除约束后的梁 ij

图 8-17 受垂直集中载荷的梁元

$$\text{约束反力: } N_i = F(l+2a) \frac{b^2}{l^3}$$

$$N_j = F(l+2b)\frac{a^2}{l^3}$$

$$\text{约束反力矩: } M_{oxi} = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_{oxj} = -\frac{Fab^2}{l^2}$$

解除约束后,如图 8-17(c),可组成梁元 ij 的等效节点载荷列阵

$$\begin{aligned} \{F\}^e &= \{F_{ix} \quad F_{iy} \quad M_{oxi} \quad F_{jx} \quad F_{jy} \quad M_{oxj}\}^T \\ &= \{0 \quad -F(l+2a)\frac{b^2}{l^3} \quad -\frac{Fab^2}{l^2} \quad 0 \quad -F(l+2b)\frac{a^2}{l^3} \quad \frac{Fa^2b}{l^2}\}^T \end{aligned}$$

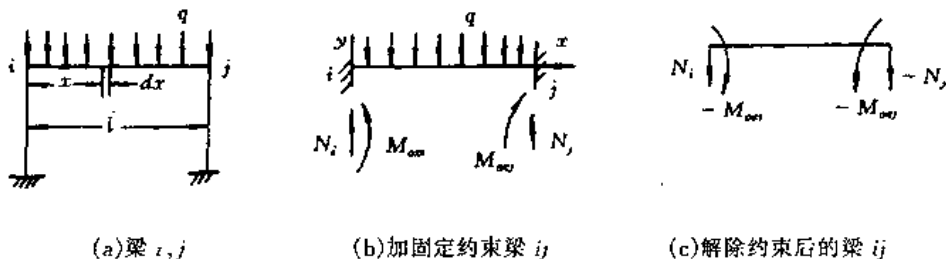


图 8-18 受垂直均布载荷的梁元

②垂直于梁元均布载荷的移置,由《材料力学》或《结构力学》公式直接求图 8-18(a)所示梁元的固端反力,可得

$$\begin{aligned} N_i &= \frac{ql}{2} & N_j &= \frac{ql}{2} \\ M_{oxi} &= \frac{ql^2}{12} & M_{oxj} &= -\frac{ql^2}{12} \end{aligned}$$

根据图 8-18(c)所示,可得到该梁元的等效节点载荷

$$\{F\}^e = \left\{ 0 \quad -\frac{ql}{2} \quad -\frac{ql^2}{12} \quad 0 \quad -\frac{ql}{2} \quad \frac{ql^2}{12} \right\}^T$$

应该指出,在以上介绍的三种载荷移置的方法中,弹性体静力等效原理是有限元法经常采用的,可用于各种类型单元。在进行载荷移置时,单元往往会受到几个载荷的同时作用,所以,最终单元的等效节点载荷有可能是几个载荷移置后叠加的结果。

8.3.2 单元特性分析

复杂的机械结构可以通过离散化变成由各种单元组集而成的有限元模型,因此,根据单元的几何形状、力学特性推导相应的单元刚度矩阵,建立单元节点位移列阵 $\{\delta\}^e$ 与节点载荷列阵 $\{F\}^e$ 之间的关系,是在有限元分析中占有重要的地位。

1. 单元的位移模式

位移模式是以坐标为变量近似地描述实际位移变化规律的简单函数,也称位移函数。根据弹性力学的基本方程式(8-4)可知,对于以位移为未知函数的求解方法,在设定位移模式时,要求它要满足连续性条件。

位移模式有多种设定方法,为了保证有限元法解答的收敛性,位移模式的选定应当满足三个条件:首先,它必须能反映单元的刚体位移;第二,它必须反映单元的常应变;第三,它不仅满足单元内位移连续,而且要满足相邻单元边界上位移的连续。满足前两个条件的单元称为完备单元,满足第三个条件的单元称为协调单元,同时满足三个条件的单元称为完备协调元。

尽管在一般情况下,为了保证解的收敛性必须满足所有三个条件,但在实际应用中,完备而非协调的单元有时也具有非常良好的性能。

通常,位移模式设定为多项式形式,选择多项式的阶次时应考虑完备性、协调性和对称性,多项式的项数应等于单元节点的自由度数。一般来说,采用一个由低阶算起的完全的多项式就能保证完备性。对称性是指该多项式位移函数应当与局部坐标系(单元坐标)的方位无关,即几何各向同性,也就是位移函数的形式不应随局部坐标的变换而改变。例如,对二维平面问题可根据下述宝塔形的形式选择多项式函数。

		a_1			常数项	
		a_2x		a_3y	线性项	
	a_4x^2		a_5xy	a_6y^2	二次项	
a_7x^3		a_8x^2y		a_9xy^2	$a_{10}y^3$	三次项
$a_{11}x^4$	$a_{12}x^3y$	$a_{13}x^2y^2$		$a_{14}xy^3$	$a_{15}y^4$	四次项
		↑				
		对称轴				

所以,对三节点三角形单元的位移模式可以设定为

$$\begin{cases} u(x, y) = a_1 + a_2x + a_3y \\ v(x, y) = a_4 + a_5x + a_6y \end{cases}$$

其中 a_1, a_2, \dots, a_6 为待定常数

而四节点矩形平面单元的位移模式可设定为

$$\begin{cases} u(x, y) = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy \\ v(x, y) = a_5 + a_6x + a_7y + a_8xy \end{cases}$$

另外,位移模式也可以用插值多项式的方式来表示,例如三节点平面三角形单元的位移函数也可以写成

$$\begin{cases} u(x, y) = N_i u_i + N_j u_j + N_m u_m \\ v(x, y) = N_i v_i + N_j v_j + N_m v_m \end{cases}$$

其中 N_i, N_j, N_m 为形函数。如果能够找到合适的形函数,即可得到位移函数的插值多项式。

2. 单元内点的位移

由于单元位移模式适用于整个单元,所以把单元节点坐标值代入可得各节点的位移分量,进而确定位移模式中的待定系数(过程详见 8.2.2)。将用节点位移表示的待定系数引入位移模式中,即可得到单元内任一点的位移与节点位移之间的关系:

$$\{f\} = [N]\{\delta\}^e$$

其中 $[N]$ 为形函数矩阵,也称形态矩阵。它是坐标的连续函数,反映了单元内的位移分布形态。

3. 单元应变和应力

根据弹性力学中几何方程给出的应变与位移的关系式(8-4),可以得到单元内任一点的应变与节点位移之间的关系为

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e$$

式中 $[B]$ ——应变矩阵。

再根据弹性力学物理方程式(8-6),可以得到应力与节点位移的关系式为

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\} = [D][B]\{\delta\}^e$$

式中 $[D]$ ——弹性矩阵。

4. 单元刚度矩阵

利用虚功原理可以得到单元刚度方程,即单元节点载荷与节点位移之间的关系

$$\{F\}^e = [K]^e \{\delta\}^e$$

式中 $[K]^e$ 是单元刚度矩阵;

$$[K]^e = \int_V [B]^T [D] [B] dV \quad (8-21)$$

因为求解单元刚度矩阵需要对单元体积进行积分,所以,对于复杂类型的单元,由于被积函数过于复杂,一般采用数值积分方法求解。

单元刚度矩阵 $[K]^e$ 具有如下的性质:

①由式(8-21)可知,单元刚度矩阵只与单元的几何形状、尺寸、材料性质以及选用的位移模式有关。

②单元刚度矩阵 $[K]^e$ 中的主对角线元素 K_{ii} 表示在第 i 个自由度产生单位位移时,在第 i 个自由度方向所加的力,因为与位移同向,所以 K_{ii} 总为正值。

③单元刚度矩阵是一个对称矩阵,其力学意义就是弹性力学中功的互等定理。

④单元刚度矩阵是一个奇异矩阵,即它的行列式值 $|[K]^e| = 0$,逆矩阵 $([K]^e)^{-1}$ 不存在。 $[K]^e$ 奇异性的物理意义就是在无约束条件下,单元可以作刚体运动。

5. 单元刚度矩阵的坐标变换

求出各单元的单元刚度矩阵后,应进行整体分析,组集整个有限元模型的总刚度矩阵,建立整体节点载荷与位移的关系。但是,有些单元类型如矩形单元、梁单元、等参元等,其局部坐标系与整体坐标系不一致,设定单元位移模式和单元特性分析都是在局部坐标系中进行的,所以在组集总体刚度矩阵之前,必须将局部坐标系下的单元刚度矩阵转换到整体坐标系中,然后再按叠加规则组集总刚度矩阵。

如图 8-19 所示平面梁单元 ij 位于整体坐标系 $x'Oy'$ 中,以梁单元 i 节点为原点, ij 方向为 x 轴方向,建立该单元的局部坐标系 xy 。在局部坐标系下进行单元分析,得到

$$\{\bar{F}\}^e = [\bar{K}]^e \{\bar{\delta}\}^e$$

因为在局部坐标系中,梁单元具有相同的形式,所以 $[\bar{K}]^e$ 具有统一的形式。

假设在整体坐标系中,单元刚度矩阵为 $[K]^e$,节点载荷列阵为 $\{F\}^e$,节点位移列阵为 $\{\delta\}^e$,则

$$\{F\}^e = [K]^e \{\delta\}^e$$

以 $[T]$ 代表单元节点载荷列阵及位移列阵由局部坐标系转换到整体坐标系中的变换矩阵,则有

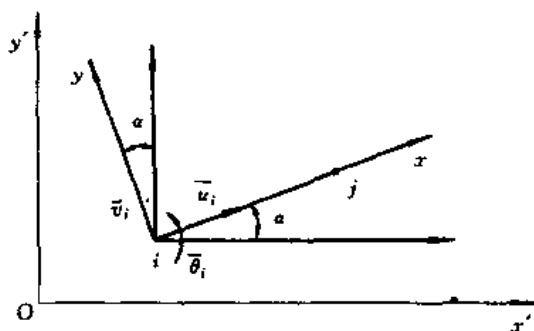


图 8-19 平面梁元的坐标变换

$$\begin{aligned}\{\boldsymbol{\delta}\}^e &= [T]\{\bar{\boldsymbol{\delta}}\}^e \\ \{\mathbf{F}\}^e &= [T]\{\bar{\mathbf{F}}\}^e\end{aligned}$$

进而

$$\begin{aligned}[K]^e\{\boldsymbol{\delta}\}^e &= [T][\bar{K}]^e[T]^{-1}\{\boldsymbol{\delta}\}^e \\ [K]^e &= [T][\bar{K}]^e[T]^{-1}\end{aligned}\quad (8-22)$$

平面梁单元 i 节点在整体坐标系 $x'Oy'$ 中位移分量为 u_i, v_i, θ_i , 在局部坐标系 xiy 中位移分量为 $\bar{u}_i, \bar{v}_i, \bar{\theta}_i$, 则位移之间有

$$\begin{cases} u_i = \bar{u}_i \cos\alpha - \bar{v}_i \sin\alpha \\ v_i = \bar{u}_i \sin\alpha + \bar{v}_i \cos\alpha \\ \theta_i = \bar{\theta}_i \end{cases}$$

写成矩阵形式

$$\begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ \theta_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_i \\ \bar{v}_i \\ \bar{\theta}_i \end{Bmatrix}$$

所以, 平面梁单元的坐标变换矩阵为

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

由此, 通过式(8-22)可以得到整体坐标系中平面梁单元的刚度矩阵 $[K]^e$ 。

对于等参数单元, 单元的位移函数插值节点数日与其位置坐标变换节点数相同, 且其位移函数插值公式与位置坐标变换式都采用相同的形函数与结点参数进行插值, 即

$$\begin{cases} u = \sum N_i(\xi, \eta, \zeta) u_i \\ v = \sum N_i(\xi, \eta, \zeta) v_i \\ w = \sum N_i(\xi, \eta, \zeta) w_i \end{cases}\quad (8-23)$$

$$\begin{cases} x = \sum N_i(\xi, \eta, \zeta) x_i \\ y = \sum N_i(\xi, \eta, \zeta) y_i \\ z = \sum N_i(\xi, \eta, \zeta) z_i \end{cases}\quad (8-24)$$

式(8-23)为位移函数插值公式, 式(8-24)为局部坐标系 $\xi\eta\zeta$ 与整体坐标系 xyz 之间的坐标变换式。

8.3.3 整体分析

整体分析就是把离散化的单元组集起来, 形成整体刚度方程

$$\{\mathbf{F}\} = [K]\{\boldsymbol{\delta}\}$$

其中 $[K]$ 为整体刚度矩阵; $\{F\}$ 为整体节点载荷列阵; $\{\delta\}$ 为整体节点位移列阵。

根据叠加原理,整体结构刚度矩阵的元素是由相关单元刚度系数组成的,各单元对于相应节点都有自己的贡献,可采用直接刚度法,把各单元刚度矩阵 $[K]^e$ 中对应于同一节点的刚度系数累加,组集出整个结构的刚度矩阵 $[K]$ (具体过程可查阅相关资料)。

进行单元组集时,一个节点往往是几个单元共有节点,该节点的节点力应该是共有节点的单元在该节点上的力的叠加,由此可以得到整体结构的节点载荷列阵 $\{F\}$ 。

8.3.4 求解

由于整体结构刚度矩阵 $[K]$ 是奇异矩阵,整体刚度方程无法求出所要的节点位移,因此,在求解之前必须引入足够的约束条件,修改整体刚度方程,排除刚体位移,然后计算求解整体结构各节点位移 $\{\delta\}$ 。

将已求得各单元节点位移值 $\{\delta\}^e$ 代入到式(8-12(b))、式(8-13)和式(8-14)中,可以得到弹性结构内任一点的位移、应力和应变值。

8.4 计算实例

例 8-1 图 8-20(a)所示是一个平面薄梁,载荷沿梁的上边均匀分布,单位长度上的均布载荷 $q = 100\text{N/cm}$ 。假定材料的弹性模量为 E ,泊松比 $\mu = 0$,梁厚为 $t = 0.1\text{cm}$ 。在不计自重的情况下,试计算梁的位移和应力。

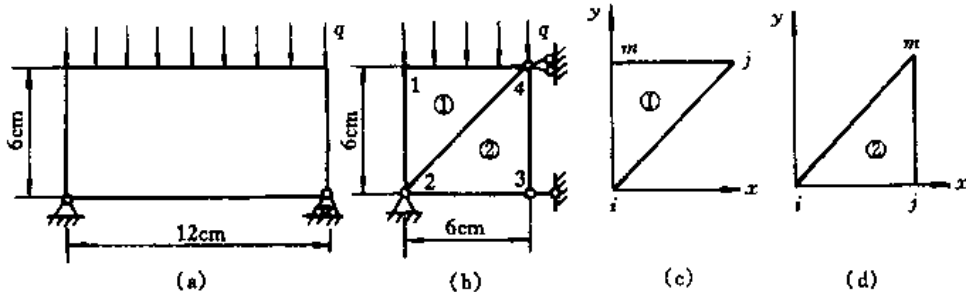


图 8-20 平面梁的受载状态及单元划分

解

(1)力学模型的确定 由于此结构长、宽远大于梁厚,而载荷作用于梁的平面内,且沿厚度方向均匀分布,因此可按平面应力问题处理。

因为结构与外载荷相对其垂直方向的中线是对称的,所以取其一半作为分析对象如图 8-20(b),对称轴上的点约束横向位移为 0。

(2)结构离散化 因为属于平面应力问题,本实例选择三节点三角形单元,对结构进行单元划分,共划分两个单元,选取坐标系 xOy ,并对单元和节点进行编号如图 8-20(b)。

(3)求单元刚度矩阵 对单元①,见图 8-20(c),由于节点坐标 $i(0,0), j(6,6), m(0,6)$,代入式(8-11(c))和式(8-11(d))得

$$\Delta = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{vmatrix} = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 6 & 6 \\ 1 & 0 & 6 \end{vmatrix} = 18\text{cm}^2$$

$$\begin{aligned} b_i &= y_j - y_m = 0 & b_j &= y_m - y_i = 6 & b_m &= y_i - y_j = -6 \\ c_i &= x_m - x_j = -6 & c_j &= x_i - x_m = 0 & c_m &= x_j - x_i = 6 \end{aligned}$$

所以

$$[B] = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_i & 0 & b_j & 0 & b_m & 0 \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_m \\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_m & b_m \end{bmatrix} = \frac{1}{36} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 6 & 0 & -6 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 & 0 & 6 \\ -6 & 0 & 0 & 6 & 6 & -6 \end{bmatrix}$$

平面应力问题的弹性矩阵 $[D]$ 由式(8-10(b))得

$$[D] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} = E \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix}$$

由式(8-14)可求应力矩阵

$$[S]^{\text{①}} = [D][B] = \frac{E}{36} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 6 & 0 & -6 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 & 0 & 6 \\ -3 & 0 & 0 & 3 & 3 & -3 \end{bmatrix}$$

由式(8-17)得

$$\begin{aligned} [K]^{\text{①}} &= t \iint_{\Delta} [B]^T [D] [B] dx dy = [B]^T [D] [B] \cdot t \cdot \Delta \\ &= \frac{0.1E}{72} \begin{bmatrix} 3 & 4 & 7 & 8 & 1 & 2 \\ 18 & 0 & 0 & -18 & -18 & 18 \\ 0 & 36 & 0 & 0 & 0 & -36 \\ 0 & 0 & 36 & 0 & -36 & 0 \\ -18 & 0 & 0 & 18 & 18 & -18 \\ -18 & 0 & -36 & 18 & 54 & -18 \\ 18 & -36 & 0 & -18 & 18 & 54 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

对于单元②, 见图 8-20(d), 节点坐标 $i(0,0), j(6,0), m(6,6)$ 。同理可得

$$\begin{aligned} [S]^{\text{②}} &= \frac{E}{36} \begin{bmatrix} -6 & 6 & 6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -6 & 0 & 6 \\ 0 & -3 & -3 & 3 & 3 & 0 \end{bmatrix} \\ [K]^{\text{②}} &= \frac{0.1E}{72} \begin{bmatrix} 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 \\ 36 & 0 & -36 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 18 & 18 & -18 & -18 & 0 \\ -36 & 18 & 54 & -18 & -18 & 0 \\ 0 & -18 & -18 & 54 & 18 & -36 \\ 0 & -18 & -18 & 18 & 18 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -36 & 0 & 36 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

(4)整体分析 根据刚度集成方法,按节点位移序号组成整体结构刚度矩阵。

$$[K] = \frac{0.1E}{72} \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 \\ 54 & -18 & -18 & 0 & 0 & 0 & -36 & 18 \\ -18 & 54 & 18 & -36 & 0 & 0 & 0 & -18 \\ -18 & 18 & 18+36 & 0+0 & -36 & 0 & 0+0 & -18+0 \\ 0 & -36 & 0+0 & 36+18 & 18 & -18 & 0-18 & 0+0 \\ 0 & 0 & -36 & 18 & 54 & -18 & -18 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -18 & -18 & 54 & 18 & -36 \\ -36 & 0 & 0+0 & 0-18 & -18 & 18 & 36+18 & 0+0 \\ 18 & -18 & -18+0 & 0+0 & 0 & -36 & 0+0 & 18+36 \end{bmatrix} \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \end{matrix}$$

如图 8-20(b)所示,作用在 14 边上的均布载荷按静力等效原理移置到 1,4 节点上,得整体结构等效节点载荷列阵

$$\begin{aligned} \{F\} &= \{F_{1x} \ F_{1y} \ F_{2x} \ F_{2y} \ F_{3x} \ F_{3y} \ F_{4x} \ F_{4y}\}^T \\ &= \{0 \ -300 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -300\}^T \end{aligned}$$

建立整体刚度方程:

$$\{F\} = [K]\{\delta\}$$

(5)引入约束 由于对称轴上 $u_3 = u_4 = 0$,节点 2 是固定铰支点 $u_2 = v_2 = 0$,所以只需考虑 u_1, v_1, v_3, v_4 四个位移,相应刚度方程变为

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ -300 \\ 0 \\ -300 \end{Bmatrix} = \frac{0.1E}{72} \begin{bmatrix} 54 & -18 & 0 & 18 \\ -18 & 54 & 0 & -18 \\ 0 & 0 & 54 & -36 \\ 18 & -18 & -36 & 54 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ v_3 \\ v_4 \end{Bmatrix}$$

(6)求解 解上面方程组,可得结点位移

$$u_1 = \frac{1714}{E} \quad v_1 = \frac{-7714}{E} \quad v_3 = \frac{-1000}{E} \quad v_4 = \frac{-14000}{E}$$

再根据式(8-14)计算各单元的应力。

对单元①

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [D][B]\{\delta\}^{\text{①}} = [S]^{\text{①}}\{\delta\}^{\text{①}}$$

$$= \frac{E}{36} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 6 & 0 & -6 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 & 0 & 6 \\ -3 & 0 & 0 & 3 & 3 & -3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ u_4 \\ v_4 \\ u_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -285.66 \\ -1285.6 \\ -381 \end{Bmatrix} \text{ N/cm}^2$$

对单元②,同理可得

$$\{\sigma\} = [S]^{\textcircled{2}} \{\delta\}^{\textcircled{2}} = \frac{E}{36} \begin{bmatrix} -6 & 6 & 6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -6 & 0 & 6 \\ 0 & -3 & -3 & 3 & 3 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{Bmatrix} 0 \\ -666.6 \\ -833.3 \end{Bmatrix} \text{ N/cm}^2$$

第 9 章 机械的摩擦学设计

9.1 机械的摩擦和磨损

9.1.1 摩擦学设计的基本内容

摩擦学是指研究表面相对运动中相互作用的行为特性,包括摩擦、磨损和润滑在内的一门跨学科的科学。机器中相对运动的表面构成了一个摩擦副,由于摩擦副的失效常会导致机器零件甚至整个机器的工作失效。因此,为了保证机器能完成要求的功能,必须适时正确地引入摩擦学设计。

摩擦学设计的主要目标是在确保实现运动要求功能的前提下,使摩擦副具有①最小的摩擦功耗;②最低制造和运行维护成本;③必要的可靠性和寿命;④最大的生产率和经济性。

摩擦学设计的基本内容包括:

(1)摩擦副设计 包括摩擦副的类型选择、结构设计和材料选择。

(2)润滑系统设计 包括润滑剂和润滑方法的选择、润滑系统的构成和设计等。

(3)状态监测及故障诊断系统设计 为了获得摩擦副当前运动状态的信息,并判断出现非法运动的故障源,包括温度、振动传感器、油质监视器的设计或选用;信号传输的处理、分析和存储等。

(4)状态补偿和控制系统设计 当摩擦副的结构参数发生变化并有可能成为故障时,该系统能提供附加的力、位移、刚度或阻尼等补偿措施,继续使机器保持要求的运动精度和功能。

本章将着重介绍摩擦学设计中有关摩擦、磨损、材料选择和润滑方面的基础知识。

9.1.2 接触表面

作相对运动的相互作用表面的摩擦学特性与各表面的表面性质及表面间的接触状况有密切关系,是解决摩擦学问题的基础。

1. 固体表面的结构

在大气中经切削加工后典型表面层的结构如图 9-1 所示。基体上部的变形层是在加工过程中形成的硬化层,具有硬度较高,残余应力和金相组织发生很大变化的特点;在贝氏层中,由于加工过程中分子层熔化和表层流动形成的冷硬层,其结晶很细,有利于表层耐磨。在贝氏层上面是氧化层,氧化层外有吸附气体分子层,以及尘埃、磨屑形成的污染层。

2. 表面形貌

机械零件的表面与理想表面不同,是由制造形状误差、波度,表面粗糙度和纹理构成,如图 9-2 所示。

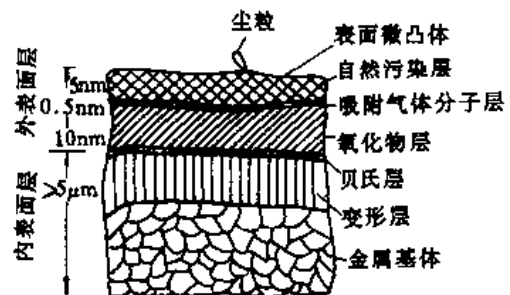


图 9-1 表面层的结构

3. 接触面积

由于表面粗糙度及波纹的存在,两固体表面接触时真实接触只能发生在表面一些微凸体的顶部,载荷只能通过些微凸体的接触顶峰传递,这与传统的赫芝理论关于接触应力的理想假设有很大的不同。

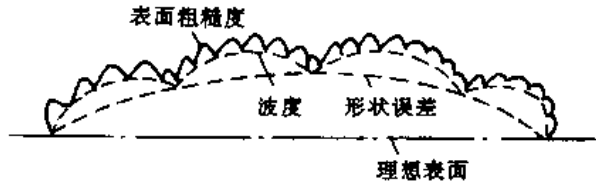


图 9-2 零件表面形貌示意图

如图 9-3 所示,在摩擦学中把接触面积区分为

(1)名义接触面积 A_s 。以两个固体宏观界面的边界确定的面积, $A_s = ab$ 。

(2)轮廓接触面积 A_c 。由两接触固体波纹形成的接触面积, $A_c = 5\% \sim 15\% A_s$ 。

(3)真实接触面积 A_r 。由两接触固体直接传递界面相互作用力的局部面积之和组成,如图 9-3 中虚线圈内黑点(微实体),通常 $A_r = 0.01\% \sim 0.1\% A_s$ 。

相应接触面上法向载荷 F_N 的作用下名义压力 $p_a = F_N/A_s$; 轮廓压力 $p_c = F_N/A_c$ 和真实压力 $p_r = F_N/A_r$ 。

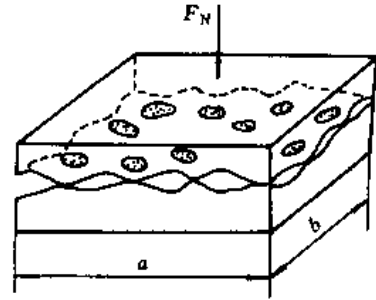


图 9-3 固体表面接触示意图

9.1.3 摩擦

1. 摩擦的分类

摩擦是指两个相互接触的物体,抵抗在外力作用下产生相对运动或具有相对运动趋势的现象。摩擦的分类如表 9-1 所示。

表 9-1 摩擦的分类

分类原则	类型	特点
按摩擦副的运动状态	1. 静摩擦 2. 动摩擦	两物体尚未产生相对运动前的摩擦 相对运动两表面之间的摩擦
按相对位移运动学特征	1. 滑动摩擦 2. 滚动摩擦 3. 自旋摩擦	两物体在接触点具有不同速度和(或)不同方向时的摩擦 两接触物体在接触点的速度大小和方向相同时的摩擦 两接触物体环绕其接触表面的法线相对旋转时的摩擦
按接触表面的润滑状态	1. 干摩擦 2. 边界摩擦 (边界润滑) 3. 流体摩擦 (流体润滑) 4. 混合摩擦 (混合润滑)	两摩擦表面间既无润滑剂又无湿气的摩擦 以具有非体积特性的流体层隔开相对运动表面时的摩擦 以具有体积特性的流体层隔开相对运动表面时的摩擦 半干摩擦和半流体摩擦的统称。半干摩擦为边界摩擦和干摩擦同时发生的摩擦;半流体摩擦为流体摩擦和边界摩擦或流体摩擦和干摩擦同时发生的摩擦

2. 摩擦系数

(1)滑动摩擦系数 摩擦系数 μ 定义为摩擦力 F_f 和接触面上法向载荷 F_N 之比,即

$$\mu = \frac{F_f}{F_N} \quad (9-1)$$

对应于静摩擦力和动摩擦力,将摩擦系数分为静摩擦系数 μ_s 和(滑)动摩擦系数 μ_u 。

古典的摩擦定律认为摩擦力 F_f 仅与载荷 F_N 成正比,摩擦系数与接触面积、滑动速度无关,是一个定值。现代摩擦理论认为摩擦阻力来源于表面微突体的变形阻力、磨粒和表面微体的刻槽阻力,以及平坦表面的黏着阻力等。因此,摩擦系数并不是定值,而受许多因素的影响。

常用材料的滑动摩擦系数如表 9-2 所示。

表 9-2 常用材料的摩擦系数

摩擦副材料	摩擦系数 μ		摩擦副材料	摩擦系数 μ	
	无润滑	有润滑		无润滑	有润滑
钢—钢	0.15 ^①	0.1~0.12 ^①	铸铁—青铜	0.28 ^①	0.16 ^①
钢—铸铁	0.2~0.31 ^①	0.05~0.15	铜—铜	0.20	
钢—黄铜	0.16~0.18	0.13	黄铜—黄铜	0.17	0.02
钢—青铜	0.19	0.13	青铜—黄铜	0.16	
钢—铝	0.15~0.18	0.1~0.15 ^①	青铜—青铜	0.15~0.20	0.04~0.10
钢—轴承合金		0.07	青铜—夹布胶木	0.23	
钢—夹布胶木	0.17	0.02	铝—黄铜	0.27	0.02
石棉基材料—铸铁或钢	0.2	0.04	铝—青铜	0.22	
皮革—铸铁或钢	0.22		铝—钢	0.30	
毛毡—铸铁或钢	0.25~0.40	0.08~0.12	钢—粉末冶金材料	0.35~0.55 ^①	
软钢—铸铁	0.30~0.50	0.12~0.15	木材—木材	0.4~0.6 ^①	0.1 ^①
软钢—青铜	0.22	0.18	45 淬火钢—聚甲醛	0.2~0.5	0.07~0.10
软钢—黄铜	0.2 ^① 0.18	0.05~0.15	45 淬火钢—聚碳酸酯	0.46	0.016
软钢—铝	0.2 ^① 0.18	0.07~0.15	45 淬火钢—尼龙 9	0.30	0.03
铸铁—铸铁	0.15	0.15~0.16 ^①	(加 3% MOS ₂ 填充料)	0.57	0.02
		0.07~0.12			

①表示静摩擦系数,其余为滑动摩擦系数。

(2)滚动摩擦系数 有量纲的滚动摩擦系数 μ_k 是根据一圆柱体 A 在平面上纯滚动,物体分别受垂直和水平载荷 F_N 和 F 的作用。由于接触处的弹性变形,在接触面上的压力强度呈不对称分布,其合力向前偏移了一个距离,该距离就定义为滚动摩擦系数,根据力矩平衡可获得(图 9-4)

$$\mu_k = \frac{T}{F_N} = c \quad (9-2)$$

典型的 μ_k 值如表 9-3 所示。

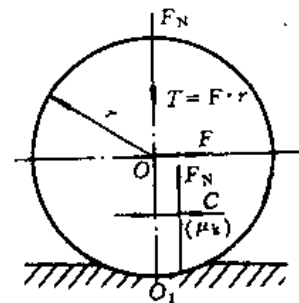


图 9-4 滚动摩擦系数

表 9-3

有量纲的滚动摩擦系数的典型数值

cm

滚 轮	滚 道	μ_k	滚 轮	滚 道	μ_k
铁梨木	柞木	0.05	钢	软土路	7.5~12.5
榆木	柞木	0.08	充气轮胎	优质路	0.05~0.055
铝	钢	0.02~0.04	充气轮胎	泥土路	0.1~0.15
铝	木	0.15~0.25	实心橡胶轮胎	优质路	0.1
钢	碎石路	0.12~0.5	实心橡胶轮胎	泥土路	0.22~0.28

无量纲的滚动摩擦系数 μ'_k 定义为单位距离内所作的功 W 与垂直载荷 F_N 的比值,即

$$\mu'_k = \frac{W}{F_N \Delta L} = \frac{\mu_k}{r} \quad (9-3)$$

式中 W ——驱动力所作的功, $W = T \Delta \varphi = Fr \Delta \varphi$;

ΔL ——滚轮中心的位移量, $\Delta L = r \Delta \varphi$ 。

9.1.4 磨 损

1. 磨损的类型

由于两个物体表面的相对运动,可使任何一个物体工作表面的物质不断损失的现象称为磨损。磨损的成因和表现形式是非常复杂的,但根据磨损破坏的机理可分为表 9-4 所示的五种基本类型。

表 9-4

五种基本磨损类型

类 型	基 本 概 念	特 点	举 例
黏着磨损	由于黏着作用使材料由一表面转移到另一表面的磨损现象	接触点粘着剪切破坏,造成两表面凹凸不平	内燃机活塞与汽缸壁的擦伤
磨料磨损	因硬的颗粒或硬的凸出物摩擦表面而引起材料脱落的磨损现象	磨料对摩擦表面进行微观切削,表面有犁沟和划痕	犁铧、球磨机的衬板和钢球的磨损
疲劳磨损	因周期性的载荷作用,使摩擦表面材料受循环变应力并产生反复变形,导致裂纹和分离出微片或颗粒的磨损现象	应力超过材料的疲劳极限,在一定循环次数后出现疲劳破坏,表面呈麻坑状	齿轮和滚动轴承的点蚀
腐蚀磨损	以化学或电化学反应为主,使材料损失的磨损现象	表面发生腐蚀破坏	曲轴轴颈的氧化磨损以及化工设备中零件的腐蚀磨损
微动磨损	两接触表面相对低振幅振动而引起表面复合磨损,出现材料损失的现象	复合式磨损	片式摩擦离合器的摩擦片上出现的磨损

2. 磨损的表示方法

目前,磨损还不能进行较精确的计算,为说明材料的磨损程度和耐磨性可用以下定量方法表示。

(1) 磨损量 零部件在有效工作期限内,由于磨损引起的材料损失量,可用质量、体积或厚度表示。

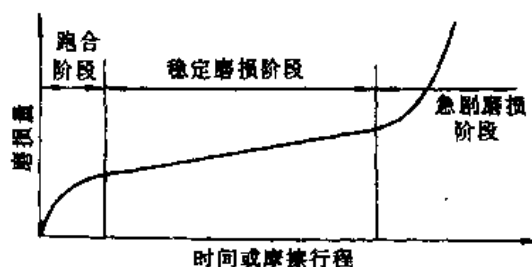


图 9-5 磨损与时间的关系

典型的磨损量变化曲线如图 9-5 所示。稳定磨损阶段曲线的斜率为磨损率。

(2) 磨损率 用以表示磨损快慢的程度,其可用单位时间内,或是单位滑动长度下,或是旋转一周(或摆动一次)内材料的磨损量来表示。

(3) 耐磨性 为磨损量的倒数,用 R 表示,即 $R = 1/\text{磨损量}$ 。耐磨性又称磨阻或磨损抗力, R 值越大,耐磨性越好。

9.2 摩擦学设计中的材料选择和表面强化处理

9.2.1 减摩材料的选择

1. 减摩材料的选用原则

机器零部件的各种摩擦副,如滑动轴承等不但要求有较好的耐磨性,而且还希望有良好的减摩性,也就是在摩擦过程中具有较低的摩擦系数,具有这样性能的材料称为减摩材料。

选用的减摩材料应符合下述要求

(1) 具有足够的承载能力 包括具有抗拉、抗压、抗剪切、抗疲劳和抗冲击等各种强度。

(2) 具有良好的表面性能 包括顺应性和嵌藏性。顺应性是指材料表层对表面粗糙度、受载变形和制造误差的适应性以及表面具有塑性变形的能力;嵌藏性是指嵌藏污物和微粒的能力。

(3) 具有良好的磨合性 容易磨合,消除表面原始粗糙度,使摩擦表面相互吻合,防止接触面积过小,造成局部过高的单位压力。

(4) 具有良好的物理和化学性能 包括具有高导热性和热容量、低的热膨胀性能、良好的吸附性和耐腐触性等,以利于油膜形成。

2. 常用减摩材料

(1) 轴承合金(巴氏合金) 这种材料主要分为锡基和铅基两类巴氏合金,它们都是在软的基体上分布硬的质点,有利于提高整体强度。巴氏合金可用作轴承或轴承衬材料,都具有摩擦系数低、减摩性优良,具有足够的硬度和韧性,良好的顺应性和嵌藏性,容易磨合,抗振性好等特点,但都不适宜超过 $130\sim 150^{\circ}\text{C}$ 的工作温度。铅基与锡基轴承合金比较,具有成本低、高温强度和亲油性好、有自润滑性,但耐磨性和导热性不如锡基轴承合金,并对钢背的附着力差。锡基轴承合金的牌号有 ZChSnSb12-4-10, ZChSnSb11-6, ZChSnSb8-4, ZChSnSb4-4 等;铅基轴承合金的牌号有 ZChPbSb16-16-2, ZChPbSb15-15-3, ZChPbSb15-10, ZChPbSb15-5, ZChPbSb10-6 等。

(2) 铜基合金 铜基合金都是在强基体上弥散分布一些软相,它们都具有摩擦系数低承载能力高的特点,主要有锡青铜、铅青铜和铝青铜。铅青铜的强度优于锡青铜,其可在 320°C 以下温度工作,但顺应性、嵌藏性和耐腐蚀性不如锡青铜,这两类青铜合金常用作轴承,轴瓦或轴套。铝青铜具有比锡青铜高的机械性能,耐磨性和耐蚀性好,其是铜基合金中强度较高的减摩材料,主要用于制造蜗轮、轴套等。锡青铜的牌号有 ZQSn5-5-5, ZQSn6-6-3, ZQSn10-1 等;铅青铜牌号有 ZQPb10-10, ZQPb12-8, ZQPb17-4-4, ZQPb25-5, ZQPb30 等;铝青铜牌号有 ZQAl9-2, ZQAl9-4, ZQAl10-3-1.5 等。

(3) 铝基合金 在硬铝的基体上分布着锡的软质点,可承受重载,减摩性和耐腐蚀性好,价

格低廉,适合于高速重载轴承和一般轴套。由于铝基合金的硬度较高,要求相配的轴颈硬度不低于 300HB。铝基合金的牌号有 ZLSn1, ZLSn2, ZLSn3, 20 高锡, 30 高锡等。

(4)多层合金减摩材料 为了更好地满足耐磨和减摩要求,将上述的减摩材料制造成两层、三层或多层合金减摩材料,以改善表面性能。一般可用低碳钢带(钢背)与减摩合金轧制成或烧结成双金属的减摩材料,或在减摩材料上再镀一层薄软镀层,构成三层减摩材料,常用的有钢背-铝基双金属合金和钢背-铜铅双金属合金、钢背-纯铝-铝基合金的三层金属结构等,它们适用于高速重载条件下的动力机械的轴瓦材料。

(5)自润滑复合材料 这是近年来发展起来的一种具有独特减摩耐磨性的滑动轴承材料。根据组成不同,自润滑复合材料可分为金属基、石墨基和高聚合物基三类,后两类已广泛使用,但结构强度和磨损寿命不及第一类。

9.2.2 耐磨材料的选择

1. 耐磨材料的选用原则

耐磨材料选择主要应考虑摩擦副的工作效率和使用寿命,应根据不同的磨损类型和工况条件(如速度、负荷、温度、介质等)来进行。例如在工程机械、农业机械和矿山机械中,许多机械零部件直接与泥沙、灰渣和矿石接触,属于磨料磨损类型,摩擦副材料应具有高耐磨性和要求的使用寿命;对于各类轴承、齿轮、蜗轮和机床导轨等,为了提高效率、保持精度,要求摩擦副材料具有低摩擦系数和高耐磨性能。

表 9-5 和表 9-6 分别给出了根据磨损类型和工况条件进行材料选择。

表 9-5 根据磨损类型选用耐磨材料

磨损类型	要求的材料性能	推荐耐磨材料
磨料磨损	材料表面的硬度高于磨粒硬度,并有加工硬化性能	合金钢、工具钢、白口铸铁和石墨型铸铁等
黏着磨损	配对材料应具有低的互溶性和优良的抗软化性能	工具钢、石墨型铸铁、高温合金、热塑性聚合物、润滑复合材料等
疲劳磨损	表面硬度高、心部韧性好、不含非金属杂质、易于精加工	合金钢、工具钢、经硬化处理的不锈钢等
腐蚀磨损	具有优良的抗腐蚀性	不锈钢、聚合物等

表 9-6 根据工况条件选用耐磨材料

工 况 条 件	推 荐 的 耐 磨 材 料
高应力+冲击	奥氏体锰钢
低应力+滑动	淬硬钢、合金铸铁、硬表面层材料、陶瓷
要求高耐磨性	硬质合金
要求耐磨和低摩擦系数	强化的聚合物
高温下抗磨、抗剥落	高铬合金铸铁、高铬合金钢,某些陶瓷

通常抗黏着能力高的金属材料抗微动磨损能力也强,例如硬质工具钢对工具钢、铸铁对磷化铸铁、铸铁对不锈钢等都具有良好的抗微动磨损能力。

对于需考虑耐磨损的机械零部件设计除了合理的选材外,还可采用表面处理技术,即表面强化处理,提高零件表面层的耐磨损能力;采用置换原理,即为保护重要的机械零部件,将磨损集中在某个易更换、成本较低的不重要零件上,例如防止气缸壁或缸套的磨损和刮伤,采用铸铁的活塞环;采用转移原理,即在磨损设计中使摩擦副中某一零件快速磨损,而保护重要零件不致磨损和损坏,例如为保护内燃机的曲轴不受磨损,采用价格较低的软金属(铅锡合金和铜铅合金)作轴承衬等。

2. 常用耐磨材料

(1) 耐磨钢 目前,还未形成一个独立的钢种,其中有:

①高锰钢。是一种传统的耐磨材料,广泛应用于工程机械、矿山机械、农业机械和钻探机械中。如破碎机衬板、斗齿、锤头等,这种材料能承受较大的冲击载荷和接触应力,但切削加工困难,多以铸件形式使用。牌号有 ZGMn13-1, ZGMn13-2, ZGMn13-3, ZGMn13-4 等。

②低碳铬钢和不锈钢。具有较好的耐气蚀性和耐腐蚀性及一定的耐磨性,如 ZGCr18, ZGCr8CuMo 等,可用于制造泵和水轮机转轮。

③高碳低合金钢。经淬火后硬度高、耐磨性好,如 GCr15, CrWMn 钢,用于制造滚动轴承、柴油机柱塞、喷嘴等。

④中碳钢和中碳合金钢。经淬火和回火后,强度高、冲击韧性好,具有良好的综合机械性能,如 35, 40, 50, 35Mn, 40Mn, 45Mn, 50Mn 钢,用于制造齿轮、轴、履带等。

⑤低碳合金钢。强度和耐磨性高于低碳钢,如 16Mn, 14MnVB 等,可用于制造耐磨的焊接构件。20Mn, 20CrMo 经渗碳淬火可用于制造耐磨性高的齿轮、滚轮等。

(2) 耐磨铸铁。铸铁具有良好的耐磨性和成本低等特点,但其力学性能比钢差、脆性大易破碎。

①冷硬铸铁。具有高的抗压强度和硬度,表面抗磨而心部有一定的韧性和强度,可用于制造热轧辊。

②白口铸铁。分普通白口铸铁和合金白口铸铁。普通白口铸铁具有较高硬度和屈服极限,生产工艺简单,成本低廉等优点,但脆性大、韧性差,只能用于一般干摩擦和冲击不大的磨料磨损场合;合金白口铸铁有高铬白口铸铁和钨系白口铸铁,它们都可满足较大的冲击载荷和磨料磨损场合,不过前者具有较好的耐腐蚀性,后者的硬度和韧性更高,更具优良耐磨性。耐磨合金白口铸铁的牌号有 KmTBMn5W3, KmTBW5Cr4, KmTBN14Cr2-DT, KmTBCr9N15Si2, KmTBCr15Mo2-DT, KmTBCr20Mo2Cu1, KmTBCr26 等。

③中锰球墨铸铁。可用于一定冲击载荷下和磨料磨损场合,耐磨性和寿命高于普通白口铸铁,并有一定韧性,可代替高锰钢。牌号有 MQTMn6, MQTMn7, MQTMn8 等。

④磷系铸铁和硼系铸铁。它们都适于在润滑条件下工作,具有较好的耐磨性和减摩性。在相同摩擦条件下,硼系铸铁的耐磨性比灰铸铁高 3~5 倍,比球墨铸铁高 1.5 倍,比高磷铸铁高 1.6 倍,机械性能和铸造性能也优于高磷铸铁,并克服了高磷铸铁的脆性,而且成本较低。硼系铸铁主要用于制造机床导轨、缸套和活塞环等。

(3) 非金属耐磨和减摩材料。其品种繁多,有的还有待进一步的研究和开发,主要有工程陶瓷、工程塑料、橡胶和复合材料等,设计者可根据它们的减摩性、耐磨性和物理化学性予以选取。

9.2.3 表面强化处理

为了提高摩擦副的耐磨性,满足不同工况条件下对材料综合性能的要求,表面耐磨的强化处理是既有效又经济的方法。

下面将介绍一些常用的表面强化处理方法及其特点。

1. 表面镀层

表面通过电解和化学方法镀以耐磨金属和合金。

(1)镀铬 表面镀硬质铬为主,有较高的硬度、较好的韧性和抗腐蚀性,表面光亮。

(2)镀镍 具有良好的耐黏着磨损和抗腐蚀性,但抗磨料磨损和耐疲劳磨损相对较差。

(3)复合镀层 在镀液中加入一定量金属、非金属或化合物微粒,可沉积出复合镀层,耐磨性高于单一材料的镀层。在镀液中加入氧化物和碳化物将具有更高的耐磨性。减摩复合镀层是在镀液中加入固体润滑剂,具有自润滑性能。

2. 表面热处理

零件表面快速加热到相变温度,然后迅速冷却,使表面具有较高的硬度和耐磨性,心部仍保持原有材料的塑性和韧性。

(1)火焰表面淬火 用火焰进行表面加热,设备简单、成本较低,但质量难以控制,适用于形状复杂且尺寸较大的零件表面处理。

(2)高频表面淬火 利用高频电感应加热,可严格控制淬火质量,适用小的并且形状简单的零件。

3. 表面化学热处理

在一定的加热条件下,向表面渗入C,N,B,Cr,S等各种单一元素或合金元素,使表层合金化,形成高硬度的质点和软的基体,以提高表面耐磨性。

(1)表面渗碳 适用于低碳钢和低合金钢,用于低速重载、冲击和疲劳磨损的场合。

(2)表面渗氮 适用于中、低碳钢、合金钢和不锈钢的表面处理,具有良好的耐磨性、耐腐蚀性和抗疲劳性能。

(3)表面渗硼 表面硬度高于表面渗碳和渗氮,具有更好的耐磨性、耐热性和耐腐蚀性,但脆性更大。

(4)表面多元共渗 具有耐磨、耐热、耐腐蚀和抗黏着等多种特性,但工艺相对复杂。

4. 表面机械处理

在常温下用机械方法使表面产生塑性变形而形成硬化的方法。表面机械处理后的零件表面可获得附加的压应力,有利于提高零件的抗疲劳破坏能力。通常,材料在表面强化前需经淬火、渗碳淬火和渗氮等热处理。

表面机械处理的主要方法有喷丸、辊压和挤压,喷丸法具有简单易行、生产率高、适应于形状复杂零件等特点。

5. 表面喷涂和喷焊

(1)表面喷涂 以各种热源(乙炔、电弧、高频电流、等离子电弧等)将待喷涂的耐磨材料熔化或形成接近熔化状态的雾化微粒,高速喷到待处理表面。喷涂材料可以是金属、合金、陶瓷、高分子材料等,喷涂可用于防腐蚀,但强度较低。

(2)表面喷焊 使处理表面发生薄层熔化,同时与喷射材料熔化的微粒形成焊接形式的冶

金结合层。喷焊的组织均匀致密,但易使工件变形。

6. 气相沉积

在接触表面置入软、硬材料的固体薄膜,以此来控制其摩擦和磨损,提高机械零部件的工作寿命。

(1)物理气相沉积(PVD) 是在真空($10^{-4} \sim 1.3\text{Pa}$)下,通过真空蒸镀、溅射或离子镀渗等方法,在工件表面沉积出高硬度、厚度为 $6 \sim 10\mu\text{m}$ 的碳化物、氮化物、硼化物,如TiC, TiN, Cr_3C_2 , FeB等薄膜,它们具有耐热、耐蚀、耐磨等优点。PVD法的优点是处理温度一般在 $500 \sim 550^\circ\text{C}$,工件变形小,沉积速度快,但沉积膜厚度的均匀性较差。在生产中应用PVD法处理切削工具表面,可使寿命提高 $5 \sim 10$ 倍。PVD真空蒸镀还可对各种层状结构(MoS_2 , WS_2 等)和非层状结构(PbO , CaF_2 等)、固体润滑剂及软金属(Pb, Al, Ag, Sn等)进行沉积,形成减摩的润滑膜。

(2)化学气相沉积(CVD) 通过引入某些物质(TiCl_4 , H_2 , CH_4 , N_4 等)在高温($900 \sim 1200^\circ\text{C}$)或中温($400 \sim 600^\circ\text{C}$)下,与金属表面起化学作用,反应产物就沉积在金属的表面上,形成高硬度的耐磨薄膜。工件变形要比PVD法大。目前已广泛使用在工具、模具表面的耐磨处理,例如沉积的TiC薄膜硬度可达 $3600 \sim 4000\text{HV}$,TiN薄膜硬度可达 $1800 \sim 2000\text{HV}$ 。

(3)离子注入 将选定的化学元素(N, C, B, Mo, P等)在高真空(10^{-3}Pa)中电离呈离子状态,利用高压电场加速到几十至几百电子伏特的能量,汇聚成束注入到待处理的材料表面,使其合金化。该法的主要特点是注入的离子与基材无分界面,与表面涂层和镀层处理比较,不存在脱层问题。离子注入是在高真空和较低的温度下进行,对金属材料不会产生脱碳、表面粗糙度和尺寸精度大的变化。此工艺可使任何元素注入到任何一种材料的表面中,不受合金系平衡相图中固溶度的限制,并具有自动化程度较高、无污染等优点,是表面处理的一积新方法,已在工具模表面处理方面取得较好使用效果。例如硬质合金拉丝模和挤压模,经表面注入氮和碳离子后,可提高抗黏着磨损能力,使用寿命提高 $2 \sim 6$ 倍。

除了上面列举的表面强化处理方法外,还有激光表面热处理,电熔渗、电扩散等。

表面强化处理技术的选用必须全面和综合地考虑有关的因素,其中主要应考虑磨损的形式和机理,表层应具备的化学成分组织结构和性能,基体材料的种类和成分,工作条件和介质,零件的形状和尺寸,以及各种表面处理技术的可行性和经济性等,切不可随便使用和盲目追求新技术和高硬度的表面层。

9.3 润滑和润滑系统设计

9.3.1 润滑状态

润滑是指在两个相对运动物体的接触表面间,注入一定量的润滑剂将两接触表面隔离开,以润滑剂内部的摩擦代替两接触物体之间摩擦。由于润滑剂的抗剪强度低,因而可起到减少摩擦和磨损的目的。润滑可以提高机械零部件的寿命,提高机械效率,并且还可起到冷却、减振和防腐蚀的作用。

润滑状态可分为流体润滑和非流体润滑两大类。流体润滑状态又分为流体动压润滑,流体静压润滑和弹性流体动压润滑;非流体润滑可分为边界润滑和干摩擦状态。干摩擦状态是

指两接触表面无润滑膜存在情况。除此之外,还有属于流体润滑和边界润滑混合存在的混合润滑状态。判断润滑状态的主要依据是两摩擦表面间的润滑膜厚度和摩擦表面的几何形貌。

1. 流体动压润滑

流体动压润滑是依靠两摩擦表面间的相对运动,将具有一定黏度的流体带入摩擦表面之间。由于黏性流体动力学作用可使其承受载荷,并将两摩擦表面完全隔开,形成完整的润滑膜。此时摩擦表面不直接接触,因此没有磨损,摩擦力的大小取决于流体的黏度,流体动压润滑使用的黏性流体可以是液体,如润滑油,也可以是气体,如空气等。

流体动压润滑要求运动件必须具有一定的运动速度,在低速或静止状态下,往往无法形成具有足够压力的压力油膜,使摩擦表面完全隔开,从而产生摩擦而的磨损,降低工作寿命。

2. 流体静压润滑

流体静压润滑利用外部供油装置(图 9-6),向摩擦副中供给一定压力的流体,形成具有足够压力的油膜(静压油膜),将两接触表面隔开,运动件从静止状态直至很高的速度范围内,油膜都能承受外载荷的作用。

流体静压润滑具有启动摩擦阻力小,使用寿命长、抗振性好和运动精度高等优点,可适用于低速或速度变化范围大,以及需要经常启、停的工况条件。但因其需要具有附设的供油装置,增加了设备的投资费用和空间尺寸。

3. 弹性流体动压润滑

对于齿轮、滚动轴承等点、线接触的摩擦副的润滑问题,不能使用低副接触(如滑动轴承)的润滑理论,可使用弹性流体动压润滑理论来解决,简称弹流润滑(EHL)。

弹流润滑的特点是,油膜的压力很高,达 GPa 量级;油膜很薄,处于 μm 级;接触处的弹性变形量较大,与油膜的厚度处于同等数量级;润滑油受剪的应变率很高,达 10^7 1/s 量级;润滑油通过接触区的时间很短,只有 10^{-3} s 量级,属于瞬态接触。因此,在弹流润滑中应考虑润滑油的黏压特性和接触区的弹性变形影响。

在弹性流体动压润滑中,根据接触体两表面间的油膜厚度情况可分为全膜弹性流体动压润滑和部分弹性流体动压润滑,前者是两接触表面被油膜完全隔开,后者为两摩擦表面间既有油膜存在,又有表面粗糙微凸体的相互接触。

目前,弹流润滑理论及应用的研究还不很完善,主要因为各种计算公式都存在一定的条件性和适用范围,实际机械零件表面的接触状况变化也十分复杂,这使已有的计算公式都有一定的局限性。

对于流体润滑的设计计算可查阅有关的资料,在此不作详细介绍。

4. 边界润滑

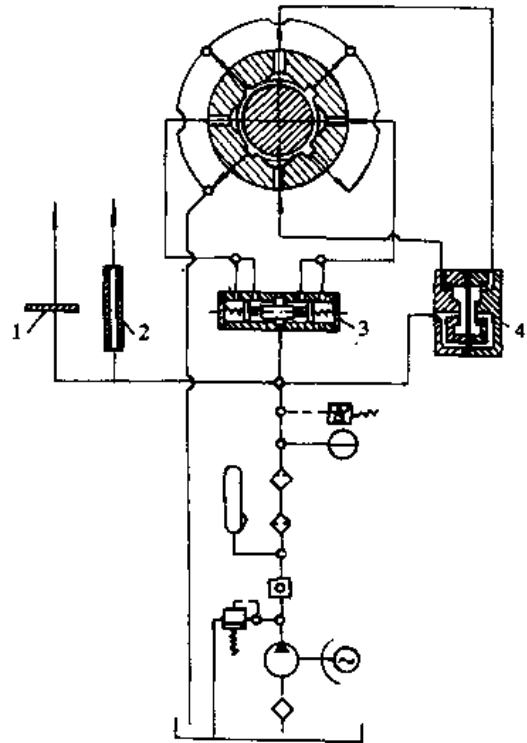


图 9-6 定压供油静压轴承系统

1—小孔节流式 2—毛细管式

3—滑阀反馈式 4—薄膜反馈式

在机械的实际运动过程中,经常难以具备形成流体润滑的条件,如转速不高、载荷较大和机器的起、停等,都不可避免在摩擦表面有凸峰接触,此时由于物理或化学作用,在接触面存在一层与润滑剂不同的薄膜,此膜具有一定的润滑作用,这种润滑状态就称为边界润滑。边界润滑普遍存在于各种机械设备中,如轴承、齿轮、凸轮和导轨等。

边界润滑中起润滑作用的膜称为边界膜,按边界膜的性质不同可以分成以下三种

(1)物理吸附膜 是金属表面对润滑剂分子吸附而形成膜,其形成是可逆的,一般只适用于低速、轻载的工况条件;

(2)化学吸附膜 是润滑剂中的极性分子与金属表面化学结合形成的膜,适用于中速、中等载荷的工况条件;

(3)化学吸应膜 是润滑剂中的添加剂分子与金属表面发生化学反应而形成的膜,适用于高速、重载和高温的工况条件。

由上可见,边界润滑受温度、速度、载荷大小和润滑剂的影响。

5. 混合润滑

在此主要指的是半流体润滑,即在相对运动的接触表面上,同时存在着一部分流体动压润滑作用,一部分表面微凸体直接接触,外载荷是由润滑剂膜和微凸体共同承担,这种润滑状态称为混合润滑。

在这种润滑状态下,两相对运动表面间的摩擦力,是由润滑剂黏度决定的黏性摩擦力和微凸体接触所产生的摩擦力组成。此时,润滑剂膜厚度与表面粗糙度综合值的比值比较小。

9.3.2 润滑剂

加入到两相对运动表面之间,能降低摩擦阻力的物质称为润滑剂。其主要作用是减少摩擦或磨损,提高效率,延长机械零部件的使用寿命,同时有的还可起到冷却、减振、防腐蚀、密封等作用。

润滑剂分为液体润滑剂、润滑脂、固体润滑剂和气体润滑剂 4 个基本类型。机械设计人员应正确进行选择和使用。

1. 润滑油

(1) 润滑油理化性质

①黏度。油分子间的摩擦阻力即为油的黏度。润滑时,黏度与摩擦阻力、热效应、磨损、机械效率、密封性能、油膜厚度,油流量、承载能力有密切关系。

常用的黏度表示方法有以下三种。

动力黏度 表示黏性流体内摩擦力的大小,又称绝对黏度,用符号 η 表示,单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

运动黏度 润滑油的动力黏度与同温度下油密度的比值,用符号 γ 表示,单位为 m^2/s 和 mm^2/s 。

相对黏度 是在规定条件下,用特定的黏度计测量的黏度,由于测量的条件和仪器不同,所用的单位也不相同。常用的有恩氏黏度,用符号 $^{\circ}E_i$ 表示,测定时常用温度为 20°C , 50°C , 100°C ,相应的符号为 $^{\circ}E_{20}$, $^{\circ}E_{50}$, $^{\circ}E_{100}$ 等;雷氏黏度,用符号 R 表示,单位为 s ;赛氏黏度,用符号 SUS 表示,单位为 s 。

各种黏度可依据有关的公式或图表进行换算。

润滑油的黏度与温度有关,一般温度越高油的黏度越小。油的黏度随温度变化的性质称

为黏温特性,用黏度指数表示,符号为 VI。高的黏度指数,表示黏度随温度的变化较小,也就是黏温特性好。润滑油的黏度指数分为 4 级:VI<35 为低黏度指数油,VI=35~80 为中黏度指数油,VI=80~110 为高黏度指数油,VI>110 为特高黏度指数油。

润滑油的黏度还与压力有关,当压力增加时油的黏度也随之增加。但由于油的组成不同压力对油的黏度影响也不同,通常黏度指数低的油受压力影响大。温度影响黏度随压力变化的程度,高温时压力对黏度的影响小,低温时影响大。

黏度是润滑油分类的主要标志之一。工业润滑油均以 40℃ 的黏度分级,其范围在 2~1500mm²/s;发动机油和传动齿轮油则以 100℃ 黏度分级,一些多级发动机油以 W 级表示。

②氧化安定性。氧化是油品变质的主要原因,温度是影响氧化程度的主要因素,100℃ 以上油很快被氧化。

③润滑性。以油膜的承载能力、抗磨损效能和摩擦系数值三方面来衡量。

④其他性质。包括凝固点、酸值、闪点、残炭值、灰分、水分、腐蚀性、热氧化安定性等。

(2) 润滑油的选择

润滑油主要有动植物油、矿物油和合成油三类,后两类是目前工业中常用的润滑油。绝大多数润滑油都是由基础油加入添加剂调制成的。矿物润滑油由多种烃类混合物(直接由原油炼制获得)加入添加剂配制成;合成油是由具有特定分子结构的单体(如烯烃、烷烃、苯酚、甲醇等)聚合而成的基础油加入添加剂配成。

添加剂是用以提高润滑油的各种性能,有净分散添加剂、抗氧化添加剂、增黏添加剂、降凝添加剂、极压抗磨剂和油性添加剂等。

合成油具有突出的优越性,可以满足矿物润滑油无法完成的许多要求。如辐射性、耐氧化性、抗燃性等。

润滑油的选择主要根据工况条件选择相应黏度和黏度指数的润滑油。正确选用润滑油的黏度,才能保证机械正常运行;黏度指数是黏度随温度变化的粘温特性指标;需要经常启动、停车和露天作业的机械,应选择黏度指数高的润滑油,否则会增加启动阻力、增大功率消耗。我国有关的机械手册都列出了一些专门用途润滑油的种类和性能,可供选用,例如机械油、汽轮机油、齿轮油、内燃机油、汽缸油等。

2. 润滑脂

(1) 润滑脂的种类和性能 润滑脂的种类较多,根据用途可分为抗磨润滑脂,防护润滑脂和密封润滑脂。使用中绝大部分润滑脂都为减磨润滑脂。润滑脂按其成分主要有皂基脂(锂基脂、钙基脂、钠基脂、铝基脂)、无基脂(膨润土脂、硅胶脂等)、烃基脂(工业凡士林等)和有机脂(酰胺脂、聚脲脂等)。

评价润滑脂的性能指标很多,主要有:

①滴点。是润滑脂的耐热性指标,表示润滑脂由胶态变为液态的温度。一般取工作温度低于该脂的滴点 20~30℃。

②稠度。代表润滑脂的软硬度,反映了脂在外力作用下的变形程度,变形程度大则脂软,反之则硬。

③机械安定性。指脂在使用中抵抗机械破坏的能力。机械安定性越差,脂的使用寿命越短。

使用润滑脂不需要经常加换,在摩擦面上保持性良好,可充填间隙,故有密封作用。润滑

脂的黏度受温度的影响不大,但对使用寿命有较大影响。润滑脂具有很好黏附性,还可起到防锈和减振作用。但润滑脂的启动阻力大,机械效率低,不能起冷却作用,不能作循环润滑剂使用。

(2) 润滑脂的选用 主要根据机械的工作性能要求和润滑脂的特性来选取相应的润滑脂。目前,从应用上看锂基脂的产量在逐年增加,进口汽车上都基本上采用锂基脂。具体选用可参见表 9-7。

表 9-7 润滑脂的选用

用 途	工作性能要求	选用润滑脂的类型
车 轴	价廉,适用于粗糙低速运动部位	钙基脂
滚动轴承	长寿命、稳定	锂基、钠基、复合钙基、复合铝基、膨润土基、有机物基脂
汽车底盘	抗水性好、黏附性好	除钠基外,其余均可用
轧 钢 机	抗水、抗重负荷	加极压剂的钙、锂基脂
纺 织 机	加添次数少、转矩低,在纤维和纱上易洗净	钙、钠基脂,用浅色,低黏度基础油
万向接头	高熔点,黏附性好	加极压剂的高黏度基础油的钠、锂基脂
轮毂轴承	高熔点,工作温度	2 或 3 号复合钙、铝或钠、锂基脂

3. 固体润滑剂

固体润滑是指在摩擦表面间用粉状或薄膜状固体进行润滑。固体润滑剂主要有软金属(Pb, Sn, Zn, Ag, Au 等)、金属化合物(PbO, CaF₂, MoS₂ 等)、无机物(石墨、氮化物等)、有机物(聚四氟乙烯、酚醛树脂等)。

常用的固体润滑剂有石墨,其无毒价廉,在小于 540℃ 时具有良好的润滑性,适于强辐射的工作条件,摩擦系数不随速度变化,但随载荷增大而增大;二硫化钼,适于高速度,高负荷,温度范围为 -60~400℃ 使用,特别适于高真空工作条件,但其易被强氧化剂氧化而腐蚀金属;氟化石墨,可在 500℃ 以上工作,适于潮湿空气,润滑性能优于石墨和二硫化钼;聚四氟乙烯,摩擦系数小,温度范围为 -180~250℃,但耐磨性和导热性差;氮化硼适于 900℃ 左右高温,其润滑性、抗腐蚀性、热传导性和加工性等均较石墨好,但其与金属的润湿性和烧结性差。

在选用固体润滑剂时应根据不同特殊工况进行。固体润滑剂用于不能或不宜使用油、脂脂的场合。固体润滑剂具有使用温度范围宽,在真空中能发挥很好的润滑作用,具有抗辐射、抗腐蚀、不污染环境等优点,但摩擦系数比润滑油、脂大,寿命较短,不能起冷却作用,而且固体覆盖膜制工艺复杂,覆盖膜在使用过程中补充也困难。

4. 润滑剂的类型选择

主要根据载荷、速度、工作环境和使用寿命等要求选用相应的润滑剂类型,如表 9-8 所示。

表 9-8

润滑剂的类型选择

工作条件	合适润滑	工作条件	合适润滑
载荷过大	黏度较高润滑油 润滑脂 极压润滑油 极压润滑脂 静压润滑脂 固体润滑剂	速度太快,可能引起 热量过多	润滑油量增多 黏度低的润滑油 油循环润滑 气体润滑
		磨削太多	油量增多,用过滤的循环系统
		污染太多	循环油,润滑脂,固体润滑剂
热量过多	抗氧化润滑油 黏度较高的润滑油油量增多,循 环润滑合成油,固体润滑剂	要求使用寿命长	抗氧化润滑油 黏度较高的润滑油增多油量 合成油、固体润滑

9.3.3 润滑方法及其选择

1. 润滑方法

在机械设备中常用的润滑方法有以下几种

(1)手工给油(脂)润滑 通过油轮或油杯加油,结构简单,但不能调节油量,主要适用于开式齿轮、链条、钢丝绳及不经常使用的机械或是一些轻载低速的摩擦副。

(2)滴油润滑 只适用于润滑油润滑,它是通过油杯等装置向润滑部位滴油,主要适用于轴承、齿轮、链条及导轨等润滑。

(3)油环或油链润滑 油环润滑是依靠套在轴颈上下部浸在油池中的油环,靠摩擦力随轴转动,把油带入轴承中进行润滑(图 9-7)。该法只适用回转速度在 $10 \sim 200 \text{r/s}$ 的水平轴,转速过低可使供油量不足,过高会使轴剧烈振动。当轴颈长度超过 100mm 时,应采用 2 个油环。油环直径为轴径的 $1.5 \sim 2$ 倍。环的断面常用矩形,为加大供油量可在内表面加工几个窄槽;当需要油量较小时,也可采用圆断面。

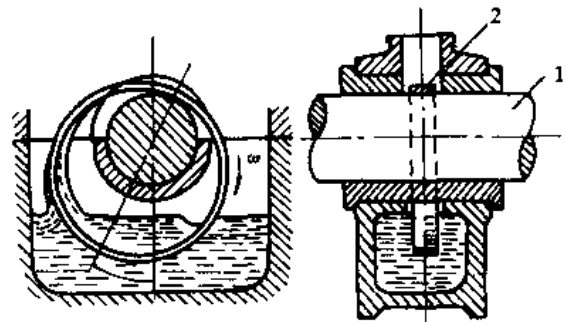


图 9-7 油环润滑

1-轴颈 2-油环

油链润滑供油量较油环大,但只宜在低速

时采用,因高速时链常不随轴连续旋转。油环或油链润滑方法简单可靠,维护方便。

(4)飞溅(油池)润滑 依靠旋转的零件或附加在轴上的甩油盘(片)等,将油池中的油溅散到或带到润滑部位,对箱体来说油可溅散到内壁的油槽中,并经汇集而流到轴承中。这种润滑方法,如图 9-8 所示,只能适用封闭的机构,浸油机件的圆周速度应小于 12m/s ,否则会产生大量泡沫及油雾,使油质氧化变坏。油可循环使用,需设置油面指示器以便检查油位。

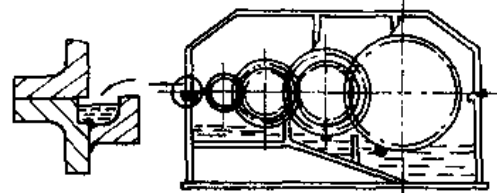


图 9-8 飞溅(油池)润滑

(5)压力循环润滑 利用重力或油泵使循环系统的润滑油达到一定工作压力后,输送到润

滑部位。使用过的油回到油箱,经冷却、过滤后供循环使用(图 9-9)。一般供油的压力和油量可进行调正,能保证连续供油,由于供油量充足,可将热量和屑末带走。这种润滑方法适于高速、精密和重载的摩擦副,但设备复杂,耗油量也较大。

(6)集中润滑 集中润滑主要用于设备中有大量的润滑点或整个车间、整个工厂的润滑系统。采用集中润滑可以减少维护工作,提高可靠性。

稀油集中润滑系统包括全损耗性系统和循环系统。全损耗性系统又称压力强制润滑,是由主机上的转轴、凸轮或其他传动机构带动附装在主机上的油泵或润滑器向各润滑点强制供油,润滑油不再流回油池循环使用。例如,活塞式空气压缩机的气缸、蒸汽机车、电动空气锤等;压力循环润滑系统可适用于单台机器的多点润滑或多台机器组成的生产线的润滑,需有成套的润滑站装置,其可自行设计或选用标准的装置。

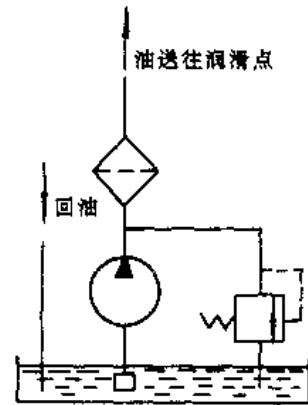


图 9-9 压力循环润滑系统

润滑脂集中润滑分手动及自动两种;按管路数目又分单线及双线两种。手动润滑脂集中润滑系统一般工作压力为 7MPa,润滑点不多于 30 个,润滑区半径为 2~15m;自动润滑脂系统的工作压力较大,润滑点可达几百个,润滑区半径为 5~120m。

(7)油雾润滑 将含有雾状油粒的空气,通过管路送到各润滑部位,形成和保持所必须的一定厚度油膜,是一种自动集中的润滑方式。一般将油雾颗粒尺寸为 1~3 μm ,空气压力为 0.3~0.5MPa 的润滑系统称为油雾润滑系统;将油雾颗粒尺寸为 50~100 μm ,空气压力为 0.4~0.8MPa 的润滑系统称为油气润滑。干油喷射润滑是以压缩空气为喷射动力源,每次喷射一定量雾状润滑脂到各润滑点中。

喷雾润滑的优点是油雾能弥散到所有需润滑的摩擦表面,容易带走热量,降低摩擦副的工作温度,提高工作寿命和极限转速。因油雾有一定的压力,可避免外界的杂质、尘屑和水进入。缺点是排出的空气中含有悬浮油粒,对环境有污染;油雾的稳定性受温度影响大。

(8)覆盖膜润滑 用固体润滑剂覆盖在摩擦副表面,成为具有自润滑能力的干膜。成膜的方法很多有溅射、真空沉积、离子镀、喷镀、黏结、挤压等。不论用什么方法成膜,要求膜的摩擦系数低,耐磨寿命长,与金属的黏附力强,并有好的抗腐蚀能力和承载能力。

2. 典型机械零部件润滑方法的选择

(1)滑动轴承的润滑 滑动轴承绝大多数用润滑油润滑,只是在轴颈的圆周速度小于 1~2m/s 时才用润滑脂。在特别高速时可用气体润滑剂(如空气)。当工作温度特别高或特别低时,可用固体润滑剂。

润滑方式可按下式求得的 K 值选取

$$K = \sqrt{\rho v^3} \quad (9-4)$$

式中 ρ ——轴颈的平均压强,MPa;

v ——轴颈的圆周速度,m/s。

通常, $K \leq 1900$,用润滑脂润滑; $K = 900 \sim 16000$,用针阀油杯润滑; $K = 16000 \sim 30000$,用油杯或飞溅润滑,需要用水循环冷却; $K > 30000$,用压力喷油润滑。

(2)滚动轴承的润滑 滚动轴承约有 85% 是用润滑脂润滑,主要是使用方便,并有一定空间存方润滑脂。

润滑方式主要根据不同的 dn 值选取, d 为轴承内径(mm), n 为转速(r/min)。当 $dn < 15 \times 10^4 \sim 20 \times 10^4 \text{mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 时均可使用润滑脂润滑, 但需注意轴承的工作温度必须低于润滑脂滴点 $20 \sim 30^\circ\text{C}$, 否则会使脂的寿命大幅度降低。

滚动轴承不同润滑方式的 dn 值界限见表 9-9。

表 9-9 不同润滑方式的 dn 值界限 $\times 10^4 \text{mm} \cdot \text{r}/\text{min}$

轴承类型	润滑脂	润 滑 油			
		油浴	滴油	喷油	油雾
深沟球轴承	16	25	40	60	>60
球面球轴承	16	25	40	-	-
向心推力球轴承	16	25	40	60	>60
短圆柱滚子轴承	12	25	40	60	>60
圆锥滚子轴承	10	16	23	30	-
球面滚子轴承	8	12	-	25	-
推力球轴承	7	10	-	-	-

(3) 齿轮传动的润滑 润滑方式主要取决于齿轮圆周速度的大小。一般圆周速度较低时, 采用人工加油或压力加油润滑。对于闭式齿轮传动, 当圆周速度 $v < 10 \text{m}/\text{s}$ 时, 常采用浸油润滑, 当 $v > 10 \text{m}/\text{s}$ 时, 可采用喷油润滑, 当 $v \leq 25 \text{m}/\text{s}$ 时喷油嘴位于轮齿的啮入边和啮出边均可; 当 $v > 25 \text{m}/\text{s}$ 时, 喷油嘴应位于啮出边。

(4) 蜗杆传动的润滑 对于闭式传动, 一般可根据表 9-10 的滑动速度, 选取不同的润滑方式。若采用喷油润滑时, 喷油嘴设在蜗杆啮入端; 若蜗杆双向回转时, 两边都应有喷嘴。对于速度低或开式传动可采用润滑脂润滑。

表 9-10 闭式蜗杆传动的润滑方式选择

滑动速度 $v_s / (\text{m}/\text{s})$	0~5	5~10	10~15	10~25	>25
润滑方法	油浴	喷油 或油浴	喷油压力 / MPa		
			0.07	0.2	0.3

(5) 链传动的润滑 润滑方式可根据链轮节圆直径和转速由图 9-10 选取。

(6) 导轨的润滑 导轨分滑动导轨和滚动导轨两类, 滚动导轨多采用润滑脂润滑, 而滑动导轨在一般情况下都采用润滑油润滑, 在某些特殊情况下, 也采用固体润滑剂润滑。机床导轨的润滑方法选择见表 9-11。

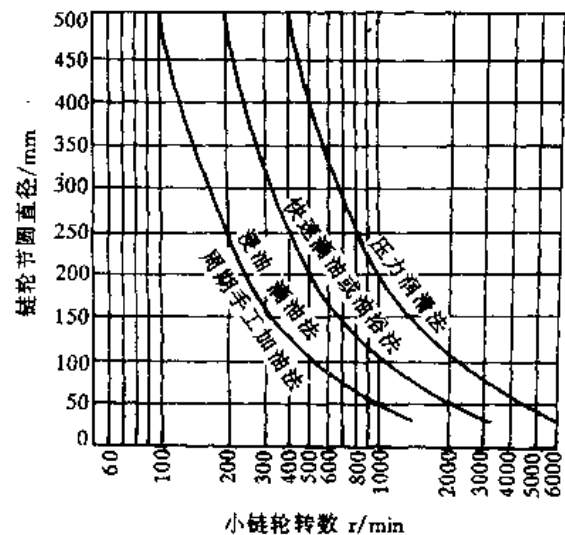


图 9-10 链条润滑方式的选择

表 9-11

机床导轨润滑方式

导轨类型	润滑方式	说明
普通滑动导轨	油绳、油轮、油栓、压力循环 由液压系统供油 油雾 用脂枪或压盖脂杯注入润滑脂	适用于普通机床 适用于各类磨床 要求工作面无切屑 用于垂直导轨和偶尔有慢速运动的导轨
静压导轨	在高压下,将润滑油或空气,经控制阀送到滑动面	摩擦很小,没有爬行,同时有较高的局部刚度, 要求工作面无切屑
滚动导轨	下滚动面应恰好接触油槽中的润滑油 将润滑脂组装好,并应有添脂装置	必须防止污染

9.3.4 润滑系统设计

1. 润滑油集中润滑系统设计

润滑油集中润滑系统通常由油箱、油泵、滤油器、油冷却器、单向阀、截止阀、溢流安全阀、压力继电器、加热器、管路、温度、压力及液面指示器和控制仪表等组成。整个润滑站安装在油箱的顶部及周围,形成一个整体。一般压力、温度及流量均可控制,如果出现不正常现象可发出报警信号。图 9-11 为 XYZ-16~125 稀油站的系统图。我国标准稀油站有 XHZ-6.3~XHZ2000 系列,公称压力为 0.63MPa。

稀油站的设计步骤:

(1) 根据工作要求和工况及环境条件收集必要的参数。其中有几何参数,包括润滑点的位置、摩擦副的有关尺寸等;工况参数,包括速度、载荷、功率等;环境条件,包括温度、湿度、有无砂尘等;运动性质,包括连续、间隙、变速等

(2) 计算各润滑点润滑油消耗量,即计算各摩擦副为克服摩擦而消耗的功率和产生的热量,以及带走这些热量所需的油量。

(3) 计算及选择油泵。根据系统所消耗的润滑油总量,确定油泵的最大流量 Q 和工作压力 p ,选择油泵的类型和相应的电动机。

$$\text{工作压力 } p \quad p \geq p_1 + \Delta p \quad (\text{MPa}) \quad (9-5)$$

式中 p_1 ——润滑点压力, $p_1 = 0.05 \sim 0.06 \text{MPa}$;

Δp ——为包括管路的沿程损失和各种局部损失在内的压力损失。

$$\text{流量 } Q \quad Q \geq K \sum_{i=1}^n Q_i \quad (\text{L/min}) \quad (9-6)$$

式中 Q_i ——各润滑点所需油量, L/min;

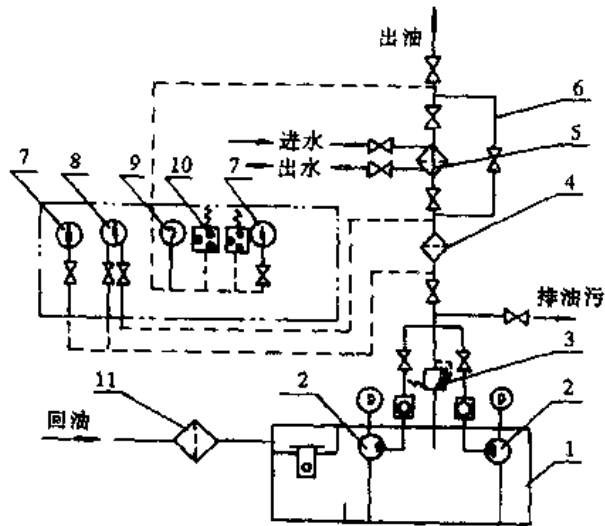


图 9-11 XYZ-16~125 型稀油站系统图

- 1—油箱 2—油泵 3—阀 4—滤油器
5—冷却器 6—旁路 7—压力表 8—差压计
9—温度计 10—压力继电器 11—磁过滤器

K ——考虑漏损、泵的磨损及计算误差的系数,取 $K=1.0\sim 1.5$ 。

$$\text{油泵功率 } P_e = \frac{pQ}{612\eta} \quad (\text{kW}) \quad (9-7)$$

式中 η ——油泵总效率。

$$\text{油箱容量 } V = \frac{4}{3} \times \frac{Q_p t}{1000} \quad (\text{m}^3) \quad (9-8)$$

式中 Q_p ——油泵额定流量, L/min;

t ——油在油箱中停留时间。

$$\text{油管直径 } d \geq 4.6 \sqrt{Q/v} \quad (\text{mm}) \quad (9-9)$$

式中 v ——流速(m/s),常取送油管为 $1\sim 5\text{m/s}$;支油管为 $1\sim 2\text{m/s}$;回油管为 $0.3\sim 1\text{m/s}$;吸油管为 $1\sim 2\text{m/s}$ 。

上面公式中的 Q_i 和 t 可查阅有关手册和资料。

2. 润滑脂(干油)集中润滑系统设计

图 9-12 为自动双线式干油的集中润滑系统。一般包括电动干油泵、电磁换向阀、过滤器、给油器、贮脂筒、管管及检测仪表等组成。

目前我国干油集中润滑系统的工作压力有:低压 $7\sim 10\text{MPa}$;中压 20MPa ,高压 $31.5\sim 40\text{MPa}$ 。

干油集中润滑系统的设计步骤

(1) 计算各润滑点润滑脂的总消耗量 每个润滑点所用给油器的供脂量 Q_i 为

$$Q_i = qAt \quad (\text{cm}^3) \quad (\text{每支管} \cdot \text{每行程}) \quad (9-10)$$

式中 q ——润滑点单位消耗定额, $\text{cm}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$;

A ——摩擦面积, m^2 ;对于轴承 $A = \pi dl$, d 为轴承直径, l 为轴承长度。

t ——工作循环时间,取决于摩擦表面的特点和工作条件,常取 $0.5\sim 4\text{h}$ 。

(2) 润滑站的形式、大小和数量选择 润滑点数目小于 $30\sim 40$ 个,输脂主管延长度为 $2\sim 15\text{m}$,润滑周期较长,可采用手动润滑站或多点干油泵。若润滑点多,或机器工作繁重,应采用自动干油润滑站。

自动干油润滑站的润滑点可达 500 个以上,输脂长度可达 120m ,其供油能力可按下式计算

$$Q \geq \frac{\sum n_i Q_i}{t\eta} \quad (\text{cm}^3/\text{min}) \quad (9-11)$$

式中 n_i ——给油器数量;

t ——每个周期电动机工作时间, min;

η ——油站利用效率, $\eta \approx 0.75\sim 0.90$ 。

(3) 计算输脂管路的压力损失,各种因素引起总的压力损失很难计算,一般取 $4\sim 6\text{MPa}$ 。

3. 油雾润滑系统设计

典型的油雾润滑系统如图 9-13 所示。

油雾润滑系统的设计步骤

(1) 计算各润滑点所需的油雾量 首先计算各机械零件所需油雾量,称为润滑单位,用 LU 表示,然后把所有零件的润滑单位(LU)相加,得到系统总的载荷量(LUL)。表 9-12 给出

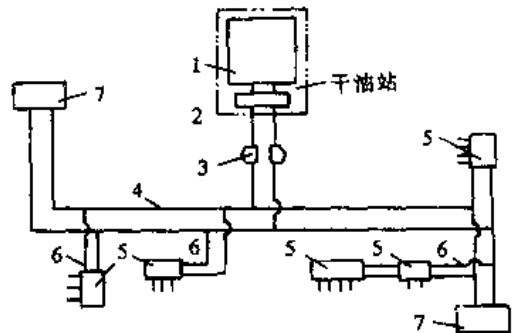


图 9-12 自动双线式脂的集中润滑系统

- 1—干油泵 2—电磁换向阀 3—干油过滤器
- 4—主油管 5—给油器 6—支油管
- 7—压力操纵阀

了一些典型零件的润滑单位。

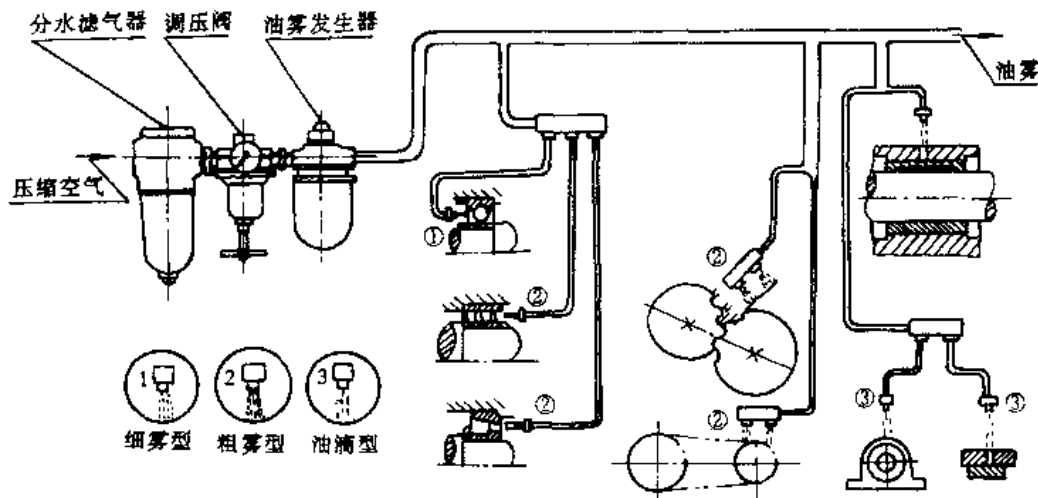


图 9-13 油雾润滑系统

表 9-12

一些典型零件的润滑单位

LU

零件名称	计算公式	说 明
滚动轴承	$4dKz \times 10^{-2}$	d —齿轮、链轮、滚珠丝杠的节圆直径,或轴承的孔径(mm);
滚珠丝杠	$4d[(z-1)+10] \times 10^{-3}$	D —凸轮的最大直径(mm);
径向滑动轴承	$2Kbd \times 10^{-4}$	b —滑动轴承、齿轮、蜗轮、凸轮、滑板支承或链条的宽度(mm);
齿轮系	$4b(d_1+d_2+\dots+d_n) \times 10^{-4}$	l —滑板支承长度(mm);
齿轮副	$4b(d_1+d_2) \times 10^{-4}$	L —链条长度(mm);
蜗轮蜗杆副	$4(d_1b_1+d_2b_2) \times 10^{-4}$	n —转速(r/s);
齿轮—齿条	$12d_1b \times 10^{-4}$	p —链条节距(mm);
凸 轮	$2Db \times 10^{-4}$	z —滚珠或滚子的排数,链条的排数;
滑板-导轨	$8lb \times 10^{-5}$	K —轴承载荷系数
滚子链	$dpzn^{1.5} \times 10^{-5}$	$F_N/bd < 0.7\text{MPa}, K=1;$
齿形链	$5dbn^{1.5} \times 10^{-5}$	$F_N/bd = 0.7 \sim 1.5\text{MPa}, K=2;$
输送链	$5b(25L+d) \times 10^{-4}$	$F_N/bd = 1.5 \sim 3.0\text{MPa}, K=4;$
		$F_N/bd = 3.0 \sim 3.5\text{MPa}, K=8;$
		F_N —轴承载荷(N)

(2)喷嘴尺寸的选择 喷嘴为凝缩喷嘴,可根据计算出的定额润滑单位和凝缩喷嘴的特性曲线进行选择。凝缩嘴按凝缩效果不同分三类:细雾型(油粒约 $5\mu\text{m}$),适用于球轴承;粗雾型(油粒约 $30\mu\text{m}$),适用于滚子、齿轮和链传动等;油滴型(油粒约 $45\mu\text{m}$),适用于滑动轴承、滑动面等。不同尺寸的凝缩喷嘴可从有关手册和样本中查到。

(3)管道尺寸选择 根据每段管道上实际喷嘴的定额润滑单位之和作为配管载荷,可按表 9-13 选取相应的管子尺寸。

表 9-13

管子尺寸

mm

喷嘴载荷量(以润滑单位计)		10	15	30	50	75	100	200	300	500	650	1000
管 径	钢管(外径)	6	8	10	12	16	20	25	35	40	50	63
	钢管(内径)	-	6	8	10	-	15	30	25	32	40	50

注:钢管按 GB1527~1528-87,铜管按 GB3091~3092-82。

(4)选择油雾润滑装置 根据系统的润滑单位总载荷量(LUL),计算出总耗油量 Q (cm^3/h),然后可选取相应的油雾润滑装置。

$$Q = 0.25(LUL) \quad (9-12)$$

(5)计算空气消耗量 将所有凝缩嘴和喷孔的润滑单位定额加起来,可得到凝缩嘴总载荷量(NL),空气消耗量 q (m^3/h)可按下式计算

$$q = 0.015(NL) \times 10^{-3} \quad (9-13)$$

(6)选择润滑油 当使用黏度较高(大于 $460\text{mm}^2/\text{s}$, 40°C)润滑油以及环境温度变化较大时,须考虑在油箱中设置空气加热器,在使用低黏度润滑油时则不需要设置空气加热器。系统中应避免使用石蜡基润滑油。关于润滑油的选择,可根据设备要求及润滑系统说明书等资料进行。

第 10 章 机械动态设计

随着工业、农业、国防与科学技术的发展,对机械设备提出了越来越高的要求,尤其要求设备具有更高的精度和自动化的性能,使用传统的经验类比法和静态设计法已经不适应需要,而必须采用反映设备实际情况的动态设计技术。

所谓机械动态设计,指的是机械结构和机器系统的动态性能在其图纸设计阶段就得到预测和优化,整个设计过程实质上是运用动态分析技术,借助计算机分析、计算机辅助设计和仿真来实现的。从而改变那种通过经验设计——样机试制——样机测试——改进设计——再试制——再测试的方法,达到缩短设计周期,提高效率和设计水平的目的。

动态设计的理论体系正在逐步完善,本章就动态设计的基本原理及有关方法作一介绍,并辅以实例来说明动态设计的过程,力图使读者掌握动态设计的基本思想和目前较成熟的方法,成为读者在实际设计中应用和深入研究的基础。

10.1 动态设计的有关概念和基本思想

10.1.1 动刚度

机器是一个弹性系统,在一定条件下受到交变激振力的作用而产生振动,从而影响到机器的工作精度和使用寿命。组成机器的零部件的抗振性能如何,直接影响到整个机器的振动稳定性。提高机械结构动态性能及抗振性能的关键是提高其动刚度,机械结构动态设计的核心就是如何设计出动刚度较高的结构。

1. 动刚度的定义

动刚度 K_D 是衡量机器和结构抗振能力的常用指标,在数值上等于单位振幅所需的动态力,即

$$K_D = \frac{F}{A} \quad (\text{N/mm}) \quad (10-1)$$

为了研究问题方便,采用单自由度系统动刚度表达式,来定性地分析影响动刚度的各种因素。单自由度振动系统受简谐激振力作用时,其动刚度可用下式表示

$$K_D = \frac{F}{A} = K \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (10-2)$$

式中 F ——激振力幅值, N;

A ——振幅, mm;

K ——系统的静刚度, N/mm;

ω ——激振力的角频率, rad/s;

ω_n ——系统的固有角频率, rad/s;

ζ ——系统的阻尼比。

其中

$$\omega_n = 2\pi f_n$$
$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

f_n ——系统的固有频, Hz。

从式(10-2)中可以看出提高结构动刚度的措施是:提高静刚度、提高固有频率及增加系统的阻尼比。提高静刚度的方法是合理设计结构的截面形状和宽高比,合理设置结构的肋条和肋板以及注意提高联结刚度等。

2. 提高动刚度的措施

除了采用提高静刚度的方法来提高结构的动刚度外,主要是采用提高系统的固有频率和增加阻尼比。

(1)提高固有频率 从式(10-2)可以看出,为了提高系统的动刚度,必须避免 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 的比值等于或接近于1。而每一种机器的工作特性决定了这种机器的激振力频率范围,一般不易改变。当所设计的结构的固有频率低于外激振频率时,在机器启动或停车时,激振力必然在低频区产生共振而破坏了机器的振动稳定性。因此,避免产生共振的最好方法之一就是提高机械结构的固有频率,使结构在远离固有频率的较低频区工作。

从公式 $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$ 中可以确定,提高结构固有频率的主要方法是在提高静刚度的同时,尽量减小结构的质量,尽可能减小结构的壁厚。其方法有:

①用焊接结构代替铸造结构。铸造壁厚受到最小壁厚的限制,加上铸造工艺及铸造涨箱的影响,使结构实际壁厚一般均超过设计壁厚。在其他条件相同时,钢结构的固有频率比铸造结构的固有频率高41%~58%。统计数据表明,同样性能和结构的焊接结构比铸钢结构的质量轻10%~15%,比铸铁结构轻20%~25%。

②采用薄壁和肋(又称筋)代替机械结构的厚大部分(在保证强度的条件下)来减轻结构的重量,提高其动刚度。关于如何加肋,请参看有关设计资料。

③采用双壁结构。双壁结构是指每一侧由双层钢板组合成的结构。双壁结构具有重量轻,静刚度及固有频率高等特点,常常用于飞机设计和重型落地镗铣床立柱等的设计。采用双壁结构时固有频率可提高2~5倍。

(2)增加结构阻尼 阻尼能力是决定机械结构共振时振幅大小的主要因素,对动刚度影响很大。试验表明,在压力作用下接触表面的微小相对摩擦所产生的阻尼作用,可以消耗振动能量而使振幅衰减。灰铸铁的阻尼值高于钢就是由于灰铸铁的片状石墨所产生的内摩擦阻尼所致。钢制机械结构增加阻尼的办法可采用合理的焊接结构。图10-1中(a)是灰铸铁,(b)是钢板,(c)是不相接触的两块钢板,(d)是经过四点点焊接的两块钢板,(e)是使结构的两块钢板在结合面处连结起来,将两块钢板周边环形塞焊焊在一起。从图中的振幅衰减曲线对比得出:使用环焊缝将两块钢块贴合很好的(e)的结构阻尼是灰铸铁的30多倍,说明合理设计焊接结构可以弥补钢材自身吸振动力差的弱点;比较(a)和(b)结构,说明铸铁的减振能力优于钢,点焊而成的(d)结构也达到灰铸铁的减振能力。

以上试验说明,在动态激振力作用下,结构的减振能力是由于接触表面两部分的相对运动而产生摩擦消耗能量造成的,接触面积越大,接触面间的压力越大,其阻尼就越大。增加结构

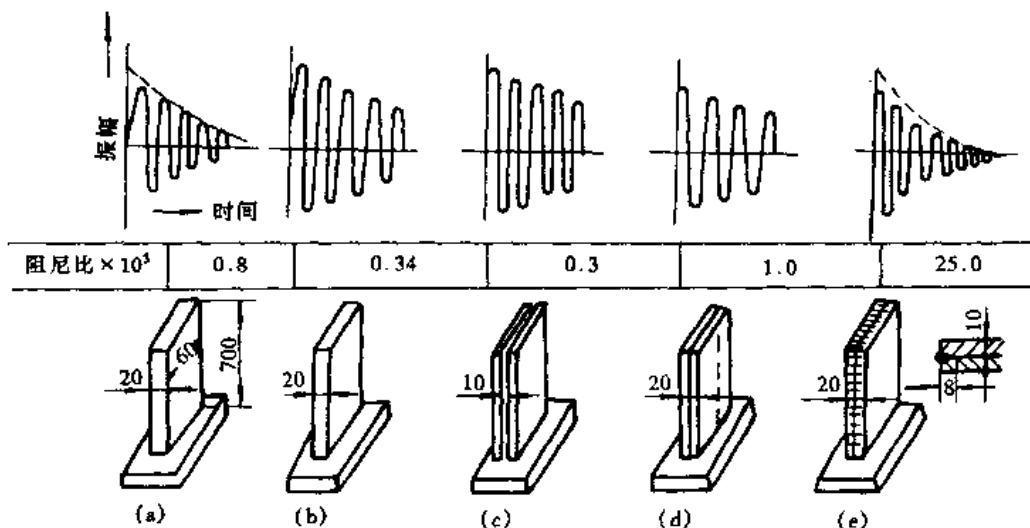


图 10-1 材料阻尼与结构阻尼比较
(弯曲振动, 振幅 $A \leq 50 \mu\text{m}$)

阻尼可采取以下措施:

①适当采用断续焊缝和吸振接头,提高机械结构的抗振能力。断续焊缝的振幅衰减快,减振能力强,但静刚度较低。这是由于在焊缝中断处,未焊的两个构件之间产生了摩擦而形成阻尼作用的结果。因此,在焊接结构设计中,壁板与肋之间和肋与肋之间的角焊缝,在强度允许的情况下,若对整体刚度影响不大时,可以考虑采用断续焊缝来增强焊件的抗振能力和动刚度。

关于焊缝的吸振接头请查阅有关焊接手册。

②焊接结构内部充填混凝土来增加阻尼,铸造结构内部保留型芯的方法增加阻尼,提高结构的动刚度。有资料表明:混凝土的阻尼 5 倍于铸铁,15 倍于钢。在镗床立柱的模型实验中,充填混凝土结构的共振振幅是空心结构的 $1/3$,是铸铁件的 $1/2$ 。

③选用内阻尼较大的材料制造结构。上面提到的以混凝土作为充填材料来增加阻尼,但作为结构的材料必须具备足够的抗拉、抗压和抗弯强度,与钢和铸铁相比,混凝土的弹性模量只有它们的 $10\% \sim 1\%$ 。为了克服其脆性,可把短纤维材料均匀地混合在混凝土中,称为纤维增强混凝土。为了消除混凝土变干后的收缩现象,在混凝土结构中可以加入不同截面的钢筋或采用预应力混凝土。混凝土结构适用于受压均匀,截面积大,减振性能要求高的结构,但必须解决水、水泥和砂粒的比例等问题。图 10-2 为预应力钢筋混凝土液压机机架,由于施加了预应力,使混凝土在受压状态下工作时,具有一定的承受动载作用的能力。

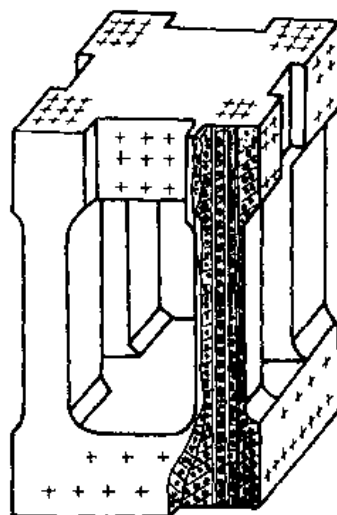


图 10-2 预应力钢筋混凝土液压机机架

在焊接结构中,可采用减振合金和减振钢板作为机械结构材料。典型的减振合金有铁素体不锈钢,锰铜合金等。锰铜合金和铁素体不锈钢也可作为减振钢板来使用,用于制造不承受大载荷的齿轮箱盖及易于产生噪音的零部件,效果是很

好的。

10.1.2 临界转速

机器或机械传动部分的轴系是一个具有无穷多个自由度的弹性系统,因而具有无穷多个固有频率。当轴系旋转角速度与系统的某一固有频率之一重合时将会发生共振,有可能使转动部件和支承它的固定部件承受过大的载荷,或者引起过大的变形,使密封、轴承等失效。在习惯上,把发生共振时的转速称之为临界转速。

1. 旋转轴的临界转速

旋转轴在某一速度下运转时,是处于不稳定的状态,很容易产生大幅的横向振动,这种现象是共振的结果。一根旋转轴的临界转速是轴在横向做自由振动时的固有频率。

图 10-3 为具有一个圆盘的轴。为了简化起见,忽略轴的质量。假定 C 是圆盘的质心, e 是圆盘质心 C 相对于旋转轴的偏心距,即 C 点到轴线的距离。在旋转时,由于偏心距的作用,圆盘的离心力将使轴产生变形,变形的大小用 x 表示。设轴的长度为 l ,轴的两端为铰接;轴是等截面的,其截面惯性矩为 I ;圆盘在两个支座的中央。则轴的横向弯曲刚度如式(10-3)所示。

$$K = \frac{48EI}{l^3} \quad (10-3)$$

式中 E ——轴的弹性模量。

根据牛顿第二定律,可以得出关于 x 的运动方程式

$$m(x + e)\omega^2 = Kx \quad (10-4)$$

式中 m ——圆盘质量,kg;

ω ——轴的旋转角速度,rad/s。

由式(10-4)可以得出

$$x = \frac{e}{\frac{K}{\omega^2 \cdot m} - 1} \quad (10-5)$$

又因 $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$,由式(10-5)可知,当 $\omega \rightarrow \omega_n$ 时, $x \rightarrow \infty$ 。因此, $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$ 为旋转轴的临界转速。

带有数个圆盘的旋转轴的临界转速可以用有限元法计算,将在 10.2 节中讨论。

2. 影响旋转轴临界转速的因素

①临界转速值与轴系的结构特征。例如转子的几何尺寸、支承间跨距、材料的弹性模量、联轴器的质量和刚度,以及支承座、底板、基础的动刚度、轴承、密封的动特性(例如油膜)等因素有关。一般来说提高轴系的动刚度可以提高临界转速。但这些因素的影响较复杂,不能用简单的表达式说明其间的定量关系。在方案设计阶段,通常需要对多个方案的临界转速分析计算进行比较选择。

②单个转子的临界转速与多转子系的临界转速和振型,二者之间是不相同的。这与各转子之间的联结条件有关,不能用简单的关系式来表示。一般来说,在设计时应分别进行计算。

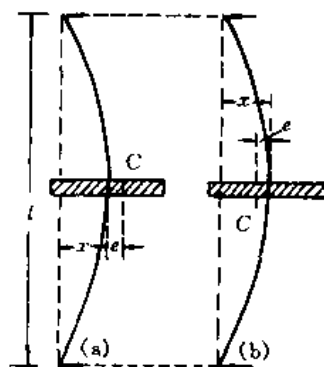


图 10-3 分析旋转轴的临界转速示意图

③从理论上说,轴系具有无穷多阶临界转速,但在工程上有意义的是前几阶临界转速。如果最高工作转速低于第一阶临界转速 0.7 倍,则在设计时可认为不存在临界转速问题。

近年来,随着旋转机器向大型化、轻量化方向发展,由于结构、材料、经济性等方面的原因,相当多的机器采用挠性转子,工作转速超过了第一阶临界转速,有的超过第二阶临界转速。在分析计算时支承是不能作为绝对刚性来处理。为使机器安全可靠,在轴系方案设计和部件设计中必须考虑临界转速问题。

10.1.3 动平衡技术

振动理论的一个最重要的应用,就是用来解决平衡的问题。我们知道,如果旋转物体的旋转轴和物体的惯性主轴相重合,那么这个旋转物体就不会对支座产生交变干扰力。但是被加工的零件,很难满足这个条件,主要是由于尺寸不精确,材料不是绝对地均匀,使质量分布存在偏心,会产生周期变化的干扰力而引起振动。要想消除振动,使机械运转起来没有声响,就必须设法平衡。对于高速转动的机械,平衡的重要性更为突出,很轻微的不平衡可能产生很大的干扰力。

1. 静平衡和动平衡的概念

为了说明各种不平衡情况,以图 10-4 所示的转子来分析不平衡状态。

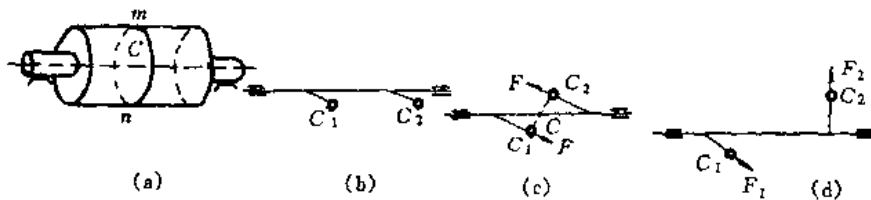


图 10-4 转子不平衡分析

设将图 10-4 的转子以 mn 截面分为两部分,如图 10-4(a)所示。这个转子可能出现以下三种情况:

①两部分的重心处于同一轴面内,并在回转轴的同侧,如图 10-4(b)所示。其结果整个转子的重心 C 也必然在同一平面上,离回转轴有一定的距离。这种情况称为静平衡。因为这种不平衡用静力试验就可以发现。静平衡实验就是把转子放在两端绝对水平的平行轨道上,如果整个转子的重心 C 离开轴线一定距离(图 10-4(b)),那么转子就在滚道上滚动,直到其重心滚到最低的位置为止。

②两部分的重心处于同一个轴面内,但在轴线的两侧如图 10-4(c)所示,设整个转子的重心 C 恰好在回转轴线上。这时转子是静平衡的,但在转动时,离心力 F 就组成一个扰动的力偶。这个力偶随着转子旋转,使底座产生振动,这种情况称为动不平衡。

③在最一般的情况,重心 C_1 与 C_2 在两个不同的轴面内,当转动时,一个由离心力 F_1 与 F_2 所组成的力系将作用在回转体上(图 10-4(d))。这种力系总可以简化为一个在轴面上的力偶和一个径向力。也就是静动都不平衡。

无论是哪一种情况,只要在所选的两个与轴垂直的平面内加上两块配重,完全可以达到平衡的目的。关键是要确定不平衡力的大小与位置,要想确定不平衡力的大小与位置可用不同类型的平衡机。总之在设计高速转子时,要考虑平衡问题。

2. 刚性旋转零件的平衡

对于轴向长度较小的薄盘形旋转零件,例如轮盘、砂轮、齿轮、汽车轮胎等,不平衡惯性力偶一般可忽略,只要在一个校正平面上加上校正配重,在低速平衡机上就可进行平衡。对于平衡精度要求不高的其他情况也可以在静平衡机上进行静平衡。

3. 刚性转子的平衡

对于轴向长度较大的旋转零件,例如轴类、滚筒、厚齿轮以及在轴上安装有各种旋转零件的刚性转子,一般情况下,不仅有不平衡惯性力,还有不平衡惯性力偶。刚性转子是指从零到最高工作转速范围内,转子本身可以看成是刚体,即弹性挠曲很小可以忽略的转子。在工程上通常可把最高工程转速低于第一阶临界转速 0.7 倍的转子看成为刚性转子。对于刚性转子平衡时,平衡转速的高低没有什么关系,不必要求在工作转速下平衡,如果平衡设备的灵敏度足够,一般可在低速下平衡。

4. 挠性转子的平衡

(1) 挠性转子 通常是指工作转速大于第一阶临界转速 0.7 倍的转子。由于挠性转子本身在旋转时的动挠度,会对转子的平衡状态产生重要影响,而转子的动挠度曲线随着转速而改变,因此刚性转子的平衡方法一般是不适用的。

(2) 不考虑阻尼时,挠性转子的前三阶振型 对于支承在各向同性的轴承上的挠性转子,转子挠曲主振型是绕转子轴线旋转的平面曲线。对于两端弹性支承的单转子,最低阶的三个主振型如图 10-5 所示。

如果支承刚度很小,还可能出现转子的刚性振型,这时转子转动时并无明显的挠曲,转子轴绕轴承中心线旋转,轨迹是圆柱面或圆锥面。

(3) 校正配重(质量)对振型的影响 如图 10-5 所示,在 P_2 平面上加一集中质量,对第二阶振型无影响;同样,在 P_1 平面或 P_4 平面加集中质量不影响第三阶振型,相反,在 P_3 平面上加集中质量对第一阶振型的影响最大。

(4) 多转子的平衡 在单根转子做好平衡的基础上,把多个转子联在一起时,由于联轴器的装配、加工误差,联轴器本身和联轴结部分的刚度等因素的影响,在有些情况下,需要进行多转子联在一起后的平衡。

(5) 振型平衡法 挠性转子的平衡方法基本上可分为两种:振型平衡法和影响系数平衡法。在这两种基本平衡方法的基础上派生出几个挠性转子的平衡方法。下面对振型平衡法加以介绍。

根据挠性转子振型正交原理的一种平衡方法。转子不平衡量的轴向分布和转子挠动度都可以按各阶振型分量进行分解。由正交原理,每个振型的振动只能由相应的振型不平衡量所引起。若最高工作转速下有 n 个临界转速,分别在各阶临界转速附近对相应的阶的振型不平衡量进行校正,转子就可以在整个工作转速范围内平稳地运转。

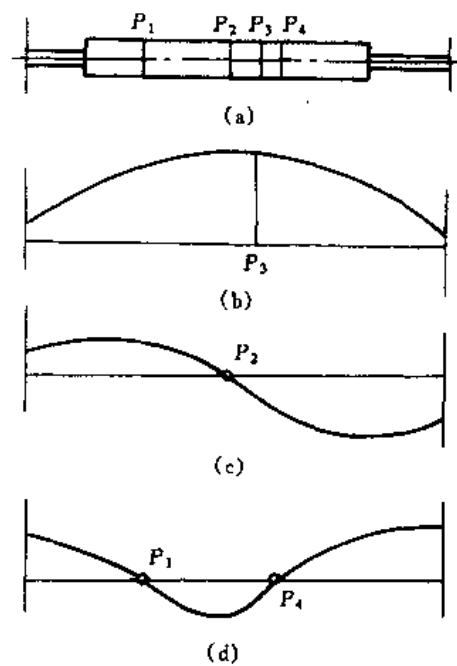


图 10-5 主振型

10.1.4 动态设计原则和步骤

1. 动态设计原则

动态设计的目标是在保证机械满足其功能要求的条件下具有较高的动刚度,也就是具有良好的动态性能,使其经济合理、运转平稳、可靠。这就要求设计者从总体上把握机械结构的固有频率、振型和阻尼比,通过动态分析找出薄弱环节来改进设计。以下是一些具体的原则。

- ①避开共振,避开率为 $-15\% \sim 20\%$;
- ②降低机器运行过程中的振动幅度;不同的机器设备根据本身的特性提出具体的要求;
- ③结构各阶模态刚度最大,并且尽量接近相等;
- ④结构各阶模态阻尼比要尽量提高;
- ⑤避免零件疲劳破坏;
- ⑥提高振动稳定性,应掌握稳定性判据,避免失稳。

具体设计时,以上述为基本原则,应根据具体设备的要求,给出动态设计指标。

2. 动态设计步骤

动态设计步骤概括起来大致如下:

(1)建立机械结构或机械系统的动力学模型 根据设计图纸建立力学模型,也可以应用试验模态分析技术建立结构的试验模型。目前广泛使用的为有限元力学模型,其中包括单元类型的选取,及边界条件的正确处理。

(2)动态特性分析 建立了结构的数学模型之后,求解其自由振动方程可得到结构的振动固有特性。引入外部激励进行动力响应分析。有时,还需进行振动稳定性分析。目前通常使用的动态特性分析方法是有限元法。将机械结构的有限元模型送入有限元分析软件包,即可得出结构的前几阶固有频率及相应的振型。

(3)动态设计指标的评定 根据该系统或结构在设计时提出的动态设计原则,对机械系统或结构的动态性能进行评定。

(4)结构修改和优化设计 如果结构的某些指标没有满足动态设计原则的要求,或者要进一步改善其动态性能,则根据要求改进原来的设计,转到步骤(1)从新开始动态设计,直至满足要求为止。

动态分析的主要任务是识别机械系统或结构的固有振动特性,即固有频率和振型,避免所设计的系统产生共振;了解产生共振时的振动特性,修改设计。这是系统和结构动态设计的基础,其他的动态分析问题,如动态响应预估、载荷识别及油膜振荡所引起的振动稳定分析等,在这里不进行讨论,有兴趣的读者可以查阅有关专门动态设计的文献资料。

动态分析技术有两种基本方法:试验方法与分析计算方法。动态试验目前应用最广泛的是试验模态分析,分析计算一般采用有限元法。这两种方法都已经发展得比较成熟,有不少商品化的软件系统可以解决许多工程实际问题。本章主要讨论用有限元法对系统和结构的固有振动特性进行分析计算。

10.2 轴类部件动态分析与设计

10.2.1 轴类部件动态分析

轴类部件,特别是传动轴部件是机器的关键部件,直接关系到机器的性能好坏。轴类部件

动态性能的良好与否,主要是看它的抗振能力如何,即动刚度如何。

轴类部件受迫振动的干扰力主要来自轴上的不平衡旋转零件所产生的周期变化的惯性力。由于强迫干扰的简谐力引起轴的振动,加工时会影响加工件的粗糙度,精度和生产率等。我们都知道,当干扰频率与轴部件的某阶固有频率相近和相等时,将使振幅剧增。所以轴类部件的各阶固有频率是一个设计指标,设计时应使固有频率远离激振频率。计算轴类部件的动态性能就是进行固有频率和振型分析。

首先从整机中把轴类部件分离出来,作为一个个独立的振动系统来分析。

1. 有限元模型的建立

从图 10-6 的例子中可以看出,轴类部件主要由三大部分组成:轴、支承及传动件。按轴各段直径大小和轴上不同零件,把它离散成若干个单元,组成有限元模型。各单元的动力学模型分类是根据实际情况确定的。图中有 13 个单元,13 个节点。单元①,②,③,⑤,⑥,⑦,⑨,⑩,⑪和⑬为等截面梁单元,在节点 4,5,7,8,9 处有集中质量,支承单元为④,⑧,⑫。在某些情况下,根据需要应建立结合面单元,也可根据要求将单元细分,单元划分得越细越符合实际情况,计算结果就越精确。

特别强调的一点是,轴承类的支承单元与有限元分析中的边界单元相对应;结合面单元与伪单元相对应。为了简化起见,常略去结合面单元。另外,在计算轴的固有频率时,阻尼可略去,只有在计算动态响应时,才将阻尼的影响考虑进去。这样,图 10-6 所示主轴的有限元模型有 10 个等截面梁单元和 3 个边界元。

2. 有限元动态分析的数据准备工作

无论使用何种计算软件,自编的或者现成的软件,在进行梁单元的动态分析时,必须进行下面的数据准备工作。

- ①选取计算总体坐标,确定模型中所有节点的坐标;
- ②确定组成每一个单元的节点号;
- ③计算出每一个单元的横截面面积、扭转惯性矩 I_p ,弯曲惯性矩 I ;
- ④确定材料特性:弹性模量 E ,泊松比 μ 和质量密度 ρ ;
- ⑤确定每一个边界单元的扭转刚度和抗压刚度或称轴承的径向刚度。

以上数据准备结束后,可根据所使用的计算软件的要求,书写成规定的格式,然后可进行动态计算,得到结构的固有频率和相应的振型。

3. 轴承刚度及阻尼的确定

到目前为止,有关轴承的刚度和阻尼的数据还很不完善。主要是因为测定他们是很复杂的。首先,实际应用的轴承总是要与轴和箱体相配合,配合表面的质量、过盈程度和配合件的刚度对轴承的动态特性有很大影响。其次在轴承转动过程中测定其动态特性,具有明显的非线性性质,给测出这些数据带来很大困难。尽管如此,很多学者做了大量工作,得出了一些统计性的经验数据和公式,供进行动态分析时使用。

(1)常用轴承的径向刚度及阻尼值 由于轴承动态特性的复杂性,到目前为止,还不能完全依靠计算得出。表 10-1 列出三类常用轴承——角接触球轴承、双列圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承,孔径为 60mm 时的刚度和阻尼系数值。该表是在收集汇总一系列实测数据基础上,应用理论分析进行综合归纳得到的。

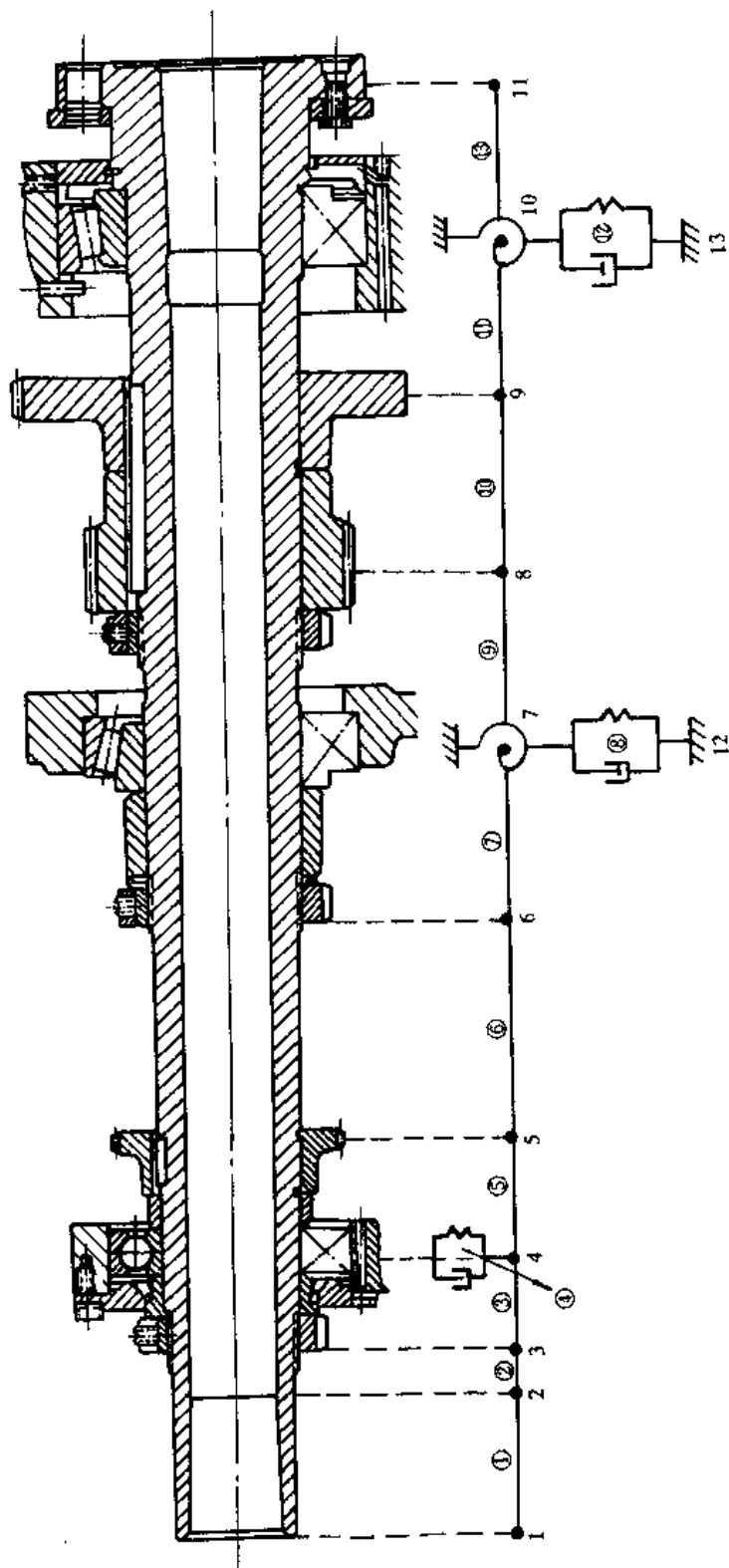


图 10-6 前、中为主要支承的三支承主轴部件

表 10-1 不同预载条件下轴承径向刚度和阻尼平均值

轴承类型	外圈与箱孔配合	预加载荷条件			轴承动态参数					
		预加载荷条件			刚度 $K_r'/(N/\mu m)$			阻尼系数 $C_r'/(N \cdot s/m)$		
		轻	中	重	轻	中	重			
角接触球轴承	间隙	90	140	200	2000	3200	4500			
	过盈	110	180	250	3000	4500	6000			
双列圆柱滚子轴承	间隙	400	650	1000	3000	5000	6500			
	过盈	600	1000	1600	4500	7000	9000			
圆锥滚子轴承	间隙	550	850	1200	3500	6000	8000			
	过盈	850	1400	2000	5500	8000	11000			

注:1. 试验的轴承为特轻系列,孔径均为 60mm,外径为 95/100mm。精度等级相当于 C 级。

2. 适用的工况条件:转速范围 $n = 500 \sim 2000r/min$,激励力或振动的频率范围 $f = 120 \sim 250Hz$,润滑油的动力黏度相当 10 号和 30 号机械油。

3. 表中数据是指轴承与轴颈及箱体孔配合后测出的数值,它与未装配的单个轴承数据不同。

应用表 10-1 可得到的三类轴承的刚度和阻尼数据,对于不同尺寸规格的轴承,应用相似原理导出尺寸因子 α 来进行修正。 α_K 和 α_η 分别为刚度尺寸因子和阻尼尺寸因子,其大小可按表 10-2 所列出的近似值来选取。

表 10-2 滚动轴承的刚度和阻尼尺寸因子值

轴承孔径 d/mm		50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
刚度尺寸因子 α_K	滚柱轴承	0.85	1.0	1.2	1.3	1.45	1.6	1.75	1.9	2.05	2.2	2.4	2.6
	滚珠轴承												
阻尼尺寸因子 α_η	滚柱轴承	0.6	1.0	1.6	2.4	3.3	5.0	7.0	9.0	11.5	14.5	17.5	20.5
	滚珠轴承												

例 10-1 某车床主轴轴承的型号为 3182120,精度等级为 C 级,若其与箱体孔的配合为过盈,且施加中等的预加载荷,试求其在动态工作条件的刚度及阻尼值。

解 由表 10-1 查得双列圆柱滚子轴承在上面给出的配合条件和预载条件下,当轴承的内径为 60mm,外径为 95mm 时,其径向刚度 $K_r' = 1000N/\mu m$,阻尼系数 $C_r' = 7000N \cdot s/m$ 。3182120 轴承的内径为 100mm,外径为 150mm。查表 10-2,得出刚度尺寸因子 α_K 为 1.6,阻尼尺寸因子 α_η 为 5.0。

由以上数据,可以得出 3182120 轴承的刚度及阻尼系数分别为

$$K_r = K_r' \cdot \alpha_K = 1000 \times 1.6 = 1600N/\mu m$$

$$C_r = C_r' \cdot \alpha_\eta = 7000 \times 5.0 = 35000N \cdot s/m$$

(2)常用轴承的扭转刚度与阻尼值 轴承扭转刚度和阻尼按不同的轴承结构分为以下两种类型:

①单个轴承本身具有较大的抗倾摆的能力,因而形成较高的扭转刚度和阻尼,如圆锥滚子轴承;

②单个轴承本身的抗倾摆力矩虽然不强,但由于它往往是成对组合,因而可由径向的刚度

和阻尼形成当量扭转刚度和阻尼。如接触角较小的成对角接触球轴承, 双列圆柱滚子轴承也可归入这一类。

图 10-7 给出了圆锥滚子轴承的实测数据。其扭转刚度 K_θ 和阻尼 C_θ 随预加载荷增大而增加, 转速的变化对 K_θ 的影响不明显。

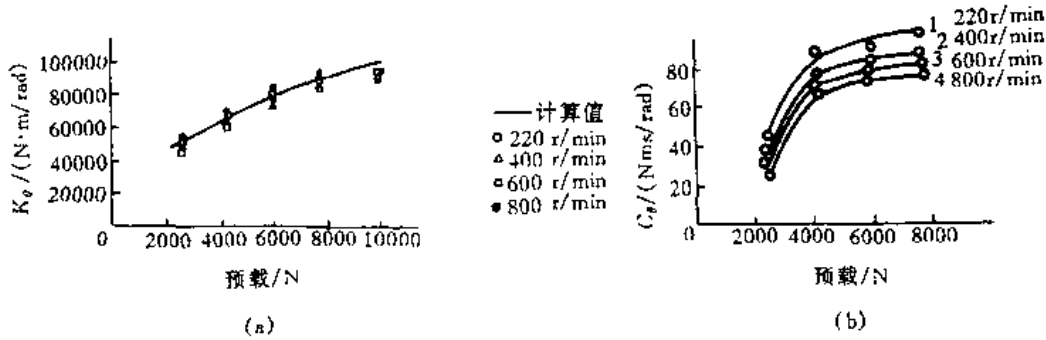


图 10-7 单列圆锥滚子轴承扭转刚度 K_θ 和阻及 C_θ 与预载和转速之关系

图中给出的轴承为轻窄系列, 孔径为 60mm, 外径为 110mm, 外圈滚道母线与轴心线的倾角 $\alpha = 15^\circ$ 。

当圆锥滚子轴承为其他尺寸规格时, 其扭转刚度和阻尼可近似地乘以表 10-2 中滚柱轴承的刚度尺寸因子 α_K 和阻尼尺寸因子 α_η 来修正。

角接触球轴承和双列圆柱滚子轴承的扭转刚度和阻尼值, 可用计算方法得出

成对角接触轴承的扭转刚度和阻尼计算公式为

$$\begin{aligned} K_\theta &= K_r \cdot \frac{l^2}{2} \\ C_\theta &= C_r \cdot \frac{l^2}{2} \end{aligned} \quad (10-6)$$

双列圆柱滚子轴承的扭转刚度与阻尼计算公式为

$$\begin{aligned} K_\theta &= K_r \cdot \frac{l^2}{4} \\ C_\theta &= C_r \cdot \frac{l^2}{4} \end{aligned} \quad (10-7)$$

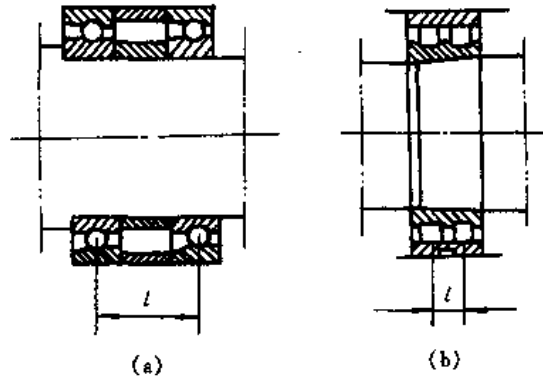


图 10-8 成对角接触轴承和双列圆柱滚子轴承的计算参数 l

式中 K_r, C_r ——分别为单个角接触球轴承以及双列圆柱滚子轴承的径向刚度和阻尼系数, 其值见表 10-1;

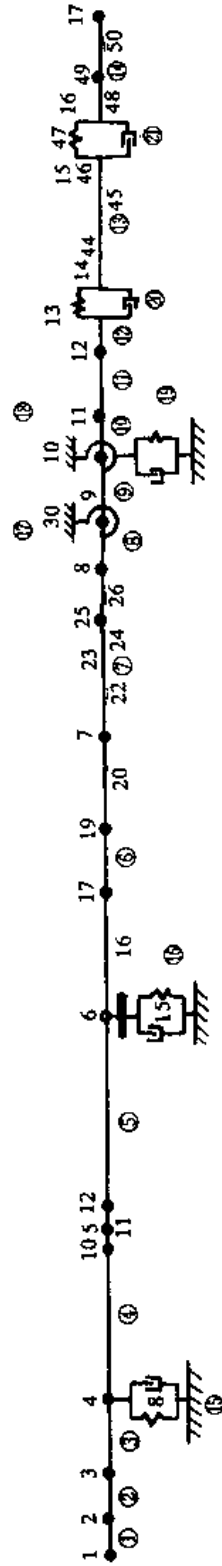
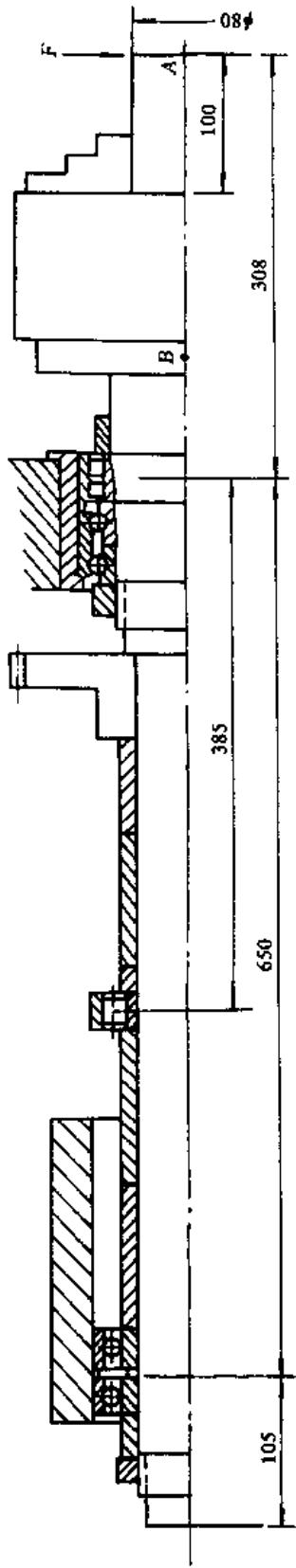
l ——成对角接触球轴承或双列圆柱滚子轴承的两列滚子的间距(见图 10-8)。

10.2.2 轴类部件动态设计

轴类部件动态设计的内容很多, 在这里仅介绍如何改进轴系结构, 来提高固有频率方面的基本动态设计问题。

一台车床主轴结构如图 10-9 所示。要求通过调整结构参数, 使该主轴的第一阶固有频率达到 1500rad/s 以上。

1. 建立主轴有限元模型



l /(cm)	2.22.7	5.65	9.95	3.1	3.45	8.5	4.0	7.05	5.05	5.05	7.5	4.5	2.8	2.35	4.0	1	2.5	4.0	9.0	4.0	4.0
D /(cm)	6.57.1	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.5	8.5	8.5	9.2	10	10.2	11.2	12	9.5	25	25	8.0	8.0
d /(cm)	5.55.0	4.9	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	5.6	5.8	6.0	6.1	6.2	20	20	0	0

图 10-9 普通车床主轴部件结构及有限元模型

根据主轴结构,将其划分成 14 个梁单元和 7 个边界单元,如图 10-9 所示。边界单元为主轴的支承参数,列于表 10-3 中。图 10-9 中列出各段轴的长度 l ,外径 D 及内孔 d 。材料弹性模量 $E = 2.1 \times 10^9 \text{N/cm}^2$ 。边界元①反映了主轴与卡盘之间的结合面扭转刚度和阻尼, $K_{20} = 900 \times 10^6 \text{N}\cdot\text{cm/rad}$,边界元⑦反映了卡盘与工件之间的扭转刚度, $K_{21} = 100 \times 10^6 \text{N}\cdot\text{cm/rad}$ 。

表 10-3 主轴支承参数

	前轴承	止推轴承	中轴承	后轴承
轴承径向刚度 $K_1/(\text{N/cm})$	10.4×10^6		3.5×10^6	4.25×10^6
轴承角刚度 $K_2/(\text{N}\cdot\text{cm/rad})$	205×10^6	231×10^6		
轴承径向等效黏性阻尼系数 $C_1/(\text{N}\cdot\text{s/cm})$	1210		180	360
轴承角等效黏性阻尼系数 $C_2/(\text{N}\cdot\text{cm}\cdot\text{s/rad})$	37560	40350		

2. 主轴有限元动态分析数据准备

根据主轴有限元模型,计算各梁单元的横截面面积,扭转惯性矩、弯曲惯性矩。列于表 10-4 中。

表 10-4 梁单元几何特性表

单元号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
截面积 A/cm^2	37.56	82.9	125.5	128.6	125.5	125.5	125.5	193.4	215.5	221.0	280.8	370	706.5	64
长度 l/cm	1.2	2.7	5.65	13	3.5	19.5	17.5	4.5	2.8	2.4	4	3.5	13	8
极惯性矩 I_p/cm^4	85.36	188.02	374.19	349.83	349.8	349.8	349.8	460.1	884	951	654	7429	22630	4096
X 轴惯性矩 I_x/cm^4	42.68	94.01	187.09	174.91	174.9	174.9	174.9	230	442	475.5	327	3714	11315	2048
Y 轴惯性矩 I_y/cm^4	42.68	94.01	187.9	174.91	174.9	174.9	174.9	230	442	475.5	327	3714	11315	2048

3. 利用有限元分析软件计算主轴固有频率

将梁单元的几何特性,材料特性以及边界元的刚度系数送入软件,即可进行动态分析。计算结果一阶固有频率为 1280Hz。固有频率不满足要求,修改原设计来提高固有频率。

4. 动态设计

经过评价、分析,可知改变悬臂长度、前后支承距离、前轴承的扭转刚度、径向刚度及推力轴承的刚度可以改变主轴的固有频率。它们之间的关系列于图 10-10 中。

从图 10-10 可以看出,支承的扭转刚度对轴的动态特性的影响大于径向刚度。在选用轴承和考虑箱体支承孔时,要把注意力放在扭转刚度上,尤其应注意加强前支承的止推作用。当前支承的扭转刚度大于 $2 \times 10^9 \text{N}\cdot\text{cm/rad}$ 时,固有频率大于 1900rad/s。同理当后支承轴承的扭转刚度 $> 16 \times 10^6 \text{N}\cdot\text{cm/rad}$ 时,固有频率 $> 1900 \text{rad/s}$ 。从图 10-10(b)中可以看出,支承间的最佳距离为 290mm。

通过以上分析可以看出,在修改设计时,首先要考虑悬臂梁的长度,应千方百计地缩短伸出量。其次是选用扭转刚度和阻尼大的轴承,推力轴承宜布置在前支承处。卡盘与主轴的结

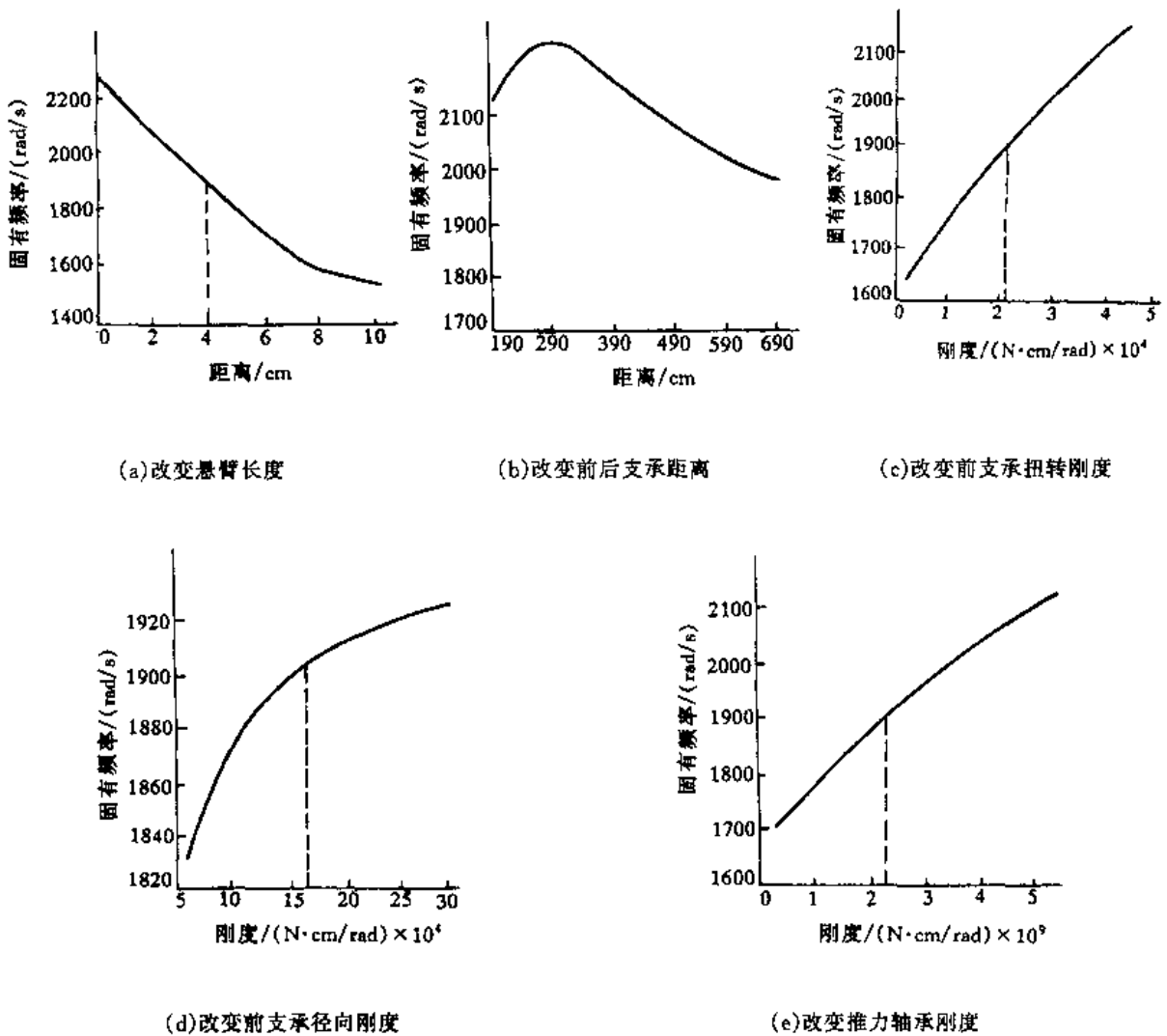


图 10-10 固有频率变化图

合刚度的影响也比较大,从结构上来说,不应比现在使用的短锥形式的刚度再低了。

支承跨距对动刚度影响较小。综合考虑,可按主轴部件的静态特性来确定跨距。三个支承中应首选前、中两个主要支承,后支承为辅助支承,可根据实际情况确定。

10.3 传动系统的动态分析与设计

传动系统担负着机器的运动及动力的传递任务。每个零件与整个传动系统的动态性能好,将直接影响机器的动态性能。在传动系统的振动中,以扭转振动形式为主。在进行动态分析时,首先计算系统的固有频率及相应的主振型,然后分析动态响应。在进行动态设计时,一般情况下,要求强迫振动频率低于系统的一阶固有频率,至少保证不在共振区内工作。本节介绍用有限元法进行传动系统的动态分析与设计。

10.3.1 传动系统力学模型的建立

图 10-11 是一个单支传动系统。为了进行有限元动态分析,必须建立力学模型。根据各种零件的动力学作用不同,把组成模型的各元件分成两类,即惯性元件和弹性元件。

1. 惯性元件的确定

惯性元件指的是各轴及轴上的旋转质量,如皮带轮、齿轮、飞轮及轴上直径较大的凸缘等盘类零件。当传动系统扭振时,它们对系统的动力学作用,主要反映在它们的转动惯量方面,所以叫做惯性元件。一个传动系统的扭转振动的自由度数,一般等于惯性元件数。如果一根轴上有多个盘类零件,则可进行代换方法处理,也可以直接通过有限元程序进行计算。

某些传动系统的执行件是直线运动部件,例如工作台、刀架和滑枕等。建立扭振力学模型时,应该把他们的质量换算成等效转动惯量,然后把他们看成惯性元件。换算的原则,是保证转换前后动能相等的关系。即

$$\frac{1}{2} J_v \omega^2 = \frac{1}{2} m v^2 \quad (10-8)$$

式中 J_v ——等效转动惯量;
 m ——质量;
 ω ——角速度,rad/s;
 v ——直线运动速度,cm/s。

所以
$$J_v = m \cdot \frac{v^2}{\omega^2}$$

如图 10-12 所示,把工作台的等效惯量加到小齿轮的转动惯量 J_3 上。由于小齿轮的转速为 $n = \omega/2\pi$,工作台速度为 $v = n\pi d$,所以在这种情况下 v/ω 的比值为

$$\frac{v}{\omega} = \frac{d}{2}$$

则工作台的等效惯量为 $J_v = md^2/4$ 。因此小齿轮的转动惯量从原来的 J_3 变成 $J_3 + J_v$ 。工作台的等效惯量叠加到邻接的小齿轮上去了,如图 10-12(b)所示。

2. 弹性元件的确定

弹性元件是指两等效圆盘之间的轴段。它可以不计质量而只考虑扭转变形,它对振动系统的作用在于本身的扭转刚度 K_θ

$$K_\theta = \frac{T}{\varphi} = \frac{GI_E}{l} \quad (10-9)$$

式中 T ——扭矩, N·m;
 l ——轴段长度, m;
 φ ——扭转角, rad;

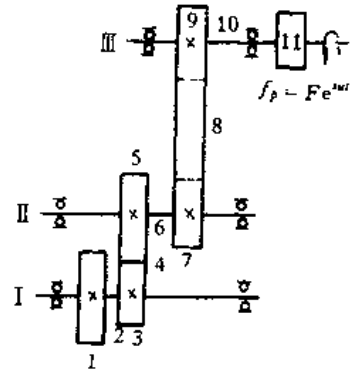
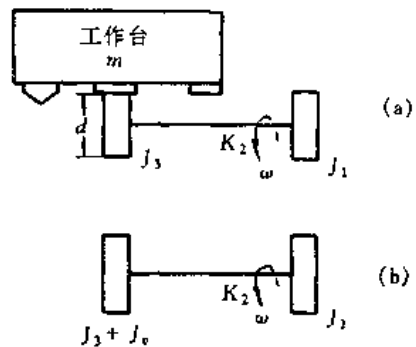


图 10-11 单支传动系统



(a) 转换前 (b) 转换后

图 10-12 工作台的等效惯量

G ——剪切弹性模量, N/m^2 ;

I_p ——极惯性矩, m^4 。

皮带的柔度往往不可忽视,可在两个皮带轮之间引入一个等效弹性轴段,它的扭转刚度为 $K_{皮}$ 。 $K_{皮}$ 的值取决于皮带柔度向哪根轴折算。如图 10-13(b)所示,若皮带柔度向 II 轴折算。由于皮带的紧边的伸长量 Δl ,引起了皮带轮 II 附加转过 θ 角,则 $\Delta l = R_2 \cdot \theta$ 。假设皮带的截面积为 A ,紧边的附加拉力为 ΔF_2 ,皮带的附加应力为: $\Delta F_2/A = E_P \cdot \Delta l/l$,则可计算出附加拉力 $\Delta F_2 = E_P \cdot A \cdot \Delta l/l = E_P \cdot A \cdot R_2 \cdot \theta/l$ 。由于紧边与松边的附加力等量并相反,即 $\Delta F_1 = -\Delta F_2$ 。由附加力产生的力矩为 $\Delta T = (\Delta F_1 - \Delta F_2)R_2 = 2 \cdot \Delta F_2 \cdot R_2 = 2E_P \cdot A \cdot R_2^2 \cdot \theta/l = K_{皮} \cdot \theta$ 。所以皮带的扭转刚度为

$$K_{皮} = 2R_2^2 \cdot A \cdot E_P/l \quad (10-10)$$

如果向 I 轴折算,则

$$K_{皮} = 2R_1^2 \cdot A \cdot E_P/l \quad (10-11)$$

式中 R_1, R_2 ——皮带轮 I, II 的半径;

l ——皮带紧(松)边的长度;

E_P ——皮带的弹性模量。

当一对齿轮啮合处的弹性变形不能忽略时,也可以引入一个等效弹性轴段,把它视为一个弹性元件。当齿轮刚度较好时,引起的扭转变形很小而可以略去时,则这对齿轮应合并为一个惯性元件。

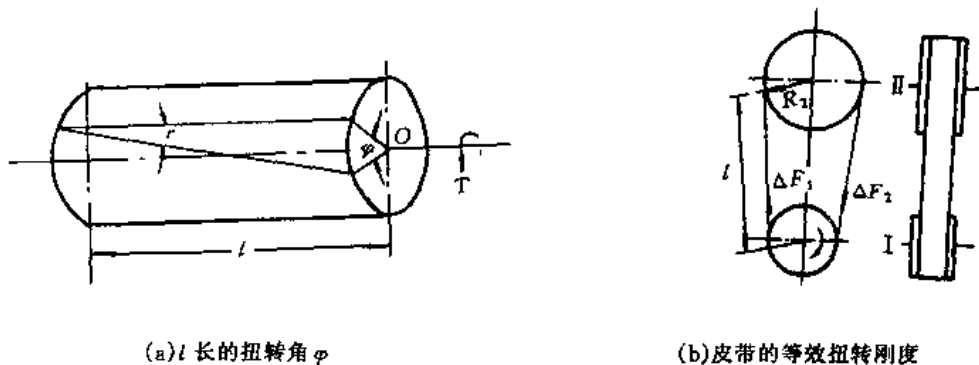


图 10-13 扭转刚度计算

3. 阻尼力矩

惯性元件或弹性元件都有可能受到阻尼力矩的影响,例如齿轮搅油,轴承摩擦等。它们属于轴系以外的因素,称之为阻尼力矩。习惯上认为外阻力矩是作用在惯性元件上的,其大小与惯性元件的角速度成正比。另外,如键、齿轮啮合部位、轴与套之间以及电机的气隙等内部摩擦形成的阻尼力矩,称之为内阻尼力矩。习惯上认为内阻尼力矩是作用在弹性元件上的,其大小与轴段两端的相对角速度成正比。

无论哪种力矩,都取决于等效黏性阻尼系数 C (单位是 $N \cdot m \cdot s/rad$)。其阻尼系统的折算参见有关专著。

在建立动力学模型时,应把不可忽视的阻尼因素计入相应的元件中去。

4. 元件换算

元件的划定仅仅构成了动力学模型的初步准备。能适应有限元的动力学模型,必须是链

状结构。对于图 10-11 所示的多轴传动系统,应该将所有元件全部换算到某一根轴上,形成如图 10-14 所示的模型。对于每个元件的换算,只取决于向哪根轴转换。

整个系统往哪根轴转换并无关系,不影响计算结果。如果图 10-11 系统向轴 III 转换,则各元件应作如下换算。

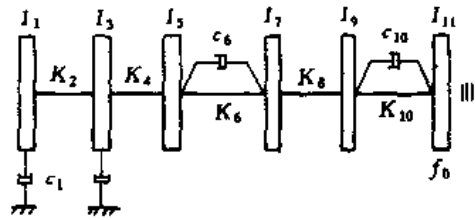


图 10-14 动力学模型

(1) 惯性元件的换算 将各轴上的惯性元件统一换算到轴 III 上,换算的原则是保持换算前后整个系统的动能相等。假设 ω_1, ω_2 和 ω_3 表示轴 I, II 与 III 的角速度; J_1', J_3', J_5' 与 J_7' 表示原系统中轴 I 与轴 II 上的惯性元件的转动惯量; J_1, J_3, J_5 和 J_7 表示转换后的转动惯量。所以有

$$\frac{1}{2} \omega_1^2 (J_1' + J_3') + \frac{1}{2} \omega_2^2 (J_5' + J_7') + \frac{1}{2} \omega_3^2 (J_7 + J_{11}) = \frac{1}{2} \omega_3^2 (J_1 + J_3 + J_5 + J_7 + J_9 + J_{11}) \quad (10-12)$$

设轴 I 至轴 III 的速比为 i_{1-3} , 轴 II 至轴 III 的速比为 i_{2-3} , 则

$$i_{1-3} = \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad \omega_1 = \frac{\omega_3}{i_{1-3}} \quad \omega_2 = \frac{\omega_3}{i_{2-3}}$$

代入式(10-12), 找到对应的换算关系为

$$J_1 = J_1' \frac{1}{i_{1-3}^2}, \quad J_3 = J_3' \frac{1}{i_{2-3}^2}$$

$$J_5 = J_5' \frac{1}{i_{2-3}^2}, \quad J_7 = J_7' \frac{1}{i_{2-3}^2}$$

由此可以得到普遍的换算关系式, 假设第 r 轴上的惯性元件 J_r 向第 S 轴上转换时, 新的惯量 J_S 为

$$J_S = \frac{J_r}{i_{r-S}^2} \quad (10-13)$$

若一对啮合齿轮刚性较好, 啮合处的弹性变形很小可以略去不计时, 啮合处的等效弹性轴段可以取消。这时, 相啮合的两只齿轮应合并成一个惯性元件进行换算。假定这两只齿轮分别处在 q 轴和 r 轴上, 惯量分别为 J_q 和 J_r , 一起换算到 S 轴上去。则换算后的惯量 J_S 为

$$J_S = \frac{J_q}{i_{q-S}^2} + \frac{J_r}{i_{r-S}^2} \quad (10-14)$$

式中 i_{q-S} —— q 轴至 S 轴的速比;

i_{r-S} —— r 轴至 S 轴的速比。

(2) 弹性元件的换算 假设 $\varphi_1', \varphi_3', \varphi_5'$ 与 φ_7' 和 $\varphi_1, \varphi_3, \varphi_5$ 与 φ_7 分别为转换前后各惯性元件的扭转角; K_2', K_4', K_6' 与 K_8' 和 K_2, K_4, K_6 与 K_8 分别为转换前后各弹性元件的扭转刚度。根据转换前后系统的势能相等原则, 有

$$\frac{1}{2} [K_2' (\varphi_3' - \varphi_1')^2 + K_4' (\varphi_5' - \varphi_3')^2 + K_6' (\varphi_7' - \varphi_5')^2 + K_8' (\varphi_9 - \varphi_7')^2 + K_{10} (\varphi_{11} - \varphi_9)^2] = \frac{1}{2} [K_2 (\varphi_3 - \varphi_1)^2 + K_4 (\varphi_5 - \varphi_3)^2 + K_5 (\varphi_7 - \varphi_5)^2 + K_8 (\varphi_9 - \varphi_7)^2 + K_{10} (\varphi_{11} - \varphi_9)^2] \quad (10-15)$$

由于 $\varphi_1' = \frac{\varphi_1}{i_{1-3}}, \varphi_3' = \frac{\varphi_3}{i_{1-3}}, \varphi_5' = \frac{\varphi_5}{i_{2-3}}, \varphi_7' = \frac{\varphi_7}{i_{2-3}}$
 代入(10-15)式,从中找到如下关系

$$K_2 = \frac{K_2'}{i_{1-3}^2}, K_4 = \frac{K_4'}{i_{1-3}^2}, K_6 = \frac{K_6'}{i_{2-3}^2}, K_8 = \frac{K_8'}{i_{2-3}^2}$$

由此可见,将 r 轴上的弹性元件的扭转刚度 K_r 向 S 轴转换时,新的扭转刚度 K_S 为

$$K_S = \frac{K_r}{i_{r-S}^2} \quad (10-16)$$

式(10-16)便是建立力学模型时弹性元件的换算公式。

对于一个具体的传动系统,如图 10-11 所示,经过元件划分归类 and 换算,构成如图 10-15 形式的动力学模型。接着就可对不同类型的元件建立数学模型。取得元件的数学模型之后,建立系统的数学模型就不难了。

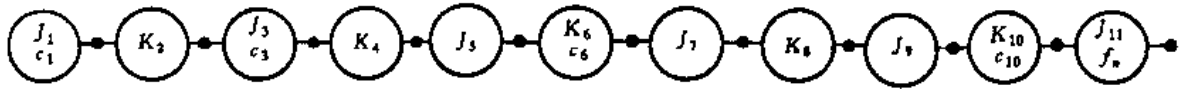


图 10-15 单支系统动力学模型

多支传动系统的力学模型建立,请参考有关专著。传动系统数学模型的建立与有限元法相同,对于多自由度扭转振动为

$$[J]\{\ddot{\varphi}\} + [C]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{0\} \quad (10-17)$$

式中 $[J]$ ——系统的惯性矩阵;

$\{\varphi\}, \{\dot{\varphi}\}, \{\ddot{\varphi}\}$ ——惯性元件的角位移、角速度、角加速度列阵

$$\{\varphi\} = \{\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n\}^T$$

$$\{\dot{\varphi}\} = \{\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dots, \dot{\varphi}_n\}^T$$

$$\{\ddot{\varphi}\} = \{\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \dots, \ddot{\varphi}_n\}^T$$

$[K]$ ——刚度矩阵,与有限元法相同。

在以上分析基础上,可用有限元分析程序进行传动系统的固有频率及振型分析。

10.3.2 传动系统动态分析举例

本节以 4200 厚板轧机轴系扭转振动分析为例,计算其固有频率和振型。

4200 轧机主传动系统的布置图如图 10-16 所示。其物理参数列于表 10-5 中。求该系统的固有频率与相应振型。

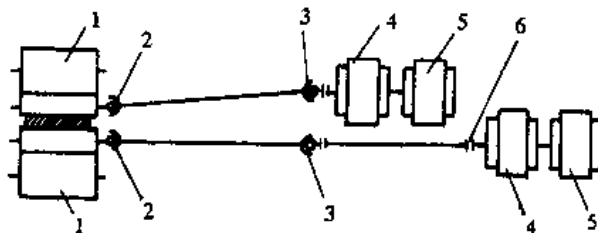


图 10-16 4200 厚板轧机主传动系统简图

表 10-5

4200 轧机主传动系统物理参数

转动惯量	kg·m ²		轴段刚度	10 ⁶ (N·m)/rad	
	上轴系统	下轴系统		上轴系统	下轴系统
J_1	15000 (32200)	15000 (32200)	K_{12}	1090	1090
J_2	1270	1270	K_{23}	138	138
J_3	7330	7170	K_{34}	1190	233
J_4	34200	3200	K_{45}	1100	1190
J_5	34200	34200	K_{56}	—	1100
J_6	—	34200			

注:1. 表中所列物理参数的下标顺序是从轧辊端到电动机端,对应于图 10-6 中的标号。

2. 表中 J_1 的括弧内数值是包括一根 9t 重坯料时的转动惯量。

3. 有的 K 和 J 虽具有同一下标,但在上、下轴系中具有不同的数值(见图 10-16)。

表 10-6

扭转圆频率(rad/s)及其比值

		第一频率 p_1	第二频率 p_2	第三频率 p_3	第四频率 p_4	第五频率 p_5	p_2/p_1	p_3/p_2	p_4/p_3	p_5/p_4
负载扭振	上轴系	69.12	242.82	466.69	999.75	—	3.51	1.92	2.14	—
	下轴系	57.17	207.66	262.99	693.82	999.62	3.63	1.26	2.63	1.44
空转扭振	上轴系	91.13	243.25	467.13	1016.96	—	2.66	1.92	2.17	—
	下轴系	74.26	211.56	263.42	693.93	1016.83	2.84	1.24	2.63	1.46

轧机在突然咬钢及抛钢的情况下,在主传动系统中都会引扭转振动。轧钢时,由于板坯较宽地填充在两个轧辊之间,对上、下轧辊起了连结作用;抛钢后,上、下轧辊又自成为独立系统。两者的条件不同,其扭转频率又不同。经过有限元动态分析,上述两种情况,固有频率列于表 10-6 中。

从表 10-6 中可以看出,本轧机的上轴系和下轴系在负载没空转两种情况下的扭转振动频率都满足以下两个条件:

$$\frac{p_2}{p_1} > 2 \text{ 及 } \frac{p_{i+1}}{p_i} > 1.2 \sim 1.3 \quad (i=2,3,4)$$

其中第二式意味着该振型对总响应的振幅影响较小。

与各阶频率相对应的各阶振型分别表示在图 10-17、图 10-18 中。图 10-17 所示的振型是相对于轧辊进行归一化的;图 10-18 则是相对于端头电机转子进行归一化的。从图中可以看出以下几点:

(1) 与各阶固有频率相对应的振型中,节点与该频率及振型的阶数相同。而且在最高阶振

型中两相邻质量之间必有一个节点,这些都是符合振动理论的普遍规律的。

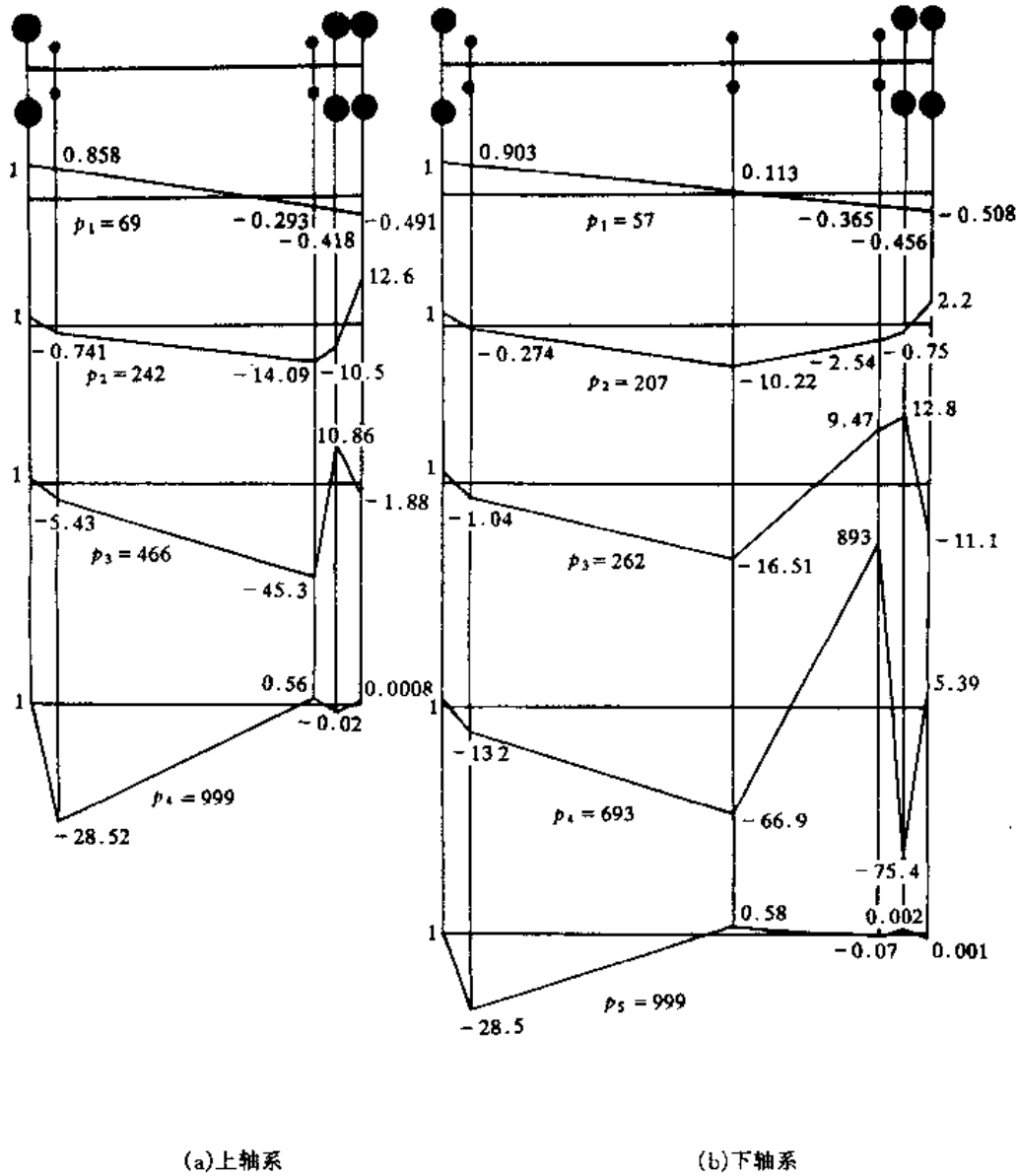


图 10-17 轧钢时的轧机扭振振型图

(2) 上、下轴系在两种不同情况下,各自对应的 2 阶以上各次高频都是基本不变的。但基频有所不同。在轧钢时上轴系扭振频率 $f_1 = p_1/2\pi = 11\text{Hz}$; 下轴系扭振频率 $f_1 = 9\text{Hz}$ 。空转时上轴系 $f_1 = 14.5\text{Hz}$, 下轴系 $f_1 = 11.8\text{Hz}$ 。

(3) 上、下轴系在两种不同情况中各自相应的第一阶振型与最高振型都是一样的。但在上轴系的第二阶振型和下轴系的第二、第三阶振型中,都只有一个节点发生位置变化。

(4) 上、下轴系各自在两种不同情况中的上述差别来源于轧辊的转动惯量(J_1)的不同,由此可以得出结论:增加飞轮体的转动惯量将导致频率的降低,反之减少飞轮的转动惯量将导致系统的频率提高。

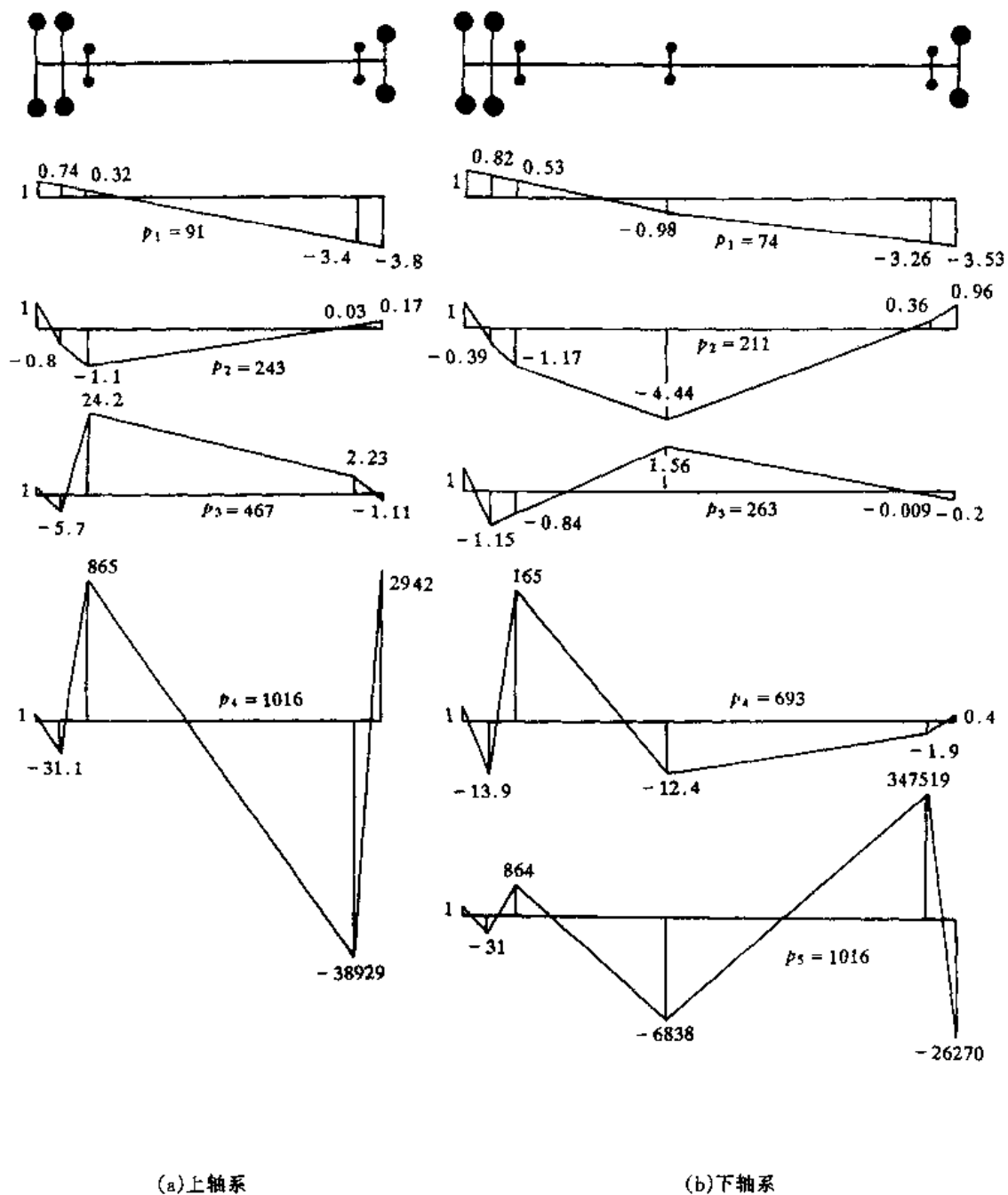


图 10-18 空转时的轧机扭振振型图

(5) 减少轴段数或增加轴段的刚度将导致系统的频率的提高,反之将减小系统的固有频率。

振动理论表明,一个机械系统的固有频率特性是影响该机械系统动态响应的重要因素。存在节点的轴段乃是对于该振型具有较大振动力矩的轴段,节点的位置则表示该特定振型的相应频率对那些轴段起主要作用。对于任意已知振型,当想通过改变惯量 J 来改变其频率时,则要选择变更远离节点的惯量。如果想通过改变刚度 K 来达到改变频率时,则选择变更更靠近或位于节点的轴段,因为这样做更为有效。这些方法可以用来改进设计,也是我们从频率及振型来研究轴系扭振的目的之一。

10.4 机械结构的动态分析与设计

组成机器的主要机械结构如机架、箱体等,其动态性能的好坏,直接影响到加工精度和机器的稳定性,因而要对其进行动态分析与设计。

本节以 T6916 重型落地镗铣床的焊接立柱为例,说明机械结构的动态分析和设计过程。

图 10-19 为焊接立柱结构简图。材料是 Q235,质量密度是 $7.8 \times 10^3 \text{kg/m}^3$,弹性模量为 $2.0 \times 10^{11} \text{N/m}^2$,泊松比为 0.26。立柱导轨的前、左、右三侧的钢板厚度为 0.035m,后侧为 0.04m,上、下凸缘厚度为 0.12m,肋板的厚度为 0.02m。已知铣刀的激振频率为 66Hz,要求将立柱的工作频区处于幅频特性的准静态区,则要求立柱的一阶固有频率为

$$\lambda_1 = \frac{\omega_e}{\omega_{01b}} \leq 0.66$$

式中 ω_e ——外激振频率;

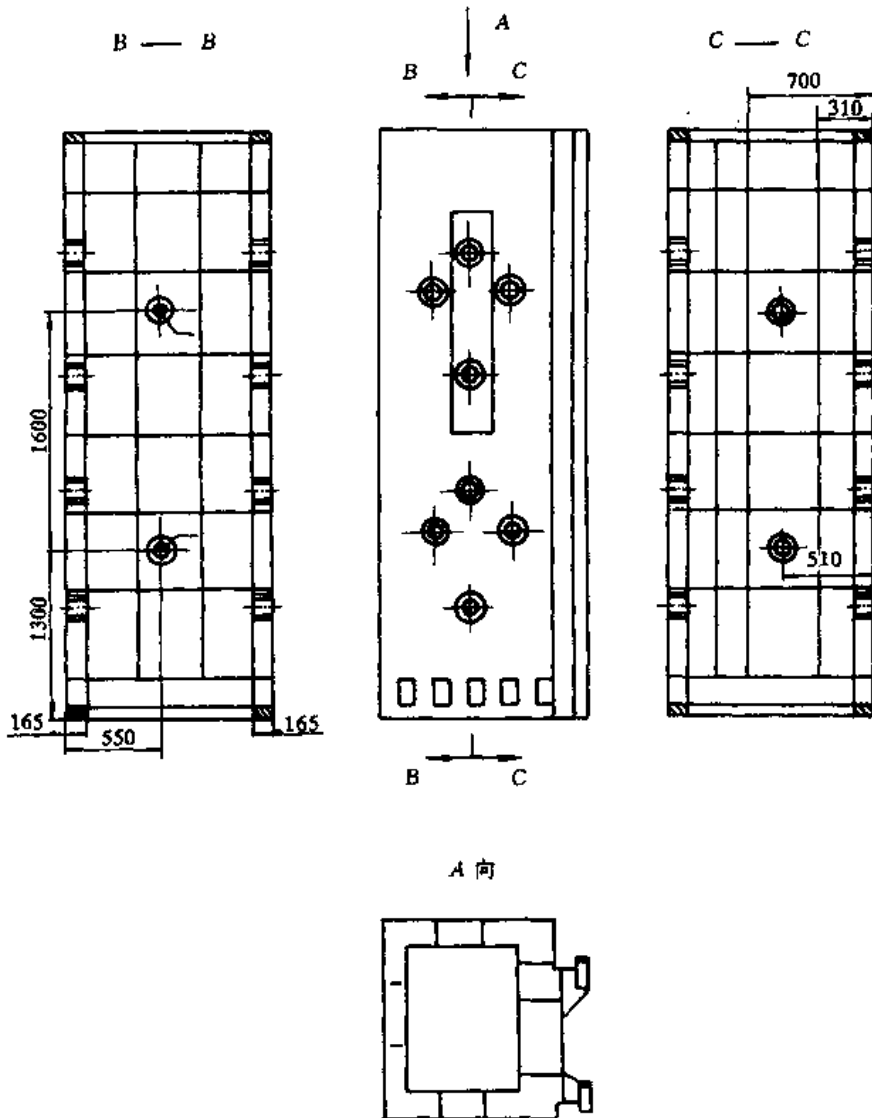


图 10-19 焊接立柱结构简图

ω_{01b} ——立柱一阶固有频率。

则有 $\omega_{01b} \geq 100\text{Hz}$ 。

1. 原焊接结构的动态分析

根据立柱的结构,选用平面应力和弯曲应力联合作用的板单元。共划分成 477 个节点,670 个单元,网格剖分如图 10-20 所示。

T6916 镗铣床工作时,工件不动,立柱沿其底座的轨道做匀速进给运动,加速度为零,因此将立柱的底面各节点(除导轨部分外)的六个自由度全部约束,其余各节点均为六个自由度。

将几何特性和物理参数,以及有限元动态分析所必须的数据,送入 IFAD 分析计算软件,进行固有频率及振型分析,结果见表 10-7 及图 10-21(a)~(e)。

从表 10-7 中可以看出,原焊接结构的一阶固有频率过低,不符合设计要求。必须修改原设计方案。

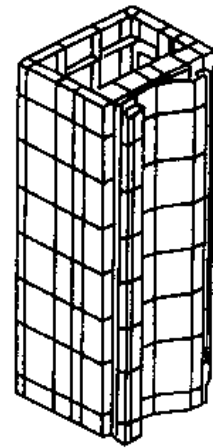


图 10-20 立柱有限元网格剖分

表 10-7 立柱动态分析结果

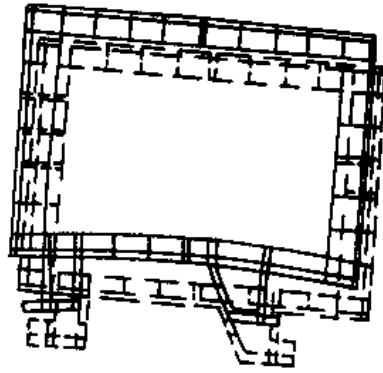
固有频率的阶	固有频率/Hz	振型
一	28.783	绕 Z 轴弯曲
二	34.332	绕 X 轴弯曲
三	71.445	绕 Y 轴扭转
四	94.717	沿 X 轴拉压
五	97.891	沿 Y 轴扭转

2. 改进后结构的动态分析

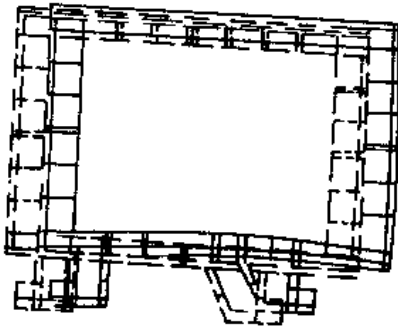
根据提高焊接结构的刚度可以提高结构固有频率的想法,在立柱板壁的折弯处,采用矩形封闭结构。这样,不但能够减少板壁的支承跨度,提高其固有频率,而且有利于提高立柱的抗扭刚度、抗弯刚度。修改后焊接立柱的断面图如图 10-22 所示。固有频率列于表 10-8 中。从而使焊接立柱的动态性能达到了设计要求。

表 10-8 改进后立柱固有频率

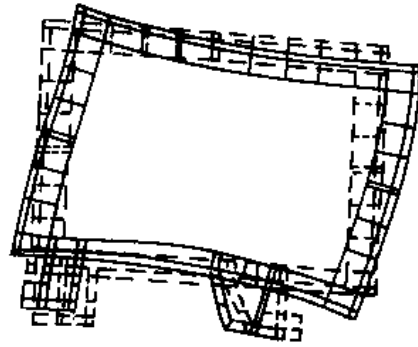
频率的阶数	频率值/Hz	振型
一	100.708	绕 Z 轴弯曲
二	115.357	绕 X 轴弯曲
三	251.268	绕 Y 轴扭转
四	329.268	沿 X 轴压缩
五	363.288	沿 Y 轴扭转



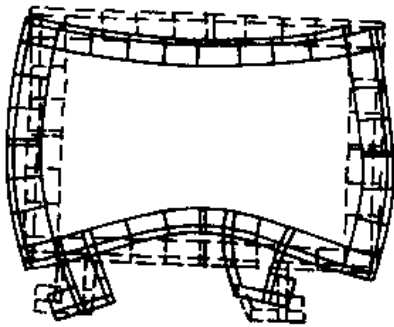
(a)一阶振型



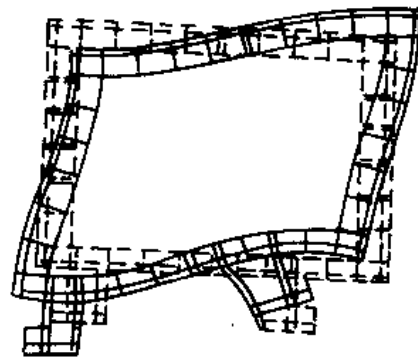
(b)二阶振型



(c)三阶振型



(d)四阶振型



(e)五阶振型

图 10-21 原结构前五阶振型图

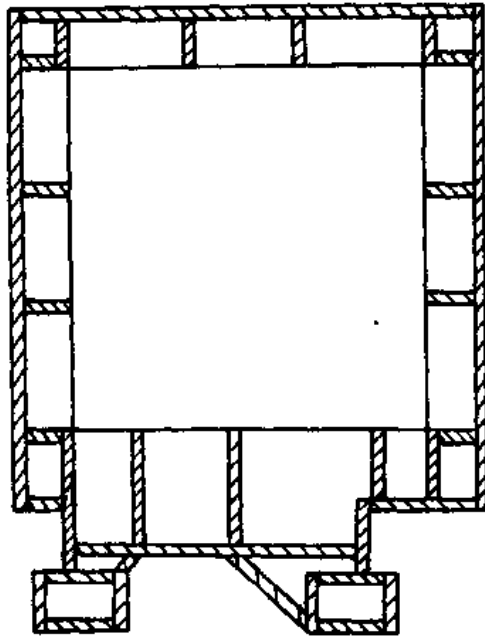


图 10-22 改进后立柱横截面图

第 11 章 机械优化设计

11.1 机械优化设计基础知识

优化设计方法与传统设计方法有着显著的不同,它是建立在最优化数学理论和现代数值计算技术的基础上,利用电子计算机来确定最优化设计方案的一种现代设计方法。工程中的优化设计方法一般可分为两类,即参数优化设计方法和方案优化设计方法。目前比较成熟的优化设计方法主要是参数优化设计方法,方案优化设计方法涉及到智能专家系统等复杂的技术,现在尚不够成熟,有待进一步研究、发展。本章讲授的机械优化设计属于参数优化设计。所谓机械优化设计,是指“在进行某项机械产品设计时,设法在规定的各种设计限制条件下,优选一些设计参数,使得产品的某些或某几项设计指标达到最优值”。由此可引出机械优化设计的两项主要内容:

- (1) 确定一个或多个控制指标,将设计问题的物理模型、力学模型转化为数学模型。
- (2) 采用适当的最优化方法,求解数学模型,以得到最佳的设计参数。

11.1.1 机械优化设计问题的基本术语

1. 数学模型

建立设计问题的数学模型是开展机械优化设计最为关键的第一步。所谓建立数学模型,就是要在众多的设计参数中选取适当的设计变量,按照预先规定的设计指标列出目标函数,并将所有的设计限制条件(约束条件)以设计变量的函数形式给出。现在先来看两个简单的例子。

例 11-1 欲用薄钢板制造一个体积为 5m^3 的货箱,如图 11-1 所示。运输装卸上的需要,要求其长不小于 4m,问应如何选择货箱的长、宽、高,才能使钢板耗费最少(或重量最轻)?

解 可取重量为追求目标,因重量 $Q \propto$ 货箱表面积 S ,若不计厚度及上盖,则有:

$$S = l_1 l_2 + 2(l_2 l_3 + l_1 l_3)$$

这个式子一般称为物理模型,要转化为数学模型。可将该式改写为函数形式,即

$$f(x) = x_1 x_2 + 2(x_2 x_3 + x_1 x_3)$$

这种函数就称为目标函数。同样,若将设计的各种限制条件也写成函数表达式(等式或不等式),就得到所谓的约束函数,即

$$x_1 x_2 x_3 = 5$$

$$4 - x_1 \leq 0$$

$$-x_2 \leq 0$$

$$-x_3 \leq 0$$

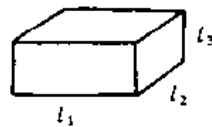


图 11-1 货箱

由此,便得到该设计问题的数学模型:

求 $x \in R^3$, 使

$$\begin{aligned} \min f(x) &= x_1 x_2 + 2(x_2 x_3 + x_1 x_3) \\ \text{s. t. } \quad h(x) &= x_1 x_2 x_3 = 5 \\ g_1(x) &= 4 - x_1 \leq 0 \\ g_2(x) &= -x_2 \leq 0 \\ g_3(x) &= -x_3 \leq 0 \end{aligned}$$

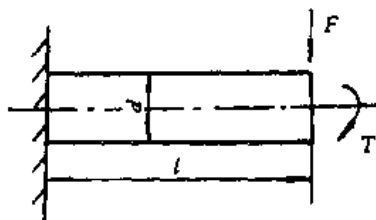


图 11-2 销轴设计问题

例 11-2 设有一圆形截面的销轴,假定一端固定在机器上,另一端作用有集中截荷 $F = 10000\text{N}$, 扭矩 $T = 100\text{ N}\cdot\text{m}$, 如图 11-2 所示。由于结构上的需要, $l \geq 8\text{cm}$, 已知: $[\sigma_w] = 120\text{MPa}$, $[\tau] = 80\text{MPa}$, $[f] = 0.01\text{cm}$, $\rho = 7.8\text{t/m}^3$, $E = 2 \times 10^5\text{MPa}$, 要求设计此销轴使之质量最轻。

解 按质量计算公式: $Q = \frac{\pi}{4} d^2 l \rho$

其中密度 ρ 为已知, Q 仅与 d, l 有关。

设计限制条件包括强度、刚度、结构等方面的要求, 即

(1) 弯曲强度要求 利用材料力学中的悬臂梁应力计算公式, 可求得此销轴中的最大弯曲应力:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_z} = \frac{Fl}{0.1d^3} \leq [\sigma_w]$$

整理得

$$d^3 - 8.33l \geq 0$$

其中 $W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} = \frac{\pi}{32} d^3$ 为抗弯截面模量, $I_z = \frac{\pi}{64} d^4$ 是惯性矩。

(2) 扭转强度要求 $\tau_{\max} = \frac{T}{W_n} = \frac{T}{0.2d^3} \leq [\tau]$

整理得

$$d^3 - 6.25 \geq 0$$

其中 $W_n = \frac{I_p}{y_{\max}} = \frac{\pi}{16} d^3$ 为抗扭截面模量, $I_p = \frac{\pi}{32} d^4$ 是极惯性矩。

(3) 刚度(挠度)要求

$$f_{\max} = \frac{Fl^3}{3EI_z} = \frac{64Fl^3}{3E\pi d^4} \leq [f]$$

整理得

$$d^4 - 0.34l^3 \geq 0$$

(4) 结构(尺寸)上的要求 $l \geq 8$

由此,可建立此设计问题的数学模型:

求 $x \in R^3$, 使

$$\min f(x) = \frac{\rho\pi}{4} x_1^2 x_2$$

$$\begin{aligned}
 \text{s. t. } \quad & g_1(x) = 8.33x_2 - x_1^3 \leq 0 \\
 & g_2(x) = 6.25 - x_1^3 \leq 0 \\
 & g_3(x) = 0.34x_2^3 - x_1^4 \leq 0 \\
 & g_4(x) = 8 - x_2 \leq 0
 \end{aligned}$$

采用适当的优化设计方法,便可求得这一问题的最优设计方案

$$d^* = x_1^* = 4.309\text{cm}, \quad l^* = x_2^* = 8\text{cm}$$

$$Q = f(x^*) = 0.911\text{kg}$$

由上述两个简单实例可以知道,数学模型是对实际问题的特征或本质的抽象,是反映各主要因素之间内在联系的一种数学形态。因而,可将优化设计的数学模型统一描述为:在约束条件下,优选设计变量,使目标函数达到极值,即

$$\begin{aligned}
 \min \quad & f(x) \quad x \in R^n \\
 \text{s. t. } \quad & g_u(x) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m \\
 & h_v(x) = 0 \quad v = 1, 2, \dots, p < n
 \end{aligned} \tag{11-1}$$

2. 设计变量

在机械产品设计中,不同的设计方案,可以用一组取不同数值的参数来加以区别。这些参数可以是几何量(如尺寸等),也可是物理量(如质量、密度等)。

在构成一项设计方案的全部参数中,有一部分可以根据实际情况预先给定其数值,它们在整个设计过程中将始终保持不变,如前述例子中的载荷、密度、许用应力等,像这样一类参数,称为给定参数,也叫预定参数,属于设计常量。而另一类参数,如 d, l 等,则是需要在设计过程中进行优选的参数,其数值在设计过程中是变化的,一旦确定了这些参数,设计方案也就确定了,这类参数称为设计变量。

在数学上,把具有某种性质的“点”的集合作为一个空间,而空间中的点所在的位置是通过建立坐标系来表示、确定的。在空间建立了坐标系之后,就可用一组变量的有序集来代表空间的某一点。空间中的任何一点必定有一组数与之对应。反之,任一组有序的数也就表示了空间中的某一点,这就是所谓的一一对应关系。

因此,可以把优化设计中的设计变量组成一个有序集 $\{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots\}$, 由这个集所表示的点记为

$$x = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = \{x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n\}^T \tag{11-2}$$

把由一系列这种点的集合组成的空间称作设计空间,而其中设计变量的个数就叫做该设计空间的维数。如果一个设计问题,有 n 个设计变量,则可构成一个 n 维设计空间,记为 R^n , 该空间中的任一点 x 就代表着一种设计方案。优化设计的目的,就是要在众多的设计方案中,找出一个最佳的设计方案,也就是要在设计空间中,寻找出一个最佳点,在该点处目标函数值达到最优。

事实上,空间中的点的表达与空间中矢量的表达方式是一致的,如图 11-3 所示。所以,为了研究问题的方便,也可以把 x 定义为欧氏向量中的一个矢量,这样对于一个 n 维设计空间,

也可称之为 n 维欧氏向量空间,而设计变量就是向量 x 的诸个分量。因而,对应于一种设计方案,在向量空间中就有一个矢量与之对应。同样,向量空间中的任意一个矢量,也就对应于一种设计方案。

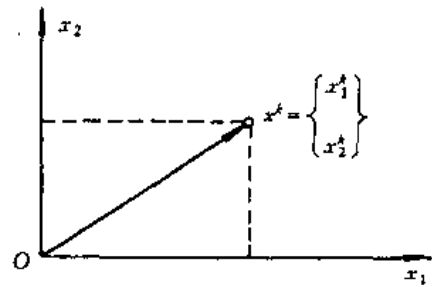


图 11-3 二维设计空间

从这里不难看出,设计变量越多,设计空间的维数就越高,而维数又代表了设计问题的自由度。这样,设计的自由度也就越大,问题就越复杂。(在这里,自由度也可以理解为设计中可以自由选取的设计参数的个数)。增加一个设计变量,就会增加空间的一个维数,计算量也就会随之大增,给设计计算带来许多困难。因此,在优化设计中,如何恰当选取设计变量,是非常关键的一个问题。原则上讲,在满足设计要求的前提下,设计变量越少越好。但如果太少,则数学模型将不能完全代表实际情况,造成很大的简化误差。

设计变量一般可分为离散型和连续型两种,离散型设计变量有模数、齿数等,连续型设计变量有尺寸等。以后书中若不加特殊说明,讨论的问题都限于连续型变量。

3. 目标函数

所谓目标函数就是设计问题中所要追求的最优指标与设计变量之间的函数关系,它是评价一个设计方案优劣的控制目标,例如:重量、精度、成本等。前述例子中的质量 Q 及表面积 S 都是设计变量的函数,在机械优化设计中就称为目标函数。

目标函数的函数值大小,常常是用来衡量设计方案的优劣,因此有时也称为评价函数,其一般表达式为

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (11-3)$$

机械优化设计的目的,就是要在给定的条件下,优选设计变量 $x = \{x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n\}^T$,使 $f(x)$ 达到最佳值。最佳值是指极大或极小,因 $f(x)$ 的极大值又等值于 $-f(x)$ 的极小值,所以为统一起见,在优化设计中一般都是求目标函数的极小值,即 $\min f(x)$ 。

在机械设计中,所追求的目标可以是各种各样的,当只有一种设计评价指标时,即只有一个目标函数的设计问题,叫单目标设计问题,相应的优化设计问题就称为单目标优化设计问题。对于有多个目标函数的优化设计问题,则叫做多目标优化设计问题。

由于单目标优化设计问题的求解过程简单明确,所以对于具有两个或两个以上的目标函数的设计问题,通常是设法将多目标的优化设计问题转化为单目标优化设计问题来进行求解,而不是直接采用多目标优化设计方法进行求解。以后只讨论单目标优化设计方法。

4. 约束条件

在设计过程中,往往要根据实际情况,给出设计变量取值的限制,这些限制统称为设计约束条件。约束条件一般有两种形式,一种是等式约束,另一种是不等式约束,即

$$h_v(x) = 0 \quad v = 1, 2, \dots, p < n \quad (11-4)$$

$$g_u(x) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m \quad (11-5)$$

这里 $h_v(x)$, $g_u(x)$ 都是设计变量的函数, m , p 为约束条件的个数。从理论上讲,有一个等式约束,便可消去一个设计变量,而使优化设计空间的维数降低。但在实际计算中,由于消去变量的过程有时会很复杂或难以实现,因此一般也都不采用消去降维的方法来使问题简化。必须注意的是,对于一个 n 维设计空间问题,等式约束的个数不可多于维数,即 $p < n$, 否则将没

有优化可言。很显然,当 $p = n$ 时,便可由这 p 个方程,直接求得惟一的一组解,这就说明,设计方案已由约束条件惟一确定。

(1) 约束的分类 根据约束的性质,可以将设计约束分为:

① 区域约束(边界约束)。那些直接限定设计变量取值范围的约束,如 $l \geq 8$ 。

② 性能约束(性态约束)。由那些必须满足的设计性能要求推导出来的一种约束条件,它们通常是用设计变量的函数关系来表示的,如 $\sigma \leq [\sigma]$,这里 σ 是设计变量的一个函数。

(2) 约束面的概念 在设计空间中,每个约束条件都是以几何面(或线)的形式出现的,这个几何面(线)就称为约束面(线)。事实上,线与面的差异,仅仅是设计空间维数的不同和设计变量个数的多少而已。对于边界约束,其约束面是平面(或直线);而性能约束的约束面则通常是曲线(或曲面)。一般,对于三维以上的设计空间,相应的约束面都称为超曲面(线)。当设计变量为连续型设计变量时,其约束面一般也是连续的。

对于等式约束,其约束面就是等式约束方程 $h_v(x) = 0$,而对于不等式约束,其约束面就是不等式约束的极限情况 $g_u(x) = 0$ 。

(3) 设计可行域 在一个优化设计问题中,所有不等式约束的约束面将共同组成一个复合约束面,它所包围的区域是设计空间中满足所有不等式约束条件的那部分空间,称该区域为设计可行域或简称可行域,用符号 D 表示,记为

$$D = \{x \mid g_u(x) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m\} \quad (11-6)$$

当某项设计中不仅有 m 个不等式约束,而且还有 p 个等式约束时,其设计可行域可表示为

$$D = \left\{ x \mid \begin{array}{l} g_u(x) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m \\ h_v(x) = 0 \quad v = 1, 2, \dots, p < 0 \end{array} \right\} \quad (11-7)$$

相应地,在设计可行域内的任意一点,都代表了一个可以采用的设计方案,这种点被称为可行设计点或内点,如图 11-4 中的点 x^1 ;而把约束边界上的点,叫做极限设计点或边界点,如图 11-4 中的点 x^3 ,此时,该边界所代表的约束称为适时约束或起作用约束,而其他的约束就称为非适时约束,或叫做不起作用约束。

可行域以外的设计空间就叫做非可行域,域中的点称为非可行设计点或外点,如图 11-4 中的点 x^2 。

需要注意的是,如果存在等式约束,那么设计方案就只能在可行域中的等式约束面上选取。

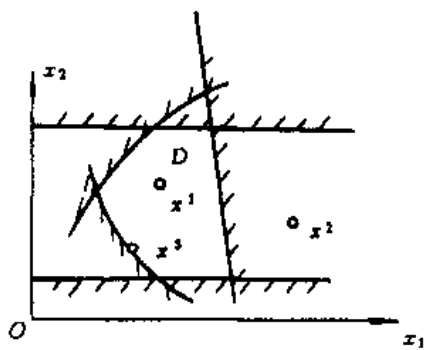


图 11-4 二维问题的可行域

11.1.2 机械优化设计问题的基本概念

1. 等值线(面)的概念

从前面的讨论中知道,一组设计变量在设计空间中能惟一确定一个点(设计方案),而相应于这一点,则有一个确定的函数(目标函数)值与之对应。反之,当给定某一函数值时,即函数值为某一定值时,如 $f(x) = c$,则不一定只对应有一个空间点(设计方案),可能会有无限多个点与之对应,即可能有无限多个设计方案对应着同一个函数值。把对应于一个函数值的这些点在设计空间中组一个点集,称之为等值线(面)。线和面只是函数的形式和空间维数上的差异,

其本质特性都是一样的,以后为讨论方便,统一称为等值线。

给定一组不同的函数值,就可以得到一簇等值线,在每一条等值线上,各点(设计方案)所对应的目标函数值都相等,即目标函数等值线上各点的设计方案,其目标值相同。

若 $f(x) = 5x_1^2 + 5x_2^2 + 6x_1x_2$

分别取 $f(x) = 0, 4, 8, \dots$, 有

$$x_1 = x_2 = 0$$

$$5x_1^2 + 5x_2^2 + 6x_1x_2 = 4$$

$$5x_1^2 + 5x_2^2 + 6x_1x_2 = 8$$

.....

由此,不难画出该函数的等值线,如图 11-5 所示。

对于一个二元二次函数而言,即

$$f(x) = ax_1^2 + 2bx_1x_2 + cx_2^2 + dx_1 + ex_2 + f$$

其等值线形状通过二次项系数的判别式进行判定,即

$$ac - b^2 > 0 \quad \text{为椭圆形}$$

$$ac - b^2 < 0 \quad \text{为双曲线形}$$

$$ac - b^2 = 0 \quad \text{为抛物线形}$$

这样,等值线簇就可分为有心(椭圆)和无心两类。对有心等值线簇而言,其中心就是一个相对极小点,等值线愈靠近中心(内层),对应的函数值就愈小;对于无心的等值线簇来说,其相对极小点是在无限远处,这样等值线的内层便是指靠近无穷远处的地方。

如果等值线是按一恒定的函数增量($\Delta f = c$)来描述时,由于函数各处的变化率不同,所以等值线的疏密程度也就不一样,密集部位的函数变化率将比稀疏部位的变化率大。这样,根据等值线的疏密程度就可大致判断出函数变化率的大小。

以上是以二维二次函数为例讨论了等值线的一些性质,这些性质完全可以推广到三维或更高维数的设计问题中。不管维数多少,等值线的分布规律,都反应了函数值的变化规律,即:

- ① 愈靠近内层的等值线,对应的函数值愈小;
- ② 等值线较密的部位,其函数值变化率较大;
- ③ 对有心等值线簇而言,其中心就是一个相对极小点;
- ④ 对无心等值线簇来说,其相对极小点在无限远处。

当然,在实际工程问题中遇到的函数是多种多样的,而且是比较复杂的。一个较高次的非线性函数,等值线形状就要复杂得多,而且非线性程度愈高,等值线形状就愈复杂,并且可能存在多个相对极小点,而且还可能出现鞍点。如

$$f(x) = 4 + \frac{9}{2}x_1 - 4x_2 + x_1^2 + 2x_2^2 - 2x_1x_2 + x_1^4 - 2x_1^2x_2$$

这个函数存在两个相对极小点,即 $x_1^* = \{1.941, 3.854\}^T$ 和 $x_2^* = \{-1.053, 1.028\}^T$, 而

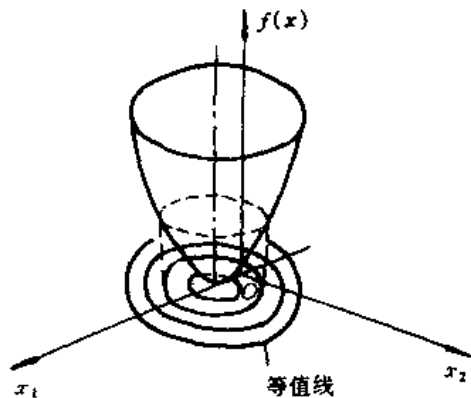


图 11-5 函数的等值线

且还有一个鞍点 $x_3^* = [0.61173, 1.4929]^T$, 如图 11-6 所示。一旦出现这种情况, 将给优化设计寻找全域最优解带来困难。目前常用的优化设计方法一般都只能求得相对极小点(局部最优解)。这样, 由于初始点或优化方法选择不同, 所得到的答案就会不同, 即所得到的只是所有相对极小点中的某一个。

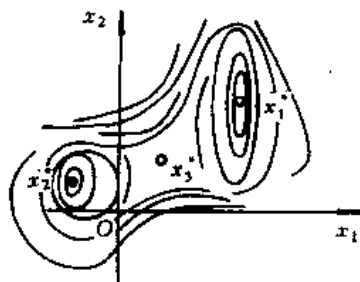


图 11-6 非线性函数的等值线

另外, 如果一个严重非线性函数的等值线簇是严重偏心和扭曲的, 而且分布的疏密程度不一, 情况严重时就会造成所谓的“病态”。这种“病态”函数, 当设计变量发生微小变化时, 甚至由于计算机的舍入误差, 也会引起函数值的很大变化, 从而使优化设计的计算过程失去稳定性, 有时便求不到稳定的极小点, 给优化设计带来困难。

2. 二次型函数

在优化设计的数学模型中, 除了线性函数以外, 二次函数是最重要的一类函数。二次函数的一般形式为

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n a_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_i x_i + C \quad (11-8)$$

其中 a_{ij}, b_i, C 均为实常数, 且 $a_{ij} = a_{ji}$ 。若令

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \quad B = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_n \end{Bmatrix} \quad x = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix}$$

则二次函数也可表示为向量形式, 即

$$f(x) = \frac{1}{2} x^T A x + B^T x + C \quad (11-9)$$

式中 A ——二次函数的二次项系数矩阵, 是一个 n 阶实对称矩阵。

在解析几何中知道, 二次函数的特性仅与其二次项系数有关。一般将

$$f(x) = \frac{1}{2} x^T A x \quad (11-10)$$

称为二次型函数。当系数矩阵 A 是对角矩阵时, 即 $a_{ij} = 0 (i \neq j)$, 称其为标准二次型。

根据二次型的性质, 可以按标准型把二次型分为正定二次型、负定二次型、半正定二次型、半负定二次型和不定二次型。

对于任意 $x = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T \neq 0$, 如果 $f(x) = \frac{1}{2} x^T A x > 0$, 则称 $f(x)$ 为正定二次型; 如果 $f(x) = \frac{1}{2} x^T A x < 0$, 则称 $f(x)$ 为负定二次型; 如果 $f(x) = \frac{1}{2} x^T A x \geq 0$, 则称 $f(x)$ 为半正定二次型; 如果 $f(x) = \frac{1}{2} x^T A x \leq 0$, 则称 $f(x)$ 为半负定二次型; 否则, $f(x)$ 为不定二次型。当 $f(x)$ 为(半)正定、(半)负定和不定二次型时, 其系数矩阵 A 就分别称为(半)正定、(半)负定和不定矩阵。

判定二次型(或其系数矩阵)是否有定, 方法较多。其中比较简便的一种方法是利用系数矩阵的顺序主子式来进行判断。设二次型 $f(x)$ 的系数矩阵 $A = [a_{ij}]_{n \times n}$, 则称位于 A 的左上角的各阶 $(1, 2, \dots, n)$ 子式

$$a_{11}, \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix}, \dots, \begin{vmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & \cdots & a_{nn} \end{vmatrix}$$

为 A 的顺序主子式。二次型 $f(x)$ (或其系数矩阵) 为正定的充要条件是上述各阶主子式均大于零; 若各阶主子式都大于等于零, 则为半正定。当(半)正定条件不满足时, 可以再对负矩阵 $-A$ 进行判定, 若 $-A$ 是(半)正定的, 则矩阵 A 就是(半)负定的; 否则, A 就是不定的。

正定二次型的等值线是一簇同心椭圆。

3. 函数的方向导数与梯度

前面讲的等值线(面)只能从几何图形上对函数值的变化作定性的分析, 虽然比较直观, 但不能作定量分析, 尤其是对高维函数, 用超等值面来进行分析是不可能的。因此, 为了能对函数在某点变化性态作出定量分析, 就需要引入梯度的概念。

在高等数学中, 对于一个多元函数, 只要它连续、可微, 则函数沿各坐标方向都有一个变化率, 记为

$$f'_i = \frac{\partial f(x)}{\partial x_i} \quad (11-11)$$

一般规定, 沿坐标方向函数增加为正。这样, 对 n 维情况, 以这 n 个坐标方向的变化率为分量就可构成一个函数在某点的变化率矢量, 记为

$$\nabla f = \{f'_1, f'_2, \dots, f'_n\}^T \quad (11-12a)$$

其中 $\nabla = e_i \frac{\partial}{\partial x_i}$ 叫哈密顿(Hamilton)算子。或记为

$$\text{grad} f = \{f'_1, f'_2, \dots, f'_n\}^T \quad (11-12b)$$

一般把矢量 ∇f 叫做函数 $f(x)$ 在 x 点处的梯度。下面来看一下梯度的几何意义。

函数在某点沿任一方向 l (单位矢量) 的导数为

$$\frac{\partial f}{\partial l} = \frac{\partial f}{\partial x_1} \cos \alpha_1 + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_n} \cos \alpha_n \quad (11-13)$$

其中 $\cos \alpha_i = \cos(l, x_i) = l_i$ 称为 l 的方向余弦。实际上, $\cos \alpha_i$ 可看作是单位矢量的各分量。

另一方面, 任意两个矢量的内积可表示为

$$a \cdot b = a_1 b_1 + a_2 b_2 + \dots + a_n b_n \quad \text{或} \quad a \cdot b = \|a\| \cdot \|b\| \cdot \cos(a, b) \quad (11-14)$$

故有

$$\frac{\partial f}{\partial l} = (\nabla f) \cdot l = \|\nabla f\| \cdot \|l\| \cdot \cos(\nabla f, l) = \|\nabla f\| \cdot \cos(\nabla f, l) \quad (11-15)$$

由此不难看出, 当 $\cos(\nabla f, l) = 1$, 即 l 方向为梯度方向时, 函数的方向导数 $\frac{\partial f}{\partial l}$ 为最大, 即函数沿此方向的变化率最大, 且等于函数在该点的梯度值。所以函数的梯度方向就表示函数值增长最快的方向, 其大小(模)就是函数最大增长率, 梯度的反方向就是函数值下降最快的方向。当 $\cos(\nabla f, l) = 0$ 时, 方向导数为零。这时, l 方向与梯度 ∇f 方向垂直。注意到, 函数变化率为零的方向是函数等值线的切线方向(函数值不变)。由此得到梯度的两个性质:

- ① 梯度矢量 $\nabla f(x)$ 与过点 x 的等值线的切线正交。
- ② 负梯度矢量 $-\nabla f(x)$ 方向是函数在 x 点处的最速下降方向。

4. 泰勒级数展开式

(1)Hesse 矩阵 上面讲到,将函数在某点 \mathbf{x} 处沿坐标方向的一阶导数组成一个量,这个量称为函数的梯度,是一个矢量。对于函数在某点 \mathbf{x} 处的二阶偏导数,也可以将它们排成一个矩阵形式,即

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_1 \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_2^2} & \dots & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_n \partial x_2} & \vdots & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_n^2} \end{bmatrix}$$

此矩阵称为 Hesse 矩阵,记为 $\mathbf{H}(\mathbf{x})$,简称为 \mathbf{H} 矩阵。

如果函数具有连续的二阶偏导数,那么其混合二阶偏导数与求导的先后顺序无关,即

$$\frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_1 \partial x_2} = \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_2 \partial x_1}$$

这就说明 \mathbf{H} 矩阵是一个对称矩阵,对于来自于工程实际问题的目标函数,一般情况下都有此特性。

(2)函数的泰勒级数展开 在高等数学中曾经学习过,当一个一元函数 $f(x)$ 在某点 x^0 的某一邻域内具有直至 $n+1$ 阶的导数,则可在该点处展为泰勒级数,即

$$f(x) = f(x^0) + f'(x^0)(x - x^0) + \frac{1}{2}f''(x^0)(x - x^0)^2 + \dots$$

注意到上述展开式包括了 $(x - x^0)$ 的零次项、一次项、二次项……。类似地,对于多元函数,可以按此形式进行泰勒级数展开。展开式中的一次项系数,即展开点处的一阶导数,代之以展开点处的梯度,而二次项系数(展开点处的二阶导数)则采用 \mathbf{H} 矩阵代之,有

$$f(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}^0) + [\nabla f(\mathbf{x}^0)]^T \cdot (\mathbf{x} - \mathbf{x}^0) + \frac{1}{2}(\mathbf{x} - \mathbf{x}^0)^T \cdot \mathbf{H}(\mathbf{x}^0) \cdot (\mathbf{x} - \mathbf{x}^0) + \dots$$

(11-16)

通常,在实际应用中取二次近似展开即可满足精度要求。

5. 共轭方向

由解析几何可知,椭圆(簇)具有下述的性质:

①椭圆的任一直径平分平行于它的共轭直径的弦,其极限情况就表现为椭圆的任一直径方向与它的端点处椭圆的切线方向是共轭的。

②任何两条穿过椭圆簇的平行线,必定与其中的椭圆相切,若连接这两个切点,则连线方向与平行线的方向是共轭的,且该连线通过椭圆簇的中心。

所谓两个方向共轭是怎样一个概念呢?若任意两个矢量 \mathbf{S}_1 与 \mathbf{S}_2 的内积为零,即

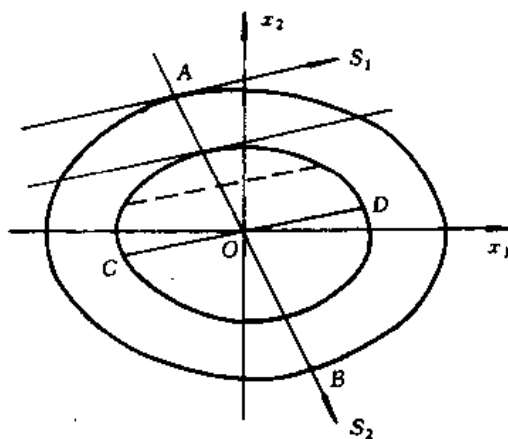


图 11-7 共轭矢量

$$S_1^T \cdot S_2 = 0$$

则称这两个矢量是相互垂直的。对于图 11-7 所示的两个不正交的矢量 S_1 和 S_2 , 总可以对其中的一个矢量进行线性变换, 如 $S = A \cdot S_2$, 使得变换后的矢量 S 与 S_1 相互垂直, 即

$$S_1^T \cdot S = S_1^T \cdot A \cdot S_2 = 0 \quad (11-17)$$

这时, 称矢量 S_1 与 S_2 是关于矩阵 A 共轭的。现在, 给出一组矢量共轭的定义: 设有一组非零矢量 $S_1, S_2, \dots, S_p \in R^n$, 矢量组中任意两个矢量关于 n 阶实对称正定矩阵 A 共轭, 即满足

$$S_i^T \cdot A \cdot S_j = 0 \quad i \neq j \quad i, j = 1, 2, \dots, p \quad (11-18)$$

则称这组矢量关于矩阵 A 共轭。

6. 函数极值的判别及 K-T 条件

(1) 约束优化设计问题的最优解 前面已经讲过, 优化设计就是求解 n 个设计变量在满足约束条件的情况下, 使目标函数达到最小值, 即

$$\begin{aligned} \min \quad & f(x) = f(x^*) \quad x \in R^n \\ \text{s. t.} \quad & g_u(x) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m \\ & h_v(x) = 0 \quad v = 1, 2, \dots, p < n \end{aligned}$$

通常, 称设计点 x^* 为最优点, $f(x^*)$ 为最优值, 两者共同构成一个约束优化设计问题的最优解。当一组设计变量 x^* 不受约束条件限制, 而仅使目标函数达到最优值。即

$$\min f(x) = f(x^*) \quad x \in R^n$$

这时, x^* 与 $f(x^*)$ 就称为无约束优化设计问题的最优解。

例如,

$$\begin{aligned} \min \quad & f(x) = 60 - 10x_1 - 4x_2 + x_1^2 + x_2^2 - x_1x_2 \\ \text{s. t.} \quad & g_1(x) = x_2^2 + x_1^2 - 25 \leq 0 \\ & g_2(x) = -x_1 \leq 0 \\ & g_3(x) = -x_2 \leq 0 \end{aligned}$$

解得: $x^* = \{4, 3\}^T$ 及 $f(x^*) = 21$ 为约束最优解; 而 $x^* = \{8, 6\}^T$ 及 $f(x^*) = 8$ 则是无约束最优解。

显然, 约束最优解的最优值大于或等于无约束最优解的最优值。

(2) 局部最优解 若 $x^* \in D$ 为可行域中的一个内点, 以 $N_\delta(x^*)$ 表示以 x^* 点为中心, δ 为半径的超球形领域, 如果对于在 $N_\delta(x^*)$ 中的一切点 x , 使 $f(x^*) \leq f(x)$ 成立, 则称 x^* 为局部极小点, 得到的解就是局部最优解。

(3) 全域最优解 如果对于一切 $x \in D$, 都能使 $f(x^*) \leq f(x)$ 成立, 则称 x^* 为整体极小点, 得到的解便是全域最优解。

在非线性的优化设计问题中, 往往可能存在不止一个局部极小点, 这时每个局部极小点和对应的局部极小值都被称为局部最优解。

尽管总是期望获得全域最优解, 但是, 只有当目标函数是单峰函数(凸函数)且约束函数集合为凸集(可行域为凸集)时, 才能直接求得问题的全域最优解。

(4) 约束优化设计问题的最优解条件 所谓约束优化设计问题的最优解条件, 是指在满足约束条件下, 目标函数最小点的存在条件。要注意的是, 这里讨论的都是对约束集合的局部而言, 即局部最优解的条件。

极小点在可行域中, 会出现以下两种情况:

①极小点在可行域的内部,这时极小点 x^* 是一个内点,对这种情况,所有一切约束都是非适时约束,因而相当于无约束情况。这样,目标函数无约束的极小点,也是约束的极小点。所有无约束极值理论在此都适用。

根据无约束极值理论,若 x^* 是极小点,则必定有 $\nabla f(x^*)=0$ (等价于所有一阶偏导数为零)。所以,当 x^* 为 D 的内点时,其为极小点的必要条件是该点的梯度为零。

现在再来讨论 x^* 为极小点的充分条件,即 x^* 满足什么条件时,就必定是极小点。

如果 $f(x)$ 是一个二次连续可微的函数,则可将它在点 x^* 处展成泰勒二次近似展开式,即

$$f(x) = f(x^*) + \nabla f(x^*)^T \cdot (x - x^*) + \frac{1}{2} (x - x^*)^T \cdot H(x^*) \cdot (x - x^*) \quad (11-19)$$

由极小点的必要条件,即 $\nabla f(x^*)=0$,那么,对于一切非零向量 $Z = (x - x^*)$,只要

$$2[f(x) - f(x^*)] = Z^T \cdot H(x^*) \cdot Z > 0 \quad (11-20)$$

根据定义, x^* 就必定是极小点。所以 $Z^T \cdot H(x^*) \cdot Z > 0$ 就是 x^* 点为极小点的充分条件。由于 $Z^T \cdot H(x^*) \cdot Z$ 是一个二次型,因此该充分条件表明这个二次型必须是一个正定二次型。

②极小点 x^* 在可行域 D 的边界上,这种情况下, x^* 点所在的约束集合为

$$I(x^*) = \{u \mid g_u(x^*) = 0, u = 1, 2, \dots\} \quad (11-21)$$

由于等式约束总是适时约束,所以这里没考虑等式约束情况。在下面的讨论中,假定诸约束函数在 R^n 中有定义,且可微。在点 x^* 领域内的每个点 x ,都可表示为

$$x = x^* + \alpha \cdot S$$

其中 S 是由点 x^* 指向 x 点的单位矢量,只要 α 足够小,但 $\alpha > 0$,就能保证 $x \in N_\delta(x^*)$ 。若能使 $(x^* + \alpha \cdot S) \in D \cap N_\delta(x^*)$,即 x 既属于 D 又属于 N_δ ,且有 $f(x^* + \alpha \cdot S) \geq f(x^*)$ 则 x^* 必为局部极小点。这时,任一方向 S ,都不可能是“使目标函数值下降的可行方向”。

所谓可行方向,可以通过约束函数的特征来加以表征。假定对于某个约束 $k \in I(x^k) = \{u \mid g_u(x^k) = 0\}$ 是适时约束,那么, x^k 点处的可行方向 S 必须满足

$$S^T \cdot \nabla g_k(x^k) \leq 0 \quad (11-22)$$

这样,沿 S 方向的新点 $x = x^k + \alpha \cdot S$ 将保持在可行域 D 内。否则,矢量 S 对约束 $g_k(x^k) = 0$ 就是不可行的。当然,如果有多个适时约束,则对于每个适时约束,矢量 S 都满足(11-22)式时, S 才是一个可行方向矢量。

同理,对于等式约束,必须有

$$S^T \cdot \nabla h_k(x^k) = 0 \quad (11-23)$$

由此,不难定义 x^k 点处的可行方向矢量集合,即

$$V_1(x^k) = \left\{ S \mid \begin{cases} S^T \cdot \nabla g_u(x^k) \leq 0, & u \in I(x^k) \\ S^T \cdot \nabla h_v(x^k) = 0, & v = 1, 2, \dots, p < n \end{cases} \right\} \quad (11-24)$$

另外,对于一个可行方向矢量 $S \in V_1(x^k)$,由于

$$f(x^k + \alpha \cdot S) \approx f(x^k) + \alpha \cdot S^T \cdot \nabla f(x^k)$$

对于一切充分小的 $\alpha > 0$,若有

$$S^T \cdot \nabla f(x^k) = [f(x^k + \alpha \cdot S) - f(x^k)] / \alpha \geq 0$$

则 x^k 点就是一个局部极小点 x^* 。所以,可以定义另一个矢量集合,即

$$V_2(x^k) = \{S | S^T \cdot \nabla f(x^k) < 0\} \quad (11-25)$$

该矢量集合就是所谓的 x^k 点处使目标函数值下降的可行方向矢量集合。

这样, x^k 点为极小点的必要条件可表述为:对于 x^k 点处的一切可行方向矢量 $S \in V_1(x^k)$,均不能使目标函数值下降,即 $S \notin V_2(x^k)$ 。从设计空间的几何意义上来看,这个必要条件表明,如果 x^k 点处存在一个矢量 S 满足 $S \in V_1(x^k)$ 及 $S \in V_2(x^k)$,如图 11-8(a)、11-8(c)所示,则 x^k 点就不可能是极小点。而图 11-8(b)、11-8(d)中的 x^k 是极小点,满足前述的必要条件。

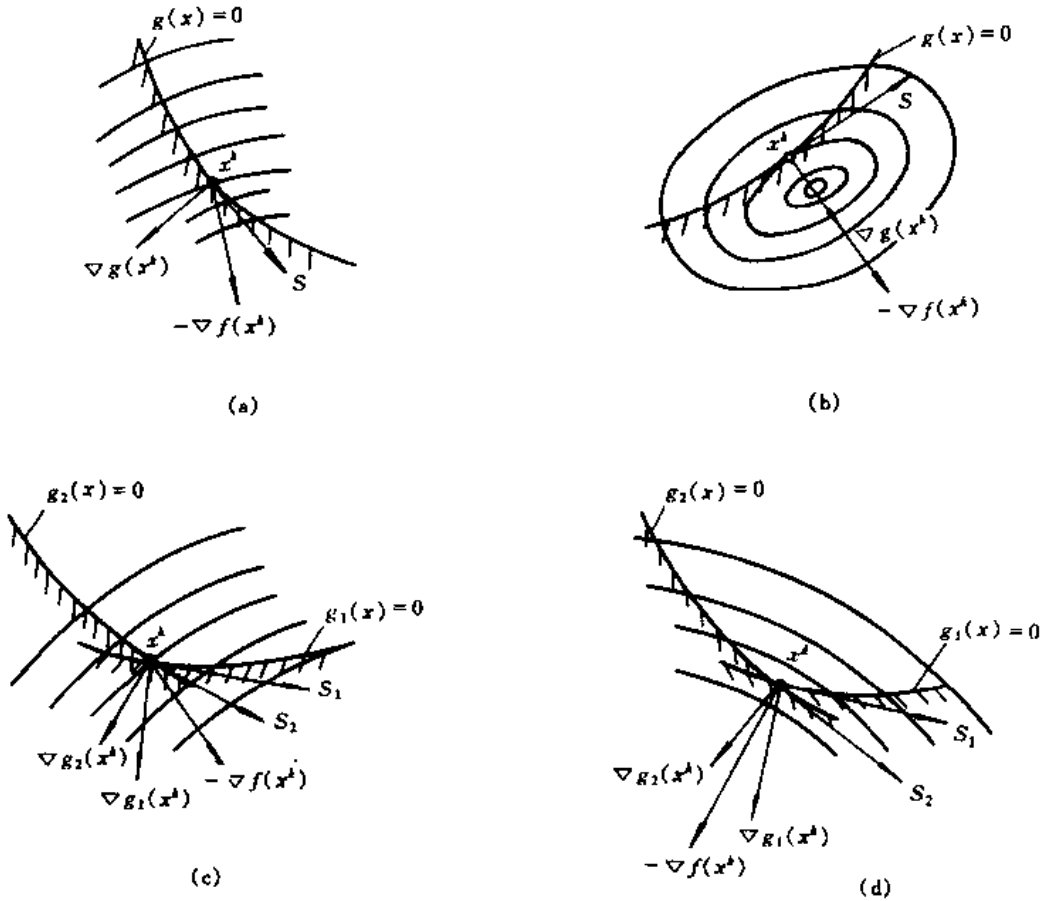


图 11-8 约束问题最优解的必要条件

在单个适时约束的情况下,如图 11-8(b)所示,若 x^k 点满足必要条件,则有

$$-\nabla f(x^*) = \lambda \cdot \nabla g(x^*) \quad \lambda > 0 \quad (11-26)$$

如果 x^k 点有两个适时约束,如图 11-8(d)所示,当 x^k 点满足必要条件,则有

$$-\nabla f(x^*) = \lambda_1 \cdot \nabla g_1(x^*) + \lambda_2 \cdot \nabla g_2(x^*), \quad \lambda_1 > 0, \lambda_2 > 0 \quad (11-27)$$

上述条件就是所谓的约束问题最优解的必要条件。将此推广到 n 维设计空间具有 m 个不等式约束的情况,便可获得著名的 K-T(Kuhn-Tucker)条件。即

$$-\nabla f(x^*) = \sum_u \lambda_u \cdot \nabla g_u(x^*), \quad \lambda_u > 0 \quad (11-28)$$

必须指出,一般情况下,K-T 条件只是约束优化设计问题局部最优解的必要条件,而不是

充分条件。这就是说,若 x^* 点为最优点,则 x^* 点必须满足 K-T 条件,但是,满足 K-T 条件的点,并不一定是最优点。例如,在图 11-9 中, P, Q 点都满足 K-T 条件,其中 P 点是最优点,而 Q 点就不是最优点,这是由于目标函数和约束函数的非线性造成的。在图 11-9(a)中,目标函数为非线性函数,约束函数为线性函数;图 11-9(b)中,目标函数是线性函数,约束函数是非线性函数。

当目标函数是凸函数、约束函数的集合为凸集时(即在几何图形上,目标函数的等值线(面)和约束函数的约束线(面)均向外凸),K-T 条件便是约束优化设计问题全域最优解的充分和必要条件。

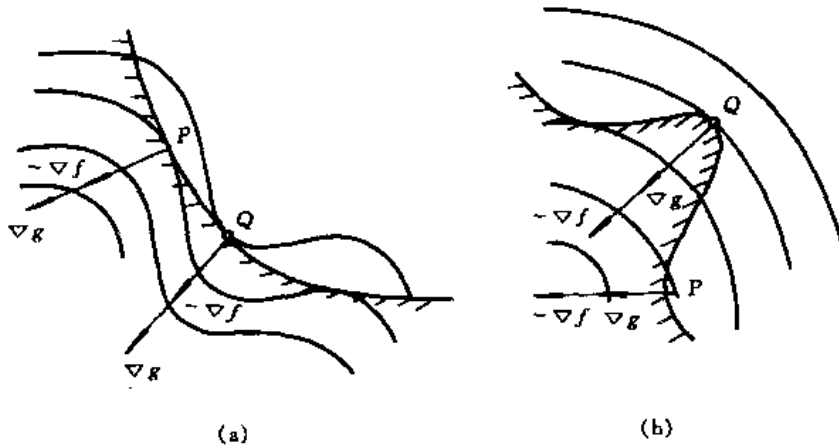


图 11-9 最优解条件

对于具有等式约束的优化设计问题,其约束最优解条件可类似地表示为

$$-\nabla f(x^*) = \sum_{v=1}^p \gamma_v \cdot \nabla h_v(x^*) \quad (11-29)$$

这里,对乘子 γ_v 没有任何限制。因为,对于等式约束 $h_v(x) = 0$,总可以将其改写为两个不等式约束,即 $h_v(x) \leq 0$ 和 $-h_v(x) \leq 0$,由 K-T 条件得

$$-\nabla f(x^*) = \sum_{v=1}^p \gamma_v^+ \cdot \nabla h_v(x^*) - \sum_{v=1}^p \gamma_v^- \cdot \nabla h_v(x^*) = \sum_{v=1}^p \gamma_v \cdot \nabla h_v(x^*) \quad (11-30)$$

其中, $\gamma_v^+ > 0$ 及 $\gamma_v^- > 0$,因 $\gamma_v = \gamma_v^+ - \gamma_v^-$,故无须限定其符号。所以,一般情况下的约束问题最优解存在的必要条件为

$$-\nabla f(x^*) = \sum_{v=1}^p \gamma_v \cdot \nabla h_v(x^*) + \sum_{u \in I(x^*)} \lambda_u \cdot \nabla g_u(x^*) \quad (11-31)$$

11.1.3 迭代算法及终止准则

1. 迭代算法及其迭代格式

迭代算法是一种按一定格式进行反复运算获得问题解的一种数值计算方法。随着计算机技术的飞速发展,迭代算法得到了越来越广泛的应用,许多采用解析方法难以或无法求解的问题,通过迭代算法便可以得到令人满意的解答。迭代算法的核心问题是根据不同的求解对象,构造出一种简便的计算格式。在优化设计中,其迭代算法的基本思想是,从某一点出发,按一

种特定规则确定迭代计算的一个搜索方向和步长因子,从而得到一个新的迭代点。由此可构造出计算迭代格式为

$$x^{k+1} = x^k + \alpha^k \cdot S^k \quad k=0,1,2,\dots \quad (11-32)$$

式中 x^k ——上一步求得的迭代点(设计方案);

x^{k+1} ——本次计算的迭代点(新的设计方案);

α^k ——步长因子;

S^k ——迭代计算的搜索方向(修改设计方案的移动方向)。

为求得优化设计问题的最优解,每次迭代计算都应该使目标函数值有所下降,即要求迭代序列点必须满足

$$f(x^0) > f(x^1) > \dots > f(x^k) > f(x^{k+1}) > \dots$$

很显然,按照式(11-32)的迭代格式进行反复迭代计算,最终目标函数值将会逐渐逼近问题的最优值,而迭代点则趋于最优点。

可以看出,这种迭代算法的关键有两点:一是如何确定每次计算的迭代搜索方向和步长因子,在下一节中将重点讨论这个问题。事实上,不同的构造迭代计算搜索方向的规则,就形成了各种不同的优化设计算法。二是怎样判断迭代计算结果已达到要求,并终止迭代计算。

2. 迭代算法的终止准则

用计算机进行迭代计算时,从理论上讲,任何一种迭代算法都可以产生一个无穷序列 $\{x^k, k=0,1,2,\dots\}$,且当 $k \rightarrow \infty$ 时,应该有 $x^k \rightarrow x^*$ 。在实际的优化设计中,不可能也不必要进行无穷多次的迭代计算,通常只要达到了预先给定的计算精度,就可以终止迭代计算,并且认为计算结果就是近似的最优解。可见,建立迭代算法的终止准则是迭代算法中不可缺少的重要环节。然而,在计算过程中,由于目标函数的最优点是未知的,并且迭代计算的进程往往与目标函数的性质有关,所以就很难建立一种统一、完善的终止准则。

根据前面对最优解的分析,对于无约束优化设计问题,可以建立以下几种终止准则,即

①由无约束优化设计问题最优点的必要条件 $\nabla f(x^*) = 0$,可以认为,当迭代点 x^k 处的目标函数梯度的模已很小时,即

$$\|\nabla f(x^k)\| \leq \epsilon_1 \quad (11-33)$$

便可以终止迭代计算,取 $x^* \approx x^k$ 。

②根据目标函数在最优点附近的性质,在迭代过程中,当目标函数值的下降量很小时,即可终止计算。当 $|f(x^k) - f(x^{k-1})| > 1$,取

$$\left| \frac{f(x^k) - f(x^{k-1})}{f(x^{k-1})} \right| \leq \epsilon_2 \quad (11-34)$$

否则,取

$$|f(x^k) - f(x^{k-1})| \leq \epsilon_3 \quad (11-35)$$

③由点列收敛的柯西准则,当相邻两个迭代点非常接近时,即

$$\|x^k - x^{k-1}\| = \|\alpha \cdot S^k\| \leq \epsilon_4 \quad (11-36)$$

或

$$\max_{1 \leq i \leq n} |x_i^k - x_i^{k-1}| \leq \epsilon_5 \quad (11-37)$$

可以认为 $x^* \approx x^k$ 。

上述诸式中的 ϵ 表达了不同物理意义下的收敛精度,其数值大小一般要根据不同的迭代算法和实际优化设计问题来确定。这几种终止准则,都在一定程度上反映了迭代计算结果的近似程度,但是它们也都有其局限性。

11.2 无约束问题的优化设计方法

11.2.1 一维搜索方法

一维搜索方法是迭代法的基础。在迭代法中,关键的问题是如何确定每次迭代的方向与步长因子。当迭代方向确定后,取不同的步长因子,可以得到沿该方向上的一系列迭代点。很显然,我们希望能够确定一个适当的步长因子,以使得在新的迭代点上,使目标函数数值尽可能地得到减少。即希望能取得一个 α 值,使得新的迭代点 x 是目标函数沿该迭代方向 S 上为最小的一个点。从优化的概念上讲,就是寻求一个最优步长因子 α^k 使 $f(x^k + \alpha^k S^k)$ 沿给定方向 S^k 为极小。这个过程叫做一维最优化搜索, α^k 就是一维搜索的最优化步长因子,求 α^k 值的方法叫做一维搜索最优化方法。即求 α 的一个最优步长因子 α^k ,使

$$f(x^{k+1}) = \min_{\alpha} f(x^k + \alpha S^k)$$

若目标函数可微,则最优步长因子可以用解析法求得。将 $f(x)$ 在 x^k 点处作 Taylor 二次近似展开,有

$$f(x) \approx f(x^k) + [\nabla f(x^k)]^T (x - x^k) + \frac{1}{2} (x - x^k)^T H(x^k) (x - x^k)$$

将迭代式 $x = x^k + \alpha S^k$ 代入,得

$$f(x^k + \alpha S^k) \approx f(x^k) + [\nabla f(x^k)]^T \alpha S^k + \frac{1}{2} \alpha^2 [S^k]^T H(x^k) [S^k]$$

令

$$\frac{df(x^k + \alpha S^k)}{d\alpha} \approx [\nabla f(x^k)]^T S^k + \alpha [S^k]^T H(x^k) [S^k] = 0$$

可求得

$$\alpha^k = - \frac{[\nabla f(x^k)]^T S^k}{[S^k]^T H(x^k) [S^k]} \quad (11-38)$$

由于在工程实际中,很多目标函数是不可微的,有些函数即使可微,也是比较复杂,所以一般都是采用搜索迭代的方法来求得 α^k 。常用的方法有 Fibonacci 法(也叫分数法)、黄金分割法(也叫 0.618 法)、牛顿法、二次插值法和三次插值法等。这些方法各有特点。这里,主要介绍黄金分割法和二次插值法。

一维最优化搜索通常是分两步来进行:第一步是先确定一个最小值所在的区间;第二步再求出该区间内的最优步长因子 α^k 值。

1. 搜索区间的确定

根据函数在某一区间内的变化情况,可将区间分为单峰区间和多峰区间。所谓单峰区间,就是函数在该区间仅有一个峰值,相应的函数在该区间内是凸函数。对于非凸函数,在某些区间内会存在多个峰值。单峰区间具有下述性质:

在单峰区间 $[a_1, a_3]$ 内,必定存在一点 a_2 ,其对应的函数值为最小,即

$$a_1 < a_2 < a_3 \text{ 或 } a_1 > a_2 > a_3$$

使

$$f(a_1) > f(a_2) < f(a_3)$$

很显然,采用外推法就可以非常容易地找到一组函数值呈“高一低一高”的变化区间。该区间就可认为是单峰区间,因为这里介绍的优化方法只能求得问题的局部最优解。

2. 黄金分割法

确定了单峰区间之后,就可以采用各种不同的方法来求得最优步长因子 a^k 。一类应用广泛的方法是采用消去原理进行直接搜索。

所谓序列消去原理,就是在搜索区间内,通过选取一些点来计算其函数值,然后比较它们的大小,按照单峰区间内函数值呈“高一低一高”的变化的性质,消去一部分区间,保留下一个更小的单峰区间,达到逐步缩小搜索区间的目的。

例如,在峰区间 $[a_1, a_3]$ 内,任取两点 a_{11} 和 a_{12} , 计算相应的函数值 $f(a_{11})$ 和 $f(a_{12})$, 若

$$(1) f(a_{11}) < f(a_{12}) \quad \text{则 } a^k \in [a_1, a_{12}], \text{ 消去 } [a_{12}, a_3]$$

$$(2) f(a_{11}) > f(a_{12}) \quad a^k \in [a_{11}, a_3], \text{ 消去 } [a_1, a_{11}]$$

$$(3) f(a_{11}) = f(a_{12}) \quad a^k \in [a_{11}, a_{12}], \text{ 消去 } [a_1, a_{11}], [a_{12}, a_3]$$

黄金分割法的基本思想是,在应用序列消去原理缩小搜索区间时,要求

(1) 保证每次都把搜索区间缩小为原区间的 λ 倍 ($0 < \lambda < 1$), 即等比率缩小。

(2) 通过合理地确定 λ , 使得每次消去部分区间后,只要再计算一个点的函数值,就可按前述方法进行区间缩小。这就提高了计算效率。

如图 11-10 所示,从区间两端对称取点,即可满足上述第一条要求。

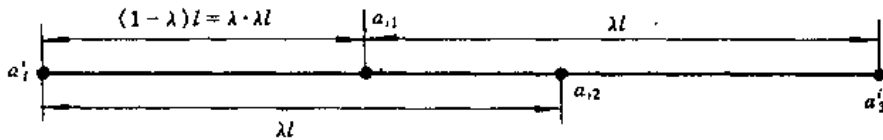


图 11-10 黄金分割法

设搜索区间 $l = a_3^i - a_1^i$

若 $f(a_{11}) \leq f(a_{12})$, 则新的单峰区间为 $[a_1^{i+1}, a_3^{i+1}] = [a_1^i, a_{12}^i]$

由图可知, $l^1 = a_{12}^i - a_1^i = \lambda l = \lambda(a_3^i - a_1^i)$

欲使 a_{11} 为下次搜索的一个计算点, 只要让 $(1-\lambda)l = \lambda l^1$ 即可。这样, 就有

$$(1-\lambda)(a_3^i - a_1^i) = \lambda^2(a_3^i - a_1^i)$$

即 $\lambda^2 + \lambda + 1 = 0$, 由此求得(舍弃负根), $\lambda = \frac{\sqrt{5}-1}{2} \approx 0.618$

显然,在计算中只要采用比率 $\lambda = 0.618$, 就可实现除第一次外,每次缩小区间只要在区间内取一个点来计算其函数值的目的。每计算一次,区间将按比率 λ 缩小,直至 $l^i \leq \epsilon$ (预先给定的精度),再取区间上 4 个点中相应的函数值最小的一点作为最优步长因子。

3. 二次插值法

这是一类采用多项式逼近法求最优步长因子的方法。其基本思想是利用区间上的若干点来构造一个低次插值多项式,近似地表示原目标函数,并求出该多项式的极值点(极小点),然后再按单峰区间函数值“高一低一高”的性质,确定下一个搜索区间。由于插值多项式函数的

极值点是原函数极值点的近似值,所以随着逐次迭代计算,搜索区间越来越小,插值多项式函数将越来越接近原函数,最终的极值点即可作为最优步长因子。

在一维搜索中,目标函数只是 α 的一元函数,即

$$f(x^{k+1}) = f(x^k + \alpha S^k) = f(\alpha)$$

若用一个二次多项式来逼近目标函数,那么这种求最优步长因子的方法就叫做二次插值法。对于一个二次多项式函数 $p(\alpha) = a + b\alpha + c\alpha^2$,有三个待定常数,所以需要有三个点方可确定该函数。现取三个插值点,在这三个点上,使其对应的目标函数值与插值函数值相等,即令

$$p(\alpha_1) = f_1 = a + b\alpha_1 + c\alpha_1^2$$

$$p(\alpha_2) = f_2 = a + b\alpha_2 + c\alpha_2^2$$

$$p(\alpha_3) = f_3 = a + b\alpha_3 + c\alpha_3^2$$

联立求得 a, b, c 。对二次多项式函数求极值点,有

$$\frac{dp(\alpha)}{d\alpha} = b + 2c\alpha = 0$$

解得
$$\alpha_p = -\frac{b}{2c}$$

这样求得的 α_p ,只能是最优步长因子 α^* 的近似值。需用前述的序列消去原理,比较 $f(\alpha_p)$ 与 $f(\alpha_2)$,按“高一低一高”特性缩小区间后,再进行二次插值,如此反复,直至达到给定的精度为止。

11.2.2 坐标轮换法与 Powell 法

1. 坐标轮换法

这是一种比较直观无须求导的降维优化方法。

(1)基本原理 保持 $n-1$ 个变量(坐标)不变,分别对第 $1, 2, \dots, n$ 个变量(坐标)进行一维搜索寻优,称这一过程为一轮计算,进行 m 轮计算后,若满足预先给定的精度,即可终止计算。

(2)搜索方向与步长的确定

①搜索方向 设第 k 轮第 i 次的迭代计算格式为

$$x_i^k = x_{i-1}^k + \alpha_i^k S_i^k, (i=1, 2, \dots, n) \quad (11-39)$$

其中 x_{i-1}^k 为第 k 轮第 i 次的迭代初始点,即 $x_0^k = x_n^{k-1}$, S_i^k 为第 k 轮第 i 次的迭代方向,轮换取 n 个坐标方向的单位矢量,即

$$S_i^k = e_i = \begin{Bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} = \{0 \ \dots \ 1 \ \dots \ 0\}^T \quad (11-40)$$

α_i^k 为第 k 轮第 i 次的迭代步长因子。

②步长因子可采用上节的一维搜索最优化方法确定。

(3)主要特点 这一方法与目标函数的维数和函数的性态有很大的关系。

①若目标函数的等值线为圆或长短轴都平行与坐标轴的椭圆(对于多元函数,可理解为椭球或超椭球)时,该方法比较有效。对于其他情况的目标函数,其收敛速度很慢。由于相邻两次的搜索方向是互相垂直的,所以逼近函数极小点的过程将直角呈锯齿状而降低收敛速度。尤其是当目标函数的等值线出现“山脊”时,该方法就将失效,无法求得最优点。如图 11-11 所示。

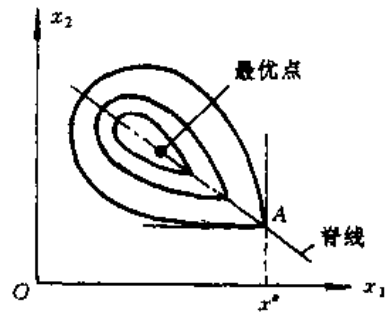


图 11-11 “山脊”形等值线

②由于这种方法是各坐标方向进行轮换迭代计算,所以当变量较多时,即 $n > 10$,就不应采用这种方法。

2. Powell 法

这是一种利用共轭方向来加快收敛速度的一种方法。它也不需要目标函数进行导数计算。

(1)基本思想 对于一个正定(或半正定)二次型函数

$$f(x) = x^T A x + B x + C$$

其等值线是椭圆族,根据同心椭圆族的特性:任意两条平行线与椭圆族中的椭圆之切点的连线,一定通过该椭圆族的中心(共轭特性)。因此,对于正定(或半正定)二次型函数,只要分别沿两个平行方向进行一维寻优,求得相应的极小点 x^1 和 x^2 后,再沿两点的连线方向 $S = x^2 - x^1$ 进行一维寻优,即可求得最优解。

对于非二次型的目标函数,如果将目标函数按 Taylor 级数展成一个近似的二次型函数,若 H 矩阵为正定矩阵,则函数的等值线是椭圆族。这样,按上述方法进行寻优,尽管不能直接求得最优点,但无疑将大大加快收敛速度。其原因就在于 S 与 S_1 (或 S_2)是关于 $H(x)$ 的一对共轭方向。

根据上述思路,只要在优化过程中设法获取共轭方向,并将共轭方向用于寻优,即可逐步求得最优解。

(2)共轭方向的确定 Powell 法获取共轭方向的方法是基于坐标轮换法,在每轮寻优后,将首末两点的连线方向作为一个共轭方向(两平行方向上的最优点的连线方向与该平行方向是一对共轭方向)。

Powell 法的第一轮寻优仍采用坐标方向,由于初始点可以看作是沿最后一个坐标方向寻优产生的最优点(事实上,可以看作是沿任意一个坐标方向寻优产生的最优点),所以,这一轮最后一个方向 S_n 上的最优点和初始点的连线方向 S 与 S_n 就是一对共轭方向。在 Powell 法中,每轮寻优都将如此产生一个新的方向,并将该方向用于下一轮的寻优。为保证每轮寻优的诸方向具有线性无关特性,这就需把原来的 n 个寻优方向有选择地去掉一个。Powell 给出了搜索方向取舍的判别条件。

$$\text{设 } f_1 = f(x_0^k), f_2 = f(x_n^k), f_3 = f(2x_n^k - x_0^k), \Delta_m = \max_{1 \leq i \leq n} \{f(x_{i-1}^k) - f(x_i^k)\}$$

$$\text{若 } f_3 < f_1, \text{ 且 } (f_1 - 2f_2 + f_3)(f_1 - f_2 - \Delta_m)^2 < \frac{1}{2} \Delta_m (f_1 - f_3)^2$$

则用新方向 S 替换原方向中的第 S_m^k 个方向,否则仍使用原来的 n 个方向。在判别条件中, S_m^k 是与 Δ_m 相对应的方向。

(3)Powell 法的特点 Powell 法在计算上虽然稍微复杂一些,但它保证了可靠的收敛性。

尤其是对于正定二次型目标函数十分有效。实践证明,该方法对于大多数非二次型函数也是有效的,但计算速度并不是很快。

11.2.3 梯度法与共轭梯度法

1. 梯度法

(1)基本思想及方法 梯度方向是函数变化率最大的方向,其反方向,即负梯度方向,则是函数的最速下降方向。所以可利用函数的负梯度方向作为优化的迭代寻优方向,这种方法称之为梯度法。

设 $f(x)$ 在 x^k 点处的梯度为 $\nabla f(x^k) = \left[\frac{\partial f(x^k)}{\partial x_1} \dots \frac{\partial f(x^k)}{\partial x_n} \right]^T$, 取函数负梯度的单位矢量为第 k 次寻优的搜索方向,并以 x^k 作为初始点,即

$$S^k = -\frac{\nabla f(x^k)}{\|\nabla f(x^k)\|} \quad (11-41)$$

这样,有

$$x^{k+1} = x^k + \alpha^k S^k = x^k - \frac{\alpha^k \nabla f(x^k)}{\|\nabla f(x^k)\|} \quad (11-42)$$

如此反复迭代,直至 $\|\nabla f(x^k)\| \leq \epsilon$ 为止。

(2)梯度法的特点 这种优化方法的迭代过程简单,存储量小,对初始点的选择要求比较低。尤其是在远离函数极小点的地方,函数值下降较快。但是,由于所谓的最速下降方向——函数在某点的负梯度方向,仅是对该点而言,一旦离开了这一点,其方向就不再是最速方向了。因而,在这个优化过程中,沿某点的负梯度方向寻优,并不总是具有最速下降方向的性质,所以从总体上讲,梯度法的收敛速度往往较慢。尤其是当函数的等值线呈扁形椭圆或遇有“脊线”时,由于梯度法寻优过程中相邻两次的搜索方向是互相垂直的,致使它完全继承了坐标轮换法的所有缺点。

2. 共轭梯度法

(1)基本思想与方法 由于梯度法在远离极值点时较为有效,所以可利用函数的负梯度方向来构造与之共轭的方向,这就大大加快了收敛速度。由此产生的新方法就叫做共轭梯度法。共轭梯度法的初始寻优仍以初始点的负梯度方向,即 $S^0 = -\nabla f(x^0)$,第 k 次寻优时则采用构造的共轭方向来进行,即沿 $S^{k+1} = -\nabla f(x^{k+1}) + \beta_k S^k$ 方向进行搜索,如图 11-12 所示。这时, S^{k+1} 与 S^k 满足共轭条件

$$[S^{k+1}]^T A S^k = 0 \quad (11-43)$$

这样,对于一个二维的正定二次型函数,只要沿此共轭方向进行搜索即可求得极小点。

(2) β^k 的确定

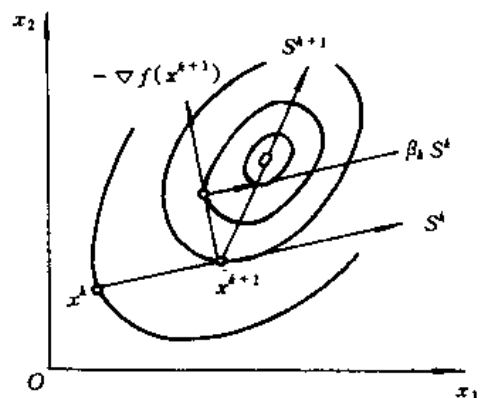


图 11-12 共轭梯度法

设 $f(x) = C + B^T x + \frac{1}{2} x^T A x$

则 $\nabla f(x^k) = B + A x^k$ 及 $\nabla f(x^{k+1}) = B + A x^{k+1}$

两式相减,得

$$\nabla f(x^{k+1}) - \nabla f(x^k) = A(x^{k+1} - x^k) = \alpha^k A S^k$$

上式左乘 $[S^{k+1}]^T$,得

$$[S^{k+1}]^T [\nabla f(x^{k+1}) - \nabla f(x^k)] = \alpha^k [S^{k+1}]^T A S^k$$

由共轭条件,得

$$[S^{k+1}]^T \nabla f(x^{k+1}) - [S^{k+1}]^T \nabla f(x^k) = \alpha^k [S^{k+1}]^T A S^k = 0$$

可以证明,依次沿共轭方向搜索所得的极小点,其梯度相互垂直。因构造的搜索方向具有共轭性,所以有

$$[\nabla f(x^{k+1})]^T [\nabla f(x^k)] = 0$$

因 $S^{k+1} = -\nabla f(x^{k+1}) + \beta_k S^k$ 及 $[S^k]^T \nabla f(x^{k+1}) = 0$

故有 $-[\nabla f(x^{k+1})]^T [\nabla f(x^{k+1})] + \beta_k [\nabla f(x^k)]^T [\nabla f(x^k)] = 0$

得

$$\beta_k = \frac{[\nabla f(x^{k+1})]^T [\nabla f(x^{k+1})]}{[\nabla f(x^k)]^T [\nabla f(x^k)]} = \frac{\|\nabla f(x^{k+1})\|^2}{\|\nabla f(x^k)\|^2} \quad (11-44)$$

(3)共轭梯度法的特点 共轭梯度法是使用一阶导数的优化方法,具有公式结构简单,存储量小,收敛速度快的特点。其缺点是要求一维搜索必须有足够的精度,否则所构成的搜索方向就不是共轭方向。在理论上,对于二次型函数,至多经过 n 步迭代就可以求得极值点,但在实际计算中,由于舍入误差的影响,往往在 n 步迭代后,仍不能得到最优点。另外,共轭梯度法是以正定二次型函数的共轭方向理论为基础的,而目标函数通常也不是二次型函数,所以经常会出现 n 步迭代后,仍不能得到最优点的情况,这时应将最后求得的迭代点重新置为初始点,再次应用共轭梯度法进行迭代求解。

11.2.4 牛顿法与变尺度法

1. 牛顿法

(1)牛顿法的基本思想与特点 现以一元函数为例来讨论。

对于一个二次型函数 $f(x) = c + bx + \frac{1}{2} ax^2$ 其最优点可以解析求得,即

$$x_{\min} = -\frac{b}{a} = -a^{-1}b$$

对于一个非二次型函数,只要它是连续可微的,那么在给定点 x_0 处总是可以展成一个 Taylor 二次近似多项式,使之成为一个近似的二次型函数,即

$$f(x) \approx f(x_0) + f'(x_0)(x - x_0) + \frac{1}{2}(x - x_0)f''(x_0)(x - x_0)$$

令 $\varphi(x) = f(x_0) + f'(x_0)(x - x_0) + \frac{1}{2}(x - x_0)f''(x_0)(x - x_0)$

则可求得 $\varphi(x)$ 的极值点 $x_{\min} = x_0 - [f''(x_0)]^{-1}f'(x_0)$

由于 $\varphi(x)$ 是 $f(x)$ 在点 x_0 处的二次近似函数,所以可用 $\varphi(x)$ 的极值点作为函数 $f(x)$ 最优点的一次近似值。

同理,对多元函数,令

$$\varphi(x) = f(x^k) + [\nabla f(x^k)]^T(x - x^k) + \frac{1}{2}(x - x^k)^T H(x^k)(x - x^k)$$

有
$$x_{\min} = x^k - [H(x^k)]^{-1} \nabla f(x^k)$$

由此可得牛顿法的迭代格式为

$$x^{k+1} = x^k - [H(x^k)]^{-1} \nabla f(x^k) \quad (11-45)$$

很显然,对于任何正定二次型函数,采用牛顿法只要一步就可求得函数的最优点。但是,当目标函数是严重非线性时,牛顿法将不能保证其收敛性。这是因为在牛顿法的迭代过程中,并没有沿搜索方向进行一维最优化搜索,所以有可能出现 $f(x^{k+1}) > f(x^k)$ 的情况,而导致不收敛。为克服这一缺点,可对牛顿法作适当修正,修正后的牛顿法,称为修正牛顿法。

(2)修正牛顿法

令
$$S^k = -[H(x^k)]^{-1} \nabla f(x^k) \quad (11-46)$$

对目标函数沿 S^k 方向进行一维最优化搜索,即

$$x^{k+1} = x^k + \alpha^k S^k = x^k - \alpha^k [H(x^k)]^{-1} \nabla f(x^k) \quad (11-47)$$

这样,既保持了牛顿法收敛快的特点,又使得迭代计算能够保证收敛。需要注意的是,修正牛顿法要求 $H(x^k)$ 矩阵是非奇异的。另外,由于计算逆矩阵的工作量较大,当设计变量较多时,计算量和存储量都将随变量个数的平方而增加,从而给实际计算带来不便。

2. 变尺度法(DFP法)

(1)基本思想 变尺度法的基本思想就是设法构造一个对称正定矩阵 H^k 来替代修正牛顿法中的逆矩阵 $H^{-1}(x^k)$,并且在迭代计算中,使其逐步逼近 $H^{-1}(x^k)$ 。如此形成的优化方法既可具有接近修正牛顿法的收敛速度,又避免了逆矩阵的计算工作。

根据这种思想,其迭代格式可写为

$$x^{k+1} = x^k + \alpha^k S^k = x^k - \alpha^k H^k \nabla f(x^k) \quad (11-48)$$

在迭代过程中,对称矩阵 H^k 是不断加以修改、变化的,其作用相当于不断改变 $[-\nabla f(x^k)]$ 的尺度,所以 H^k 被称为尺度矩阵,这种方法就叫做变尺度法。

(2)尺度矩阵的构造方法 尺度矩阵的构造要求满足两个基本条件,即收敛性和计算简便性。

①为满足收敛性的要求,应使 S^k 与 $[-\nabla f(x^k)]$ 之间的夹角小于 90° ,即

$$-[S^k]^T [\nabla f(x^k)] > 0$$

根据这个要求,可以推得, H^k 必须是对称正定矩阵。

②为使尺度矩阵 H^k 在迭代过程中逐步逼近 $H^{-1}(x^k)$,须使 H^{k+1} 满足拟牛顿条件,即DFP条件

$$H^{k+1} [\nabla f(x^{k+1}) - \nabla f(x^k)] = x^{k+1} - x^k \quad (11-49)$$

③为使迭代计算简便,可采用统一的尺度矩阵构造格式,即

$$H^{k+1} = H^k + E^k \quad (11-50)$$

利用待定系数法,并结合上述条件,可以求得

$$E^k = \frac{\Delta x^k [\Delta x^k]^T}{[\Delta g^k]^T \Delta x^k} - \frac{H^k \Delta g^k [\Delta g^k]^T H^k}{[\Delta g^k]^T H^k \Delta g^k} \quad (11-51)$$

式中

$$\Delta g^k = \nabla f(x^{k+1}) - \nabla f(x^k)$$

$$\Delta x^k = x^{k+1} - x^k$$

初始矩阵 H^0 的选取,只要满足对称正定的要求即可。最简单的对称正定矩阵是单位矩阵。很显然,若取单位矩阵为初始矩阵,则变尺度法的第一个搜索方向是初始点的负梯度方向。

不难看出,在迭代计算中,若 H^k 恒为单位矩阵,则变尺度法退化为梯度法; H^k 恒为 $H^{-1}(x^k)$,则变尺度法退化为修正牛顿法。

(3)变尺度法的特点 当目标函数的梯度矢量容易解析求得时,变尺度法是一种十分有效的优化方法。在理论上可以证明,变尺度法的搜索方向是互共轭的,因而它具有二次收敛性,其收敛速度将介于修正牛顿法和梯度法之间。对于大型优化问题(设计变量在 100 个以上),由于变尺度法的收敛速度快、效果好,被认为是无约束优化问题中最好的求解方法之一。

11.3 约束问题的优化设计方法

约束问题的优化设计方法较多,这里仅介绍一种比较常用的间接解法——惩罚函数法。这类方法的基本思想是,构造一个新的目标函数,化约束问题为无约束问题。然后,直接应用无约束优化方法进行求解。

11.3.1 内点惩罚函数法

1. 基本原理

所构造的新的目标函数(惩罚函数)是定义在原设计问题的可行域内。整个求解过程都是在可行域内完成的,所以,它是一种求解具有不等式约束优化问题的有效方法。对于机械优化设计问题,在迭代求解过程中,所有迭代点都是一个可行的设计方案。

对于约束优化问题

$$\begin{aligned} \min f(x) \\ \text{s. t. } g_u(x) \leq 0 \quad u=1, 2, \dots, m \end{aligned}$$

取惩罚函数为

$$\Phi(x, r^k) = f(x) - r^k \sum_{u=1}^m \frac{1}{g_u(x)} \quad (11-52)$$

或

$$\Phi(x, r^k) = f(x) - r^k \sum_{u=1}^m \ln[-g_u(x)] \quad (11-53)$$

式中, r^k 是惩罚因子,满足

$$r^0 > r^1 > r^2 > \dots \text{ 及 } \lim_{k \rightarrow \infty} r^k = 0$$

2. 几个需要注意的问题

(1)初始点 x^0 的选择 内点惩罚函数的初始点必须是满足约束条件的可行设计点。在机械优化设计中,约束优化问题中的一个可行点,实质上就是一个可行的设计方案。在进行优化设计之前,预先提供一个可行的设计方案是能够办到的。

(2)惩罚因子初值 r^0 的确定 适当选取惩罚因子初值 r^0 对保证正常计算及计算效率都有一定的影响。惩罚函数的性态与惩罚因子的大小有很大的关系,当 r^0 值很小时,惩罚函数的性态就会变坏。在内点惩罚函数中,只有当 $r^0 \rightarrow 0$ 时,惩罚函数的极值才是原约束优化问题

的最优解。因此在一开始,就想通过把 r^0 值取得很小,以此来加快求解过程,往往是会适得其反。而只有当初始点 x^0 比较接近最优点时,取较小的 r^0 值才不会使计算失稳。为保证计算的稳定性,应将 r^0 值取得大一些,但是太大的 r^0 值,又会增加迭代求解次数。

(3) 惩罚因子的缩减系数 在内点惩罚函数方法的迭代求解过程中,惩罚因子是一个按简单关系缩减的因子,通常取

$$r^k = cr^{k-1}$$

式中 c ——缩减系数,一般取 $c < 1$ 。通常取 $c = 0.02 \sim 0.1$ 。

11.3.2 外点惩罚函数法

1. 基本思想

外点惩罚函数法与内点惩罚函数法不同之处,在于构造的惩罚函数的定义域有所不同。外点惩罚函数法是将惩罚函数定义在可行域的外部,其优点是能够方便地处理具有等式约束的约束优化问题。对于有等式约束的优化问题,若采用内点惩罚函数法,将会遇到很大的困难。这是因为,等式约束的可行域只是一个约束面。

对于约束优化问题

$$\begin{aligned} \min \quad & f(x) \\ \text{s. t.} \quad & h_v(x) = 0 \quad v = 1, 2, \dots, p < n \end{aligned}$$

取惩罚函数为

$$\Phi(x, r^k) = f(x) + r^k \sum_{v=1}^p [h_v(x)]^2 \quad (11-54)$$

式中, r^k 是惩罚因子,它与内点惩罚函数法中的惩罚因子不同,应满足

$$0 < r^0 < r^1 < r^2 < \dots < r^k \quad \text{及} \quad \lim_{k \rightarrow \infty} r^k \rightarrow \infty$$

2. 几个需要注意的问题

(1) 初始点的选择 外点惩罚函数法中的初始点,可以任意选择。既可以在可行域内选取,又可以在可行域外。

(2) 惩罚因子的递增系数 与内点惩罚函数法不同,外点惩罚函数法的惩罚因子在迭代求解过程中是呈递增变化的。通常按下面的递推公式增加,即

$$r^k = ar^{k-1}$$

式中 a ——递增系数,一般取 $a = 5 \sim 10$ 。

与内点惩罚函数法相反,如果一开始就把惩罚因子取得很大,就会使惩罚函数的等值线形状发生扭曲或严重偏心,造成求解困难。

11.3.3 混合惩罚函数法

混合惩罚函数法是将内点惩罚函数法和外点惩罚函数法两种方法结合在一起的一种方法。它保留了两者的优点,克服了其缺点,是工程上常用的一种约束优化求解方法。

对于约束优化问题

$$\begin{aligned} \min \quad & f(x) \\ \text{s. t.} \quad & g_u(x) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m \\ & h_v(x) = 0 \quad v = 1, 2, \dots, p < n \end{aligned}$$

取惩罚函数为

$$\Phi(\mathbf{x}, r^k) = f(\mathbf{x}) - r^k \sum_{u=1}^m \frac{1}{g_u(\mathbf{x})} + (r^k)^{-1/2} \sum_{v=1}^p [h_v(\mathbf{x})]^2 \quad (11-55)$$

式中, r^k 是惩罚因子, 满足

$$r^0 > r^1 > r^2 > \dots \quad \text{及} \quad \lim_{k \rightarrow \infty} r^k = 0$$

这种可以求解同时具有等式约束和不等式约束的优化问题的惩罚函数法就称为混合惩罚函数法。其初始点和惩罚因子初值可参考内点惩罚函数法的选取方法。

第 12 章 机械可靠性设计

12.1 可靠性的基本概念及其主要技术指标

12.1.1 可靠性的基本概念

产品质量是衡量一个国家工业发展水平的一个重要标志,对于机械产品也不例外。评价一个机械产品质量的好坏,主要可从产品的技术性能、可靠性和经济性三个方面去评价。产品的技术性能是产品的功能,包括其所能达到的一切性能指标,例如载重汽车的载重量、耗油量和时速等主要技术性能。一般说来,产品的名牌数据都是其能达到的主要技术性能指标;产品的可靠性是指产品完成规定功能的能力。例如产品在使用中保持完好功能的情况、发生故障的次数、修复的速度和时间等;产品的经济性是指机械产品在进行研究、设计、制造及运行维修方面的费用。因此,机械产品的可靠性是衡量其质量的一个重要方面。

对于产品的可靠性,人们很久以来就有一定的概念和要求,对于使用者都知道产品不可靠会带来问题,例如工厂添置每台机械设备除了能满足生产的要求、价格合理外,希望在使用中能尽量少出故障,具有少的维修量,使用十分可靠。对于一些重要的设备和工程可靠性显得更为重要,一旦设备不可靠可发生失效,就会带来很大的损失。

过去人们仅是根据直观的经验对产品进行可靠性的评价,而现今对可靠性的确切定义是:产品(或系统)在规定的条件下和规定的时间内,完成规定功能的能力。可靠性定义主要包括了以下五个基本要素。

(1)评价可靠性的对象 可根据实际需要而定,对机械产品而言可以是一个零件、一个部件,也可以是一台机械设备或是多个机械设备组成的系统。

(2)规定的条件 常指使用条件、环境条件、操作条件和维护条件等,这些条件对可靠性会有直接影响。

(3)规定的时间 一般是指对象的工作期限。不同的产品对工作期限的要求是不同的,该期限可以用时间、次数或距离等表示。

(4)规定的功能 每一对象都有其要求的功能,功能常用各项规定的指标来表示。产品丧失功能的状态称为发生故障或失效。

(5)能力 完成规定功能的能力不仅有定性的含义而且有定量的指标,描述这种能力一般都要采用概率和数理统计的方法。

可靠性理论作为一门边缘科学是在第二次世界大战的后期发展起来的,随着科学技术的发展,产品越来越复杂,对产品的要求也随之越高,因此产品的可靠性也日益受到重视。

可靠性学科主要包括三方面内容

(1)可靠性数学 研究可靠性理论的数学模型和定量规律。

(2)可靠性物理 研究可靠性的失效原因和物理模型,从机理方面探究产品的不可靠因素。

(3)可靠性工程 因为产品的可靠性包含在产品的开发研究、生产制造、维护使用、包装运输直至失效的整个过程。因此,可靠性工程包括了可靠性设计、可靠性维修,可靠性试验、可靠性管理等多方面的工程应用内容。

在设计阶段使产品达到的可靠性称为产品的固有可靠性,对保证机械产品在整个寿命期内的可靠性具有重要影响。可靠性设计就是要在设计阶段使产品达到规定的可靠性指标,并使其达到最优。

12.1.2 可靠性的主要技术指标

对于可靠性不仅给予一般的定义,而且必须要有定量的描述,这就可能对各类产品在可靠性方面提出明确的要求,并能进行预测和比较。由于机械产品发生的故障或失效都是具有随机性,因此可靠性的技术指标是具有统计意义的量值。

1. 可靠度 $R(t)$

可靠度是评价产品可靠性的最重要的指标。产品的可靠度是指产品在规定的条件下和规定的时间内,完成规定功能的概率,用 $R(t)$ 表示。由于可靠度表示的是一个概率,所以 $R(t)$ 的取值范围为 $0 \leq R(t) \leq 1$ 。

产品在规定条件下和规定时间内丧失规定功能的概率,称为不可靠度或累计失效概率(简称失效概率),用 $F(t)$ 表示, $F(t)$ 的取值范围与 $R(t)$ 相同。由于失效和不失效是相互对立的事件,根据概率互补定理, $R(t)$ 与 $F(t)$ 之间有如下关系

$$R(t) = 1 - F(t) \quad (12-1)$$

从概率的定义得知,某个事件的概率可用大量试验中该事件发生的频率来估计。因此,可以通过某一类产品的试验来确定该产品在一定时间内的可靠度和不可靠度。则有

$$F(t) \approx \frac{N_f(t)}{N} \quad (12-2)$$

式中 $N_f(t)$ ——到 t 时刻产品的失效数;

N ——试验产品的总数。

相应地

$$R(t) = 1 - F(t) \approx \frac{N - N_f(t)}{N} \quad (12-3)$$

当试验产品数 N 足够大时,则有

$$R(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{N - N_f(t)}{N} \quad (12-4)$$

$$F(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{N_f(t)}{N} \quad (12-5)$$

因 $R(t)$ 和 $F(t)$ 是随时间变化的,所以也称为可靠性函数和失效概率函数。

在开始使用时,即 $t=0$ 时刻,可认为产品全部是完好的,故有 $R(0) = 1, F(0) = 0$ 。随着时间的增加,失效数不断地增加。当 $t = \infty$ 时, $N_f(\infty) = N$, 故有 $R(\infty) = 0, F(\infty) = 1$ 。因此可靠度函数 $R(t)$ 在 $[0, \infty)$ 区间内为递减函数,累计失效概率函数 $F(t)$ 为递增函数。 $R(t)$ 和 $F(t)$ 的变化曲线如图 12-1 所示。

2. 失效率(故障率) $\lambda(t)$

失效率的定义为产品工作到 t 时刻时尚未失效(或故障)的产品,在该时刻 t 以后的下一

个单位时间内发生失效(或故障)的概率,用 $\lambda(t)$ 表示。

$$\lambda(t) \approx \frac{N_f(t+\Delta t) - N_f(t)}{[N - N_f(t)]\Delta t} \quad (12-6)$$

式中 N ——开始时投入试验产品的总数;

$N_f(t)$ ——到 t 时刻产品的失效数;

$N_f(t+\Delta t)$ ——到 $t+\Delta t$ 时刻产品的失效数;

Δt ——时间间隔。

在式(12-6)中,可用 $N_s(t)$ 表示到 t 时刻产品的完好数,则有 $N_s(t) = N - N_f(t)$,并可用 $\Delta N_f(t)$

表示 t 至 $t+\Delta t$ 时间间隔内的产品失效数,则有 $\Delta N_f(t) = N_f(t+\Delta t) - N_f(t)$ 。因此式(12-6)也可写成

$$\lambda(t) \approx \frac{\Delta N_f(t)}{N_s(t)\Delta t} \quad (12-7)$$

当 $N \rightarrow \infty, \Delta t \rightarrow 0$ 时,则有

$$\lambda(t) = \lim_{\substack{N \rightarrow \infty \\ \Delta t \rightarrow 0}} \frac{\Delta N_f(t)}{N_s(t)\Delta t} \quad (12-8)$$

失效率的单位用时间表示时,常用每千小时的失效百分数或每百万小时的失效数来表示,即 $\% / 10^3 \text{h}$ 或 $1 / 10^6 \text{h}$,但对可靠度高、失效率特别小的产品有时也采用 Fit 作为单位, $1 \text{Fit} = 10^{-9} / \text{h}$ 。

3. 失效密度 $f(t)$

失效密度定义为产品工作到 t 时刻后,在下一个单位时间内发生的失效概率,用 $f(t)$ 表示。

$$f(t) \approx \frac{\Delta N_f(t)}{N\Delta t} \quad (12-9)$$

当 $N \rightarrow \infty, \Delta t \rightarrow 0$ 时,则有

$$f(t) = \lim_{\substack{N \rightarrow \infty \\ \Delta t \rightarrow 0}} \frac{\Delta N_f(t)}{N\Delta t} \quad (12-10)$$

$f(t)$ 与 $R(t)$ 、 $F(t)$ 、 $\lambda(t)$ 之间是相互关联,只要 $f(t)$ 函数可微,它们之间可进行换算

由式(12-1)和式(12-10)可得

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt} \quad (12-11)$$

由式(11-8)可得

$$\begin{aligned} \lambda(t) &= \lim_{\substack{N \rightarrow \infty \\ \Delta t \rightarrow 0}} \frac{\frac{\Delta N_f(t)}{N}}{\frac{N_s(t)}{N}\Delta t} = \frac{1}{R(t)} \cdot \frac{dF(t)}{dt} \\ &= \frac{f(t)}{R(t)} \end{aligned} \quad (12-12)$$

由式(12-12)可得到 $\lambda(t)$ 与 $R(t)$ 之间的关系

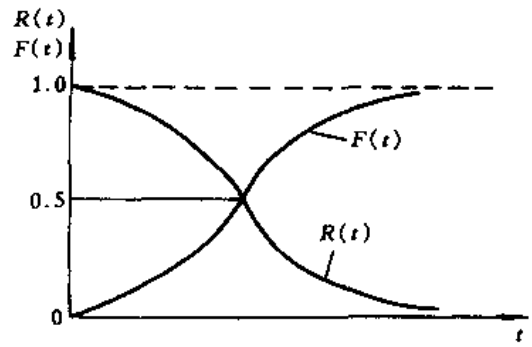


图 12-1 $R(t)$ 和 $F(t)$ 曲线

$$\lambda(t) = -\frac{1}{R(t)} \cdot \frac{dR(t)}{dt} \quad (12-13)$$

积分后得到

$$R(t) = e^{-\int_0^t \lambda(r) dr} \quad (12-14)$$

并有

$$F(t) = 1 - e^{-\int_0^t \lambda(r) dr} \quad (12-15)$$

$$f(t) = \lambda(t) e^{-\int_0^t \lambda(r) dr} \quad (12-16)$$

表 12-1 给出了一批轴承中随机抽出 50 个,进行一定负荷下的寿命试验结果,并按表中所分的各时间区段,计算得到的可靠度、失效概率(不可靠度)、失效密度和失效率数值。

表 12-1 可靠性指标计算表

序号	寿命区段 h	失效数 $\Delta N_i(t)$	累积失效数 $N_i(t)$	失效概率 $F(t)$	可靠度 $R(t)$	失效密度 $f(t)$	失效率 $\lambda(t)$ %/h
1	0~250	1	1	0.02	0.98	8×10^{-5}	0.008
2	250~500	1	2	0.04	0.96	8×10^{-5}	0.00816
3	500~750	3	5	0.10	0.90	24×10^{-5}	0.025
4	750~1000	4	9	0.18	0.82	32×10^{-5}	0.03556
5	1000~1250	8	17	0.34	0.66	64×10^{-5}	0.07805
6	1250~1500	13	30	0.60	0.44	104×10^{-5}	0.15758
7	1500~1750	10	40	0.80	0.20	80×10^{-5}	0.20
8	1750~2000	6	46	0.92	0.08	48×10^{-5}	0.24
9	2000~2250	2	48	0.96	0.04	16×10^{-5}	0.20
10	2250~2500	2	50	1.00	0	16×10^{-5}	0.40

4. 平均寿命和寿命方差

(1) 平均寿命 是常用的一个可靠性指标,通常记作 MTTF 和 MTBF。

MTTF (Mean Time To Failure) 是指不可修复产品从开始使用到失效的平均时间,或称失效前平均时间。

$$MTTF = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i \quad (12-17)$$

式中 N —— 试验产品的总数;

t_i —— 第 i 个产品失效前的工作时间。

MTBF (Mean Time Between Failures) 是指可修复产品两次相邻故障间工作时间(寿命)的平均值,或称平均无故障工作时间。

$$MTBF = \frac{1}{\sum_{i=1}^N n_i} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} t_{ij} \quad (12-18)$$

式中 N —— 试验产品的总数;

n_i —— 第 i 个试验产品的故障数;

t_{ij} —— 第 i 个产品从第 $j-1$ 次故障到第 j 次故障的工作时间。

MTTF 和 MTBF 的理论意义和数学表达式都是具有同样性质内容,故可通称为平均寿

命,记作 θ 。

$$\theta = \frac{\text{所有产品总的工作时间}}{\text{总的失效或故障次数}} \quad (12-19)$$

若产品的失效密度函数为 $f(t)$,则均值(数学期望 $E(T)$)也就是平均寿命 θ 为

$$\theta = E(T) = \int_0^{\infty} t f(t) dt \quad (0 \leq t < \infty) \quad (12-20)$$

(2)寿命方差 表示产品的寿命数据 t_i 相对于平均寿命 θ 的分散程度,记作 σ^2 。

$$\sigma^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (t_i - \theta)^2 \quad (12-21)$$

式中 N ——试验的产品总数。

寿命的均方差,又称标准差为

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (t_i - \theta)^2} \quad (12-22)$$

式(12-21)中 N 是一个相当大的数,即 $N \rightarrow \infty$ 。当 N 为不大的数或对于子样,则寿命方差用 S^2 表示,

$$S^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (t_i - \theta)^2 \quad (12-23)$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (t_i - \theta)^2} \quad (12-24)$$

当产品的寿命为连续变量,失效密度函数为 $f(t)$ 时,寿命方差 $D(T)$ 为

$$D(T) = \sigma^2 = \int_0^t (t - \theta)^2 f(t) dt \quad (12-25)$$

12.1.3 产品的失效规律

产品的失效率 $\lambda(t)$ 随时间变化有三种类型,如图 12-2。

(1)递减型——早期失效 产品在开始使用时失效率很高,随后随时间增加逐渐减小(图 12-2(a))。对于机械产品而言,起始失效率高主要由于设计、制造、贮存和运输不当等形成缺陷,以及调试、跑合和启动不当等人为因素造成的,当一些先天不良者失效之后,运转就逐渐趋于正常,失效率也将趋于稳定。

(2)恒定型——偶然失效 此时失效率为一定值,即 $\lambda(t) = \lambda$,如图 12-2(b)所示。此期间的失效完全是由偶然因素造成的,这一期间是产品的有效工作时期,也称为有效寿命。

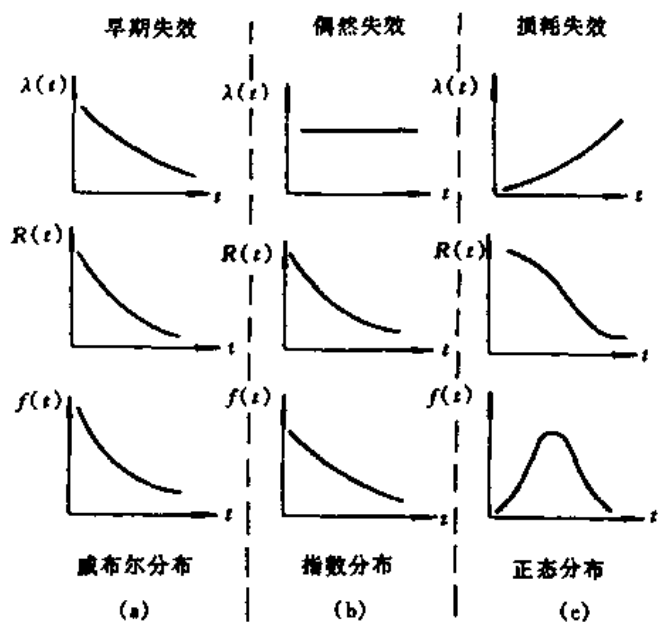


图 12-2 失效率变化的三种类型

(3) 递增型——损耗失效 失效率是随时间增加逐渐递增,如图 12-2(c)所示,它常见于机械产品的老化。

典型的不可修复产品的失效率是符合浴盆曲线的变化规律,如图 12-3 所示。产品经历了早期失效、偶然失效和损耗失效三个时期。一个好的机械设备应保证有相当长的有效寿命,使早期失效期和损耗失效期尽量地短。图 12-3 中的虚线为规定的失效率界限,当机器工作时的失效率达到此界限时就要进行维修,使失效率降下来。

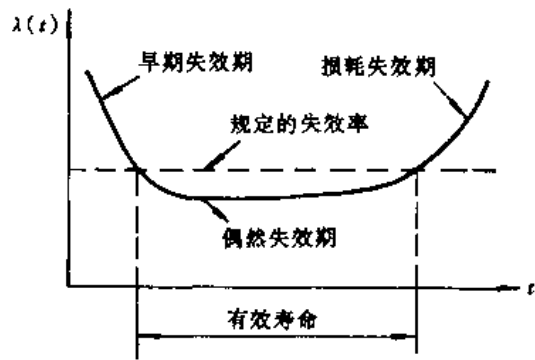


图 12-3 浴盆曲线

12.2 可靠性设计中常用的分布函数

机械可靠性设计中的基本变量如载荷、材料的性能数据和几何尺寸等都属于随机变量,要想准确地表示这些参数,必须找出其变化规律,确定它们的分布函数。在可靠性设计中分布函数也就是失效概率(或称失效分布)函数 $F(t)$ 。

1. 二项分布

二项分布是属于离散性变量的概率分布。它表示在同一条件下进行几次试验,每次试验仅有两种结果,即失效或不失效(可靠)。若设失效的概率为 q ,不失效的概率为 p 。则在 n 次试验中仅有 r 次失效的概率为

$$P(X=r) = C_n p^{n-r} q^r \quad (12-26)$$

$$C_n = \frac{n!}{(n-r)! r!}$$

因为式(12-26)是二项式 $(p+q)^n$ 的展开式中的第 r 项,因此该概率分布就称为二项分布。

在 n 次试验中小于或等于 r 次失效的概率为

$$R(r) = P(X \leq r) = \sum_{i=0}^r C_n p^{n-i} q^i \quad (12-27)$$

式(12-27)也就是产品在允许小于 r 次失效的可靠度函数 $R(r)$ 。

在二项分布中当 n 很大, q 很小时可用泊松分布来近似。通常,当 $n \geq 20, q \leq 0.05$ 时,将具有很好的近似性。

泊松分布的表达式为

$$P(X=r) = \frac{(nq)^r}{r!} e^{-nq} \quad (12-28)$$

$$R(r) = P(X \leq r) = \sum_{i=0}^r \frac{(nq)^i}{i!} e^{-nq} \quad (12-29)$$

例12-1 设一电力系统由具有相同特性的100台发电设备组成,每台发电设备的故障停运概率为2%。试分别用二项分布和泊松分布求恰好有 r 台($r=0,1,2,3,4$)停运时的概率。

解 由题意得知, $n=100, q=0.02$, 因此 $p=0.98$, 按式(12-26)和式(12-28)进行计算, 所得结果列于表 12-2 中。在此可见, 本例因 $n > 20, q < 0.05$, 所以二项分布和泊松分布的计

算结果非常近似。

表 12-2

系统故障概率的计算结果

情 况	r	二项分布	泊松分布
无故障	0	0.133	0.135
1台故障	1	0.270	0.270
2台故障	2	0.295	0.270
3台故障	3	0.182	0.182
4台故障	4	0.090	0.091

2. 指数分布

指数分布是在当失效率 $\lambda(t)$ 为常数时, 即 $\lambda(t) = \lambda$, 可靠度函数 $R(t)$ 、失效分布函数 $F(t)$ 和失效密度函数 $f(t)$ 都呈指数分布函数形式。根据式(12-14)~式(12-16)则有

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (12-30)$$

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad (12-31)$$

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t} \quad (12-32)$$

$f(t)$ 、 $F(t)$ 和 $R(t)$ 的图形如图 12-4 所示。

对于指数分布的平均寿命 $\theta = \frac{1}{\lambda}$, 因此有

$$R(t) = e^{-t/\theta} \quad (12-33)$$

$$F(t) = 1 - e^{-t/\theta} \quad (12-34)$$

$$f(t) = \frac{1}{\theta} e^{-t/\theta} \quad (12-35)$$

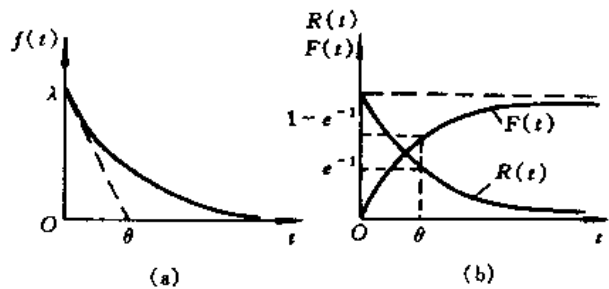


图 12-4 指数分布曲线

3. 正态分布

正态分布是数理统计中常用的分布。正态分布的失效密度函数 $f(x)$ 和失效分布函数

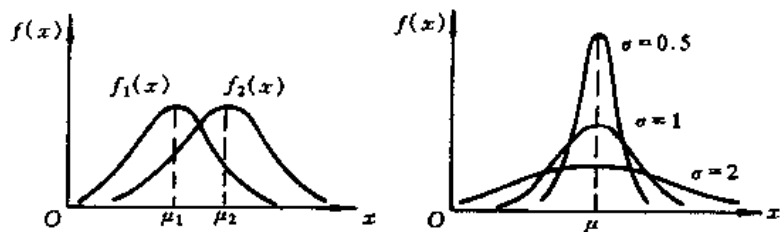
$$F(x) \text{ 为 } f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (12-36)$$

$$F(x) = \int_{-\infty}^x f(x) dx = \int_{-\infty}^x \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx \quad (-\infty < x < \infty) \quad (12-37)$$

式中 μ ——均值, 正态分布的位置参数;

σ ——标准差, 正态分布的尺度参数。

正态分布有两个参数, 均值 μ 和标准差 σ , 记为 $N(\mu, \sigma)$ 。均值决定了正态分布曲线的位置, 标准差决定了曲线的形状。图 12-5 给出了不同 μ 和 σ 的正态分布曲线。



(a) σ 同 μ 不同

(b) μ 同 σ 不同

图 12-5 正态分布曲线

正态分布有如下特性

(1) 正态分布具有对称

性。曲线对称于 $x = \mu$ 的纵轴。

(2) 正态分布曲线与 x 轴围成的面积为 1。符合正态分布的随机变量落在区间 $(\mu - \sigma, \mu + \sigma)$ 内的概率为 68.26%，而落在 $(\mu - 3\sigma, \mu + 3\sigma)$ 区间内的概率为 99.72%，如图 12-6 所示。这个概率值是很大的，这就是常说的 3 σ 原则，对于可靠性设计只需考虑 $\pm 3\sigma$ 范围内的情况就可以了。

(3) 若 $\mu = 0, \sigma = 1$ 时，称为标准正态分布，记为 $N(0, 1)$ ，标准正态分布对称于纵坐标轴。

对于一般的正态分布 $N(\mu, \sigma)$ ，若进行坐标变换就可以变换成标准正态分布。

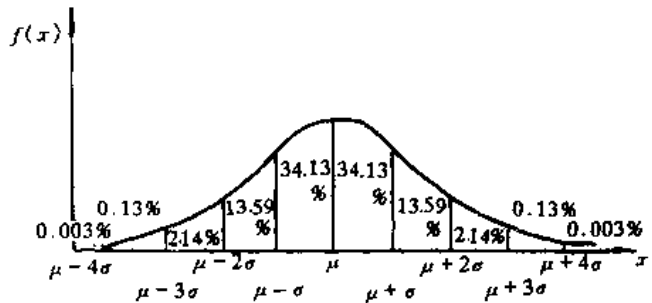


图 12-6 正态分布的数值特征

$$\text{令 } z = \frac{x - \mu}{\sigma} \quad (12-38)$$

则式(12-36)和式(12-37)就可变换为

$$f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}} \quad (12-39)$$

$$F(z) = \int_{-\infty}^z \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz \quad (-\infty < z < \infty) \quad (12-40)$$

式(12-39)和式(12-40)就是标准正态分布的概率密度函数和分布函数。

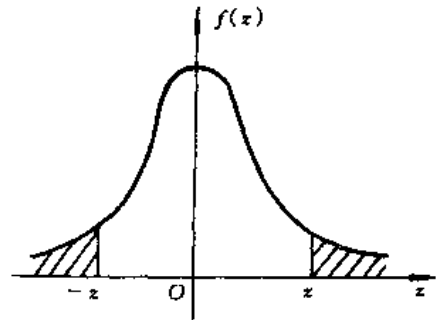


图 12-7 标准正态分布的对称性

对于标准正态分布在不同 z 值时的 $F(z)$ 值，可根据表 12-3 所示的标准正态分布表查得。因此，欲求某 x 值时的失效概率 $F(x)$ ，可根据式(12-38)求得相应的 z 值，然后根据 z 值查标准正态分布表，得到相应的 $F(z)$ 值，此值就是欲求的 $F(x)$ 值。

由于正态分布具有对称性，对于标准正态分布则有(图 12-7)

$$F(-z) = \int_{-\infty}^{-z} f(z) dz = \int_z^{\infty} f(z) dz \quad (12-41)$$

例12-2 欲设计一汽车门的高度，希望碰头的概率小于 1%，统计得到人的身高 X 符合 $N(1650, 60)$ mm 的正态分布

解 先按式(12-38)作变量代换，令

$$z = \frac{x - \mu}{\sigma}$$

根据要求有

$$1 - F(z) = 0.01$$

按正态分布对称性有

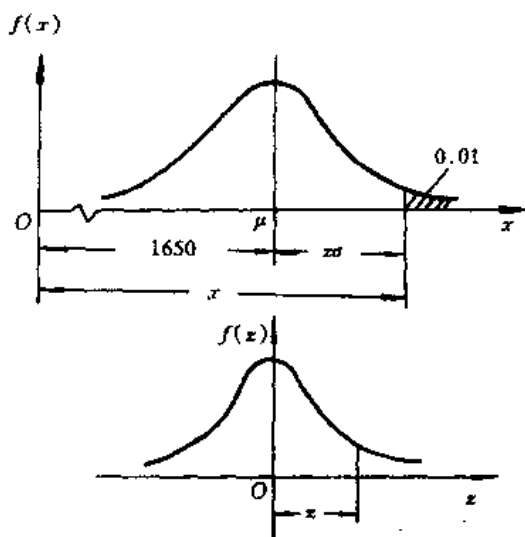


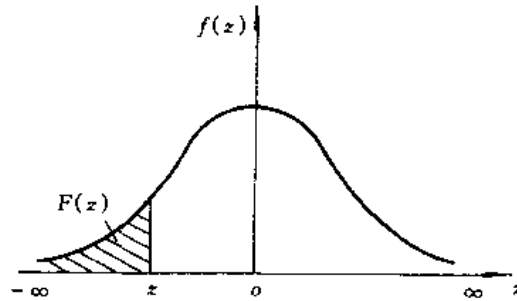
图 12-8 例题的图示

$$F(-z) = 1 - F(z) = 0.01$$

查表 12-3 得到 $z = 2.33$

表 12-3

标准正态分布表



z	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
-3.0	0.0013	0.0010	0.0007	0.0005	0.0003	0.0002	0.0002	0.0001	0.0001	0.0000
-2.9	0.0019	0.0018	0.0017	0.0017	0.0016	0.0016	0.0015	0.0015	0.0014	0.0014
-2.8	0.0026	0.0025	0.0024	0.0023	0.0023	0.0022	0.0021	0.0021	0.0020	0.0019
-2.7	0.0035	0.0034	0.0033	0.0032	0.0031	0.0030	0.0029	0.0028	0.0027	0.0026
-2.6	0.0047	0.0045	0.0044	0.0043	0.0041	0.0040	0.0039	0.0038	0.0037	0.0036
-2.5	0.0062	0.0060	0.0059	0.0057	0.0055	0.0054	0.0052	0.0051	0.0049	0.0048
-2.4	0.0082	0.0080	0.0078	0.0075	0.0073	0.0071	0.0069	0.0068	0.0066	0.0064
-2.3	0.0107	0.0104	0.0102	0.0099	0.0096	0.0094	0.0091	0.0088	0.0087	0.0084
-2.2	0.0139	0.0136	0.0132	0.0129	0.0126	0.0122	0.0119	0.0116	0.0113	0.0110
-2.1	0.0179	0.0174	0.0170	0.0166	0.0162	0.0158	0.0154	0.0150	0.0146	0.0143
-2.0	0.0228	0.0222	0.0217	0.0212	0.0207	0.0202	0.0197	0.0192	0.0188	0.0183
-1.9	0.0287	0.0281	0.0274	0.0268	0.0262	0.0256	0.0250	0.0244	0.0238	0.0233
-1.8	0.0359	0.0352	0.0344	0.0336	0.0329	0.0322	0.0314	0.0307	0.0300	0.0294
-1.7	0.0446	0.0436	0.0427	0.0418	0.0409	0.0401	0.0392	0.0384	0.0375	0.0367
-1.6	0.0548	0.0537	0.0526	0.0516	0.0505	0.0495	0.0485	0.0475	0.0465	0.0455
-1.5	0.0668	0.0655	0.0643	0.0630	0.0618	0.0606	0.0594	0.0582	0.0570	0.0559
-1.4	0.0808	0.0793	0.0778	0.0764	0.0749	0.0735	0.0722	0.0708	0.0694	0.0681
-1.3	0.0968	0.0951	0.0934	0.0918	0.0901	0.0885	0.0869	0.0853	0.0838	0.0823
-1.2	0.1151	0.1131	0.1112	0.1093	0.1075	0.1056	0.1038	0.1020	0.1003	0.0985
-1.1	0.1357	0.1335	0.1314	0.1292	0.1271	0.1251	0.1230	0.1210	0.1190	0.1170
-1.0	0.1587	0.1562	0.1539	0.1515	0.1492	0.1469	0.1446	0.1423	0.1401	0.1379
-0.9	0.1841	0.1814	0.1788	0.1762	0.1736	0.1711	0.1685	0.1660	0.1635	0.1611
-0.8	0.2119	0.2090	0.2061	0.2033	0.2005	0.1977	0.1949	0.1922	0.1894	0.1867
-0.7	0.2420	0.2389	0.2358	0.2327	0.2297	0.2266	0.2236	0.2206	0.2177	0.2148
-0.6	0.2743	0.2709	0.2676	0.2643	0.2611	0.2578	0.2546	0.2514	0.2483	0.2451
-0.5	0.3085	0.3050	0.3015	0.2981	0.2946	0.2912	0.2877	0.2843	0.2810	0.2776
-0.4	0.3446	0.3409	0.3372	0.3336	0.3300	0.3264	0.3228	0.3192	0.3156	0.3121
-0.3	0.3821	0.3783	0.3745	0.3707	0.3669	0.3632	0.3594	0.3557	0.3520	0.3483
-0.2	0.4207	0.4168	0.4129	0.4090	0.4052	0.4013	0.3974	0.3936	0.3897	0.3859
-0.1	0.4602	0.4562	0.4522	0.4483	0.4443	0.4404	0.4364	0.4325	0.4286	0.4247
-0.0	0.5000	0.4960	0.4920	0.4880	0.4840	0.4801	0.4761	0.4721	0.4681	0.4641

续表 12-3

z	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.5000	0.5040	0.5080	0.5120	0.5160	0.5190	0.5239	0.5279	0.5319	0.5359
0.1	0.5398	0.5438	0.5478	0.5517	0.5557	0.5598	0.5636	0.5675	0.5714	0.5753
0.2	0.5793	0.5832	0.5871	0.5910	0.5948	0.5987	0.6026	0.6064	0.6103	0.6141
0.3	0.6179	0.6217	0.6255	0.6293	0.6331	0.6368	0.6406	0.6643	0.6480	0.6517
0.4	0.6554	0.6591	0.6628	0.6664	0.6700	0.6736	0.6772	0.6808	0.6844	0.6879
0.5	0.6915	0.6950	0.6985	0.7019	0.7054	0.7088	0.7123	0.7157	0.7190	0.7224
0.6	0.7257	0.7291	0.7324	0.7357	0.7389	0.7422	0.7454	0.7486	0.7517	0.7549
0.7	0.7580	0.7611	0.7642	0.7673	0.7703	0.7734	0.7764	0.7794	0.7823	0.7852
0.8	0.7881	0.7910	0.7939	0.7967	0.7995	0.8023	0.8051	0.8078	0.8106	0.8133
0.9	0.8159	0.8186	0.8212	0.8238	0.8264	0.8289	0.8315	0.8340	0.8365	0.8389
1.0	0.8413	0.8438	0.8461	0.8485	0.8508	0.8531	0.8554	0.8577	0.8599	0.8621
1.1	0.8643	0.8665	0.8686	0.8708	0.8729	0.8749	0.8770	0.8790	0.8810	0.8830
1.2	0.8849	0.8869	0.8888	0.8907	0.8925	0.9014	0.8962	0.8980	0.8997	0.9015
1.3	0.9032	0.9049	0.9066	0.9082	0.9099	0.9115	0.9131	0.9147	0.9162	0.9177
1.4	0.9192	0.9207	0.9222	0.9236	0.9251	0.9265	0.9278	0.9292	0.9306	0.9319
1.5	0.9332	0.9345	0.9357	0.9370	0.9382	0.9394	0.9406	0.9418	0.9430	0.9441
1.6	0.9452	0.9463	0.9474	0.9484	0.9495	0.9505	0.9515	0.9525	0.9535	0.9545
1.7	0.9554	0.9564	0.9573	0.9582	0.9591	0.9599	0.9608	0.9616	0.9625	0.9633
1.8	0.9641	0.9648	0.9656	0.9664	0.9671	0.9678	0.9686	0.9693	0.9700	0.9706
1.9	0.9713	0.9719	0.9726	0.9732	0.9738	0.9744	0.9750	0.9756	0.9762	0.9767
2.0	0.9772	0.9778	0.9783	0.9788	0.9793	0.9798	0.9803	0.9808	0.9812	0.9817
2.1	0.9821	0.9826	0.9830	0.9834	0.9838	0.9842	0.9846	0.9850	0.9854	0.9857
2.2	0.9861	0.9864	0.9868	0.9871	0.9874	0.9878	0.9881	0.9884	0.9887	0.9890
2.3	0.9893	0.9896	0.9898	0.9901	0.9904	0.9906	0.9909	0.9911	0.9913	0.9916
2.4	0.9918	0.9920	0.9922	0.9925	0.9927	0.9929	0.9931	0.9932	0.9934	0.9936
2.5	0.9938	0.9940	0.9941	0.9943	0.9945	0.9948	0.9948	0.9949	0.9951	0.9952
2.6	0.9953	0.9955	0.9956	0.9957	0.9959	0.9960	0.9961	0.9962	0.9963	0.9964
2.7	0.9965	0.9966	0.9967	0.9968	0.9969	0.9970	0.9971	0.9972	0.9973	0.9974
2.8	0.9974	0.9975	0.9976	0.9977	0.9977	0.9978	0.9978	0.9979	0.9980	0.9981
2.9	0.9981	0.9982	0.9982	0.9983	0.9984	0.9984	0.9985	0.9985	0.9986	0.9986
3.0	0.9987	0.9990	0.9993	0.9995	0.9997	0.9998	0.9993	0.9999	0.9999	1.0000

因此,车门高为

$$\begin{aligned} x &= \mu + z\sigma = 1650 + 2.33 \times 60 \\ &= 1790 \text{ mm} \end{aligned}$$

上述计算关系可见图 12-8。

4. 对数正态分布

如果随机变量 X 的对数 $y = \ln x$ 服从正态分布,则 X 服从对数正态分布。对数正态分布的概率密度和分布函数为

$$f(x) = \frac{1}{x\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\ln x - \mu_y)^2}{2\sigma_y^2}} \quad (12-42)$$

$$F(x) = \int_0^x \frac{1}{x\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\ln x - \mu_y)^2}{2\sigma_y^2}} dx \quad (0 \leq x < \infty) \quad (12-43)$$

式中 μ_y, σ_y ——随机变量 Y 的均值和标准差。

对数正态分布的概率密度曲线是不对称的, 如图 12-9 所示。

5. 威布尔分布

威布尔分布的概率密度函数和分布函数为

$$f(t) = \frac{m}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{m-1} e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^m} \quad (12-44)$$

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^m} \quad (0 \leq t < \infty) \quad (12-45)$$

式中 m ——形状参数;

η ——尺度参数;

γ ——位置参数。

因此, 该威布尔分布称为三参数威布尔分布。

图 12-10 给出了不同 m, η, γ 值时的威布尔分布概率密度曲线。由图看出: 当形状参数 m 不同时, 曲线的形状不同, 当 $m \approx 3.5$ 时, 曲线近于正态分布, $m=1$ 时为指数分布; 尺度参数 η 不同, 分布曲线的形状也不同, η 越大曲线变化越平缓; 位置参数 γ 决定分布曲线的起始位置, 当 $\gamma=0$ 时, 曲线由坐标原点起始。

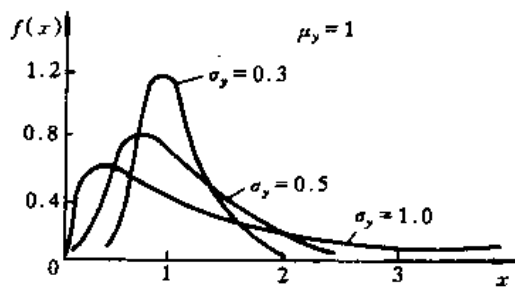
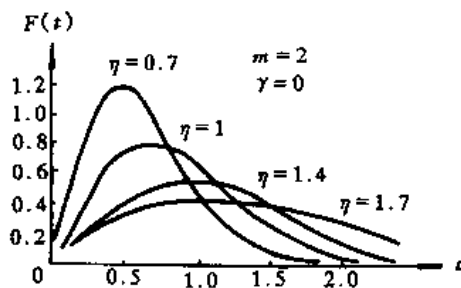
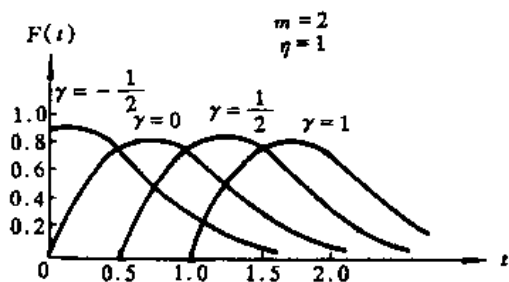


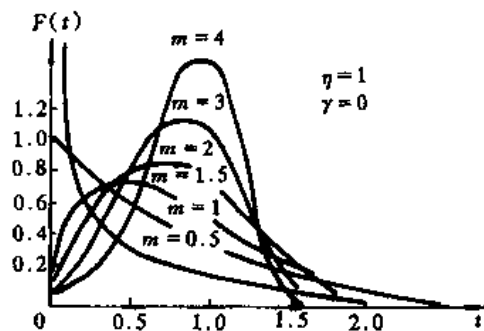
图 12-9 对数正态分布曲线



(a) 尺度参数变化



(b) 位置参数变化



(c) 形状参数变化

图 12-10 威布尔分布曲线

威布尔分布还有以下一些形式

(1)当 $\gamma=0$ 时,为两参数威布尔分布,即仅有 m 和 η 两个参数,此时的概率密度函数和分布函数为

$$f(t) = \frac{m}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{m-1} e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m} \quad (12-46)$$

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m} \quad (12-47)$$

(2)如令 $\eta_0 = \eta^m$, η_0 也称为尺度参数,则有

$$f(t) = \frac{m}{\eta_0} (t - \gamma)^{m-1} e^{-\frac{(t-\gamma)^m}{\eta_0}}$$

$$F(t) = 1 - e^{-\frac{(t-\gamma)^m}{\eta_0}}$$

(3)在疲劳试验中使用威布尔分布时,分布函数中的变量 t 用疲劳寿命 N 代替; η 用 $N_a - N_0$ 代替, N_a 为特征寿命, N_0 为最小寿命, γ 用 N_0 代替。因此就有

$$f(N) = \frac{m}{N_a - N_0} \left(\frac{N - N_0}{N_a - N_0}\right)^{m-1} e^{-\left(\frac{N - N_0}{N_a - N_0}\right)^m} \quad (12-48)$$

$$F(N) = 1 - e^{-\left(\frac{N - N_0}{N_a - N_0}\right)^m} \quad (12-49)$$

由式(12-49)看出:当 $N = N_0$ 时, $F(N) = 0$ 。可见最小寿命 N_0 时,发生破坏的概率为零,是百分之百的可靠;当 $N = N_a$ 时,可得 $F(N) = 1 - e^{-1} = 63.2\%$ 。因此,特征寿命 N_a 为发生破坏概率为 63.2% 时的寿命。

上述各连续分布中的参数,可根据抽样试验得到的数据,按照数理统计的方法进行估计。

对于全寿命试验(即每个试验个体都是进行到最终失效),则指数分布的失效率 $\lambda = \frac{1}{\theta}$, θ 为平均寿命,可按式(12-19)计算得到;对于正态分布的均值 μ 和方差 σ^2 可按式(12-20)和式(12-25),或按式(12-19)和式(12-21)计算得到;对于威布尔分布的参数解析式比较复杂。此外,正态分布和威布尔分布也可以用相应的概率纸,使用作图法来估计它们的参数,在此不作详细介绍,可参考有关的资料。

12.3 机械可靠性设计的基本原理

12.3.1 应力-强度分布干涉理论

机械可靠性设计是根据设计参数的统计数据,应用可靠性设计理论,对机械零部件及其设备在给定的可靠度下(或把破坏概率限制在一个很小的允许范围内)进行具体的设计,例如,进行机械零部件的选材、确定几何尺寸和允许的载荷等,或在给定的选材、几何尺寸和载荷条件下,对机械零部件的可靠度进行预测。

机械零部件的可靠性设计是以应力-强度分布的干涉理论为基础的。因为应力超过强度时就会发生失效,但在此所说的应力和强度是有广泛含义的。应力可以表示为导致失效的任何因素,例如可以指一般的机械应力,也可以是电压或温度等;强度是泛指表示阻止失效发生的任何因素,例如可以指机械强度,也可以是击穿电压或熔点等。

在常规的机械设计中,经常采用安全系数 n 来判断零部件的安全性,即

$$n = \frac{r}{s} \geq [n]$$

式中 r 为材料的强度, s 为零件薄弱处的应力, $[n]$ 为许用应力。这种安全系数方法虽然具有直观、简便,并具有一定的工程实践依据等特点,但因没有考虑材料强度 r 和应力 s 它们各自的分散性,以及许用安全系数的确定具有较大的经验性和盲目性,这就使得即使在安全系数 n 大于 1 的情况下,机械零部件仍有可能失效,或是因安全系数取得过大,造成产品的笨重和浪费。

机械可靠性设计和常规设计方法主要区别是把一切设计参量都视为随机变量,其主要表现在以下两大方面:

① 零部件的设计应力是一个随机变量,其遵循某一分布规律,设应力的概率密度函数为 $f(s)$ 。在此与应力有关的参数如载荷、零件的尺寸以及各种影响因素等都是属于随机变量,它们都是服从各自的特定分布规律,并经分布间的运算可以求得相应的应力分布。

② 零件的强度参量也是一个随机变量,设其概率密度函数为 $g(r)$ 。零件的强度包括材料本身的强度,如抗拉强度,屈服点、疲劳强度等机械性能,以及包括考虑零部件尺寸、表面加工情况、结构形状和工作环境等在内的影响强度的各种因素,它们都不是一个定值,有各自的概率分布。同样,对于零件的强度分布也可以由各随机变量分布间的运算获得。

若已知应力和强度的分布,就可以应用概率统计的理论,将这两个分布联结起来,进行机械可靠性设计。图 12-11(a) 为应力 s 和强度 r 两个随机变量的概率密度曲线不相重叠的情况,即最大可能的工作应力都要小于零件可能的极限强度,具有这样的应力-强度关系的机械零部件是十分安全的,不会发生强度方面的破坏,此时的可靠度,即强度大于应力 ($r > s$) 的概率为

$$R = P(r > s) = 1$$

图 12-11(b) 所示为应力和强度两概率密度曲线有互相重叠部分的情况,这时虽然工作应力的均值 μ_s 仍远小于零件强度的均值 μ_r ,但不能绝对保证工作应力在任何情况下都不大于强度,这就是零件的工作应力和强度发生了干涉。对于图 12-11(c) 的情况,表示在任何情况下零件的最大强度总是小于最小工作应力,而应力大于强度的失效概率(不可靠度) F 就为

$$F = P(r < s) = 1$$

即可靠度 $R = P(r > s) = 0$

由图 12-11(b) 看出,对于发生干涉的应力-强度情况,可靠度 R 是介于 0 与 1 之间,即 $0 < R < 1$, R 的大小完全取决于两个分布曲线的干涉情况。

在上述三种方案中,图 12-11(a) 所示的情况虽然安全可靠,但设计的机械产品必然十分庞大和笨重,价格也会很高,只是对于特别重要的零部件才会采用;对于图 12-11(c) 情况显然是不可取的,因为产品一经使用即会失效;对于大多数机械产品,要求应力-强度的关系处于图 12-11(b) 的状况,使其在使用中的失效概率限制在某一合理的、相当小的数值,这样既保证了产品价格低廉,也能满足一定的可靠度要求。这也体现了概率论中关于小概率事件常是不可能发生的事件的思想。

由上述分析可以看出,可靠性设计使应力、强度和可靠度三者建立了联系,而应力和强度分布之间的干涉程度,决定了零部件的可靠度。

现将应力概率密度函数 $f(s)$ 和强度概率密度函数 $g(r)$ 相重叠部分放大,如图 12-12(a) 所示。假定在横轴上规定一应力值 s_1 , 并取一邻域 ds , 则应力 s_1 存在于区间

$\left[s_1 - \frac{ds}{2}, s_1 + \frac{ds}{2}\right]$ 内的概率等于面积 A_1 , 即

$$P\left(s_1 - \frac{ds}{2} \leq s \leq s_1 + \frac{ds}{2}\right) = f(s_1)ds = A_1 \quad (12-50)$$

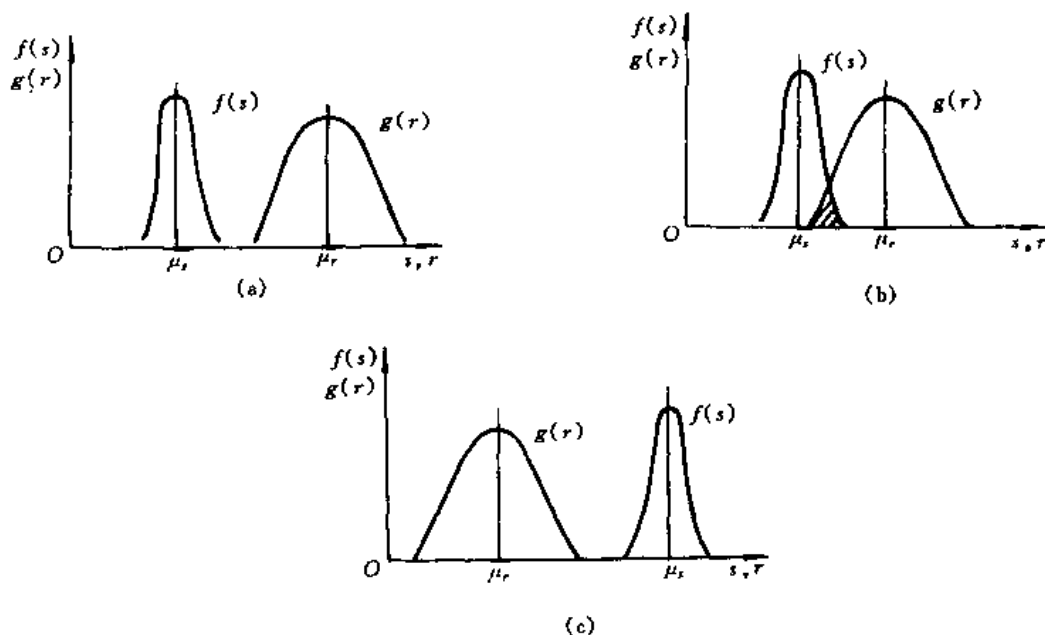


图 12-11 应力和强度的三种关系

同时, 强度超过应力 s_1 的概率等于面积 A_2 , 表示为

$$P(r > s_1) = \int_{s_1}^{\infty} g(r)dr = A_2 \quad (12-51)$$

如果应力与强度是两个互相独立的随机变量, 这时应力位于 ds 内, 而强度 $r > s_1$ 这两个事件同时发生的概率, 可根据概率乘法定理得到, 这也就是不发生破坏的概率, 即

$$dR = f(s_1)ds \int_{s_1}^{\infty} g(r)dr \quad (12-52)$$

如果 s_1 变为随机变量 s , 对应力的所有可能值积分, 可得到零件的可靠度为

$$\begin{aligned} R = P(r > s) &= \int dR \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} f(s) \left[\int_{s}^{\infty} g(r)dr \right] ds \end{aligned} \quad (12-53)$$

强度小于所有应力可能值的全部概率, 即为失效概率或不可靠度

$$\begin{aligned} F = P(r \leq s) &= 1 - R \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} f(s) \left[\int_{-\infty}^s g(r)dr \right] ds \end{aligned} \quad (12-54)$$

当概率密度函数 $f(s)$ 和 $g(r)$ 已知时, 应用上述两式就可求得零部件的可靠度 R 和失效概率 F 。

当然也可先定出一定的强度值 r_1 来求可靠度, 如图 12-12(b) 所示。给定强度 r_1 存在于区间 $\left[r_1 - \frac{dr}{2}, r_1 + \frac{dr}{2}\right]$ 内的概率等于面积 A'_1

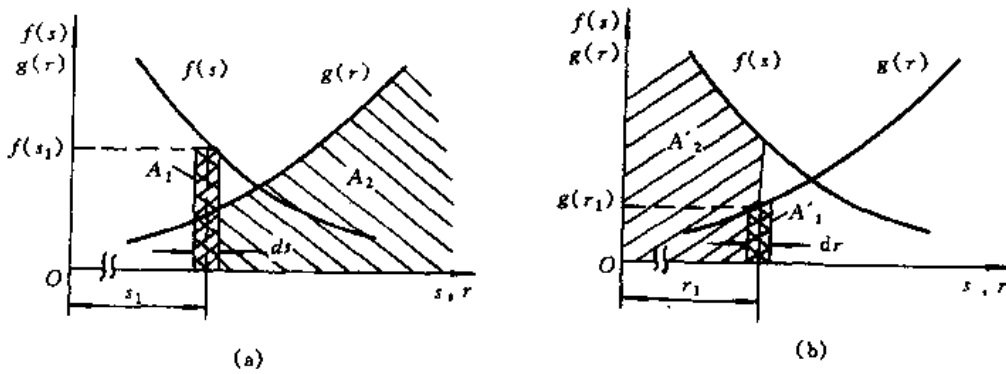


图 12-12 应力-强度的干涉模型

$$P\left(r_1 - \frac{dr}{2} \leq r \leq r_1 + \frac{dr}{2}\right) = g(r_1)dr = A'_1 \quad (12-55)$$

应力值 s 小于强度值 r_1 的概率等于面积 A'_2 , 即有

$$P(s < r_1) = \int_{-\infty}^{r_1} f(s)ds = A'_2 \quad (12-56)$$

同样认为应力 s 与强度 r 是互为独立的随机变量, 则强度位于 dr 内, 而 $s < r_1$ 这两个事件同时发生的概率即是不发生破坏的概率, 其值为

$$dR = g(r_1)dr \int_{-\infty}^{r_1} f(s)ds \quad (12-57)$$

如果将 r_1 变为随机变量 r , 对强度的所有可能值进行积分, 得到可靠度为

$$R = P(r > s) = \int dR = \int_{-\infty}^{\infty} g(r) \left[\int_{-\infty}^r f(s)ds \right] dr \quad (12-58)$$

同理失效概率为

$$F = 1 - R = \int_{-\infty}^{\infty} g(r) \left[\int_r^{\infty} f(s)ds \right] dr \quad (12-59)$$

式(12-53)和式(12-58)求的可靠度值是相同的。同理, 式(12-54)和式(12-59)也是等价的。

以上就是有关应力-强度干涉理论的基本内容, 在这种模型中应力与强度都不包含随时间的变化, 因而对时间而言是属于静态模式。对于工程实际问题, 只要得到应力和强度的概率密度函数 $f(s)$ 和 $g(r)$, 采用解析法、数值积分法或图解法, 就可求得零部件的可靠度或失效概率。

例 12-3 当应力和强度均为指数分布时求零件的可靠度。

解 应力和强度的概率密度函数为

$$f(s) = \lambda_s e^{-\lambda_s s} \quad (0 \leq s < \infty)$$

$$g(r) = \lambda_r e^{-\lambda_r r} \quad (0 \leq r < \infty)$$

λ_s 和 λ_r 为应力和强度的失效率。

运用式(12-53)可得

$$R = \int_0^{\infty} f(s) \left[\int_s^{\infty} g(r)dr \right] ds = \int_0^{\infty} \lambda_s e^{-\lambda_s s} \left[\int_s^{\infty} \lambda_r e^{-\lambda_r r} dr \right] ds$$

$$= \int_0^{\infty} \lambda_s e^{-\lambda_s s} [e^{-\lambda_r s}] ds = \int_0^{\infty} \lambda_s e^{-(\lambda_s + \lambda_r) s} ds = \frac{\lambda_s}{\lambda_s + \lambda_r}$$

12.3.2 应力和强度均为正态分布的可靠度计算

当应力 s 和强度 r 都属于正态分布时,可靠度的计算可得以简化。若应力和强度的分布已知,它们的概率密度函数 $f(s)$ 和 $g(r)$ 分别为

$$f(s) = \frac{1}{\sigma_s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(s-\mu_s)^2}{2\sigma_s^2}} \quad (12-60)$$

$$g(r) = \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(r-\mu_r)^2}{2\sigma_r^2}} \quad (12-61)$$

式中 μ_s, μ_r ——应力和强度的均值;

σ_s, σ_r ——应力和强度的标准差。

由于可靠度是强度大于应力的概率,表示为

$$R = P(r - s > 0) = P(y > 0) \quad (12-62)$$

式中 $y = r - s$ 。

将 $f(y)$ 定义为两随机变量之差 $y = r - s$ 的概率密度函数,根据概率统计的理论, $f(y)$ 也为正态分布,按照正态分布间的代数运算的公式,如表 12-4 所示,就有

$$f(y) = \frac{1}{\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-\mu_y)^2}{2\sigma_y^2}} \quad (12-63)$$

$$\mu_y = \mu_r - \mu_s \quad \sigma_y = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_s^2}$$

式中 μ_y, σ_y ——正态分布随机变量 y 的均值和标准差。

可靠度 R 就是 y 取正值时的概率值,如图 12-13 所示。

$$\begin{aligned} R &= P(y > 0) = \int_0^{\infty} f(y) dy \\ &= \int_0^{\infty} \frac{1}{\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-\mu_y)^2}{2\sigma_y^2}} dy \end{aligned} \quad (12-64)$$

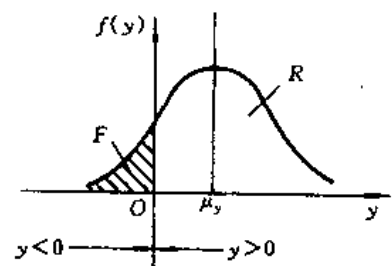


图 12-13 y 的分布

如将式(12-64)变化为标准正态分布,则有

$$R = \int_0^{\infty} f(y) dy = \int_z^{\infty} f(z) dz \quad (12-65)$$

式中 $f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}}, z = \frac{y - \mu_y}{\sigma_y}$

于是式(11-65)的积分限为

$$\text{当 } y = \infty \text{ 时} \quad z = \frac{\infty - \mu_y}{\sigma_y} = \infty$$

$$\text{当 } y = 0 \text{ 时} \quad z = -\frac{\mu_y}{\sigma_y} = -\frac{\mu_r - \mu_s}{\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_s^2}} \quad (12-66)$$

由式(12-65)可知,当已知 z 值时,可按标准正态分布表查出可靠度 R 的值。因此,式(12-66)所示的关系实际上把应力分布参数、强度分布参数和可靠度三者联系起来,所以把该方程称为联结方程, z 又称为联结系数。进行可靠性设计时,常是先规定目标可靠度,这时可

按标准正态分布表查出联结系数 z 值,然后再利用式(12-65)求得所需要的设计参数,如结构尺寸、材料的机械性能等。当然反之,在已知相应的设计参数时,可计算出具有的可靠度,检验是否符合规定要求。

在进行可靠度计算时,有时应力或强度的分布不可能直接得到,需进行分布函数间的运算才能获得,例如有了拉伸载荷和截面尺寸的分布,要想得到截面上的应力分布函数,就要进行这方面的运算。对于两个随机变量 X 和 Y ,若他们均符合正态分布,均值分别为 μ_x 和 μ_y ,标准差为 σ_x 和 σ_y 。那么,两个随机变量经代数运算,或自身经代数运算,得到新的随机变量 Z 必然符合或近似符合正态分布,其均值 μ_z 和标准差 σ_z 可以由表 12-4 查出。例如,式(12-62)中的变量 $y = r - s$,就可以由表查到如式(12-63)所示的结果。

表 12-4 正态分布函数的统计特征值

函数形式	均值 μ_z	标准差 σ_z
$z = a$	a	0
$z = ax$	$a\mu_x$	$a\sigma_x$
$z = x + a$	$\mu_x + a$	σ_x
$z = x \pm y$	$\mu_x \pm \mu_y$	$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$
$z = xy$	$\mu_x \mu_y$	$\sqrt{\mu_x^2 \sigma_y^2 + \mu_y^2 \sigma_x^2}$
$z = \frac{x}{y}$	$\frac{\mu_x}{\mu_y}$	$\frac{1}{\mu_y} \sqrt{\mu_x^2 \sigma_y^2 + \mu_y^2 \sigma_x^2}$
$z = x^2$	μ_x^2	$2\mu_x \sigma_x$
$z = x^3$	μ_x^3	$3\mu_x^2 \sigma_x$
$z = x^n$	μ_x^n	$n\mu_x^{n-1} \sigma_x$
$z = x^{\frac{1}{2}}$	$\mu_x^{\frac{1}{2}}$	$\frac{1}{2} \mu_x^{-\frac{1}{2}} \sigma_x$
$z = \frac{1}{x}$	$\frac{1}{\mu_x}$	$\frac{\sigma_x}{\mu_x^2}$

例12-4 已知某零件应力和强度分布均为正态分布,其分布参数分别为: $\mu_s = 379\text{MPa}$, $\sigma_s = 41.4\text{MPa}$; $\mu_r = 517\text{MPa}$, $\sigma_r = 24.1\text{MPa}$,求该零件的可靠度

解 由式(12-66)得到

$$z = -\frac{\mu_r - \mu_s}{\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_s^2}} = -\frac{517 - 379}{\sqrt{24.1^2 + 41.4^2}} = -2.88$$

由式(12-65)得到

$$R = \int_{-2.88}^{\infty} f(z) dz$$

根据正态分布的对称性则有

$$R = \int_{-\infty}^{2.88} f(z) dz$$

查标准正态分布表得可靠度 $R = 0.9980$ 。

12.4 机械系统的可靠性

机械设备是由若干零部件组成,为了完成一定功能的一个有机整体,即称为机械系统。系统的可靠度取决于两个因素:一是组成系统各零部件的可靠度,二是零部件的组合方式。

机械系统可靠性设计主要包括以下两方面内容

(1)系统的可靠性预测 在已知各零部件的可靠度及其组合方式条件下,分析和计算机械系统所具有的可靠度;

(2)系统的可靠性分配 按规定的系统可靠性指标,对各组成零部件进行可靠性分配,确定它们应具有的可靠度。

机械系统可靠性设计的目的,就是要使系统在满足规定可靠性指标,完成预定功能的前提下,使系统的技术性能、重量和成本等方面得到协调,求得最佳的设计方案。

12.4.1 系统可靠性预测

当研究一个机械系统可靠性时,特别是对于一个大的复杂系统,需将系统分解为若干个单元(元件)或子系统,例如零件或部件等,分析系统的功能结构关系。系统功能结构的逻辑框图就是按照系统的单元或子系统之间的功能关系绘制而成的图形,是系统可靠性分析的依据,也就是建立起系统可靠性的数学模型。

1. 串联系统的可靠性

串联系统是从功能上假定系统中各单元是串联的,只要有一个单元发生故障,就会使整个系统发生故障或失效。串联系统的功能逻辑框图如图 12-14 所示。

设各单元的可靠度分别为 R_1, R_2, \dots, R_n , 如果各单元的失效是互相独立的,则由 n 个单元组成的串联系统的可靠度 R_s ,可根据概率乘法定理计算得到

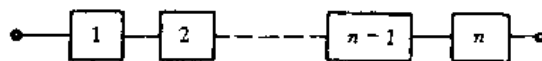


图 12-14 串联系统的功能逻辑框图

$$R_s = R_1 \cdot R_2 \cdot \dots \cdot R_n = \prod_{i=1}^n R_i \quad (12-67)$$

在机械设备中很多零部件的组成是属于串联系统模型,例如汽车发动机—离合器—变速器—传动轴—主减速器—后半轴等零部件之间的可靠性关系就属于串联系统。串联系统中串联的单元越多系统的可靠度越低,并且 R_s 小于系统中最小的单元可靠度。因此,要想提高串联系统的可靠度,首先应找出薄弱环节,提高该单元的可靠度。

串联系统的各单元可靠度若相等时,即 $R_1 = R_2 = \dots = R_n = R$,则有

$$R_s = R^n \quad (12-68)$$

图 12-15 给出了不同 R 和 n 时的 R_s 曲线。

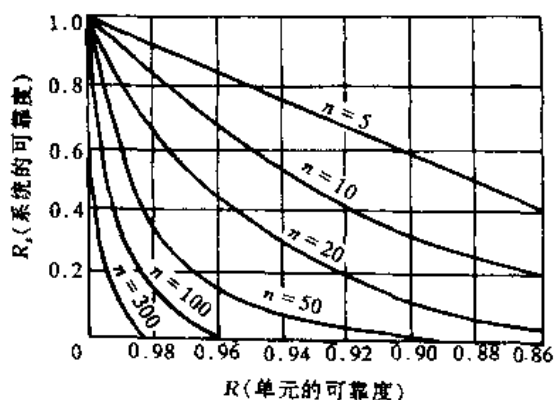


图 12-15 n 和 R 不同时串联模型的系统可靠度 R_s

如果各单元的失效率符合指数分布,失效率为 $\lambda_i(t)$ 时,根据式(12-14)单元的可靠度为

$$R_i(t) = e^{-\int_0^t \lambda_i(t) dt}$$

系统的可靠度为

$$R_s(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t) = \exp\left[-\int_0^t \sum_{i=1}^n \lambda_i(t) dt\right] = \exp\left[-\int_0^t \lambda_s(t) dt\right] \quad (12-69)$$

在此有

$$\lambda_s(t) = \sum_{i=1}^n \lambda_i(t) \quad (12-70)$$

式中 $\lambda_s(t)$ ——系统的失效率。

当各单元的失效率等于常数时,即 $\lambda_i(t) = \lambda_i$, 则系统的失效率和可靠度分别为

$$\lambda_s = \sum_{i=1}^n \lambda_i \quad (12-71)$$

$$R_s = \exp\left(-\sum_{i=1}^n \lambda_i t\right) = \exp(-\lambda_s t) \quad (12-72)$$

2. 并联系统的可靠性

并联系统是指由 n 个单元组成,并且只有当全部单元都失效才能引起系统失效的系统,其功能逻辑框图如图 12-16 所示。

如果各单元的失效是互相独立的,其失效概率分别为 R_1, R_2, \dots, R_n , 则系统的失效概率 F_s 为

$$F_s = F_1 \cdot F_2 \cdot \dots \cdot F_n = \prod_{i=1}^n F_i \quad (12-73)$$

式(12-73)也可写成如下形式

$$F_s = (1 - R_1)(1 - R_2) \dots (1 - R_n) = \prod_{i=1}^n (1 - R_i) \quad (12-74)$$

并联系统的可靠度就为

$$R_s = 1 - F_s = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i) \quad (12-75)$$

并联系统具有较高的可靠度,其比系统中最小的单元可靠度还要高。因此,在设计中可对机械零部件的可靠度要求比较低,而使系统具有较高的可靠性。虽然并联系统中并的单元越多,系统的可靠性也越高,但同时也增加了系统的外廓尺寸,重量和价格,因此在机械设计中应予以权衡比较。在机械系统中用高 n 的情况较少,一般取 $n=2$ 。例如,在液压站设计中采用 2 台液压泵同时开始供给系统的压力油就是一个例子。

当各单元的可靠度相等时,即 $R_1 = R_2 = \dots = R_n = R$, 则有

$$R_s = 1 - (1 - R)^n \quad (12-76)$$

表 12-5 给出了不同 R 和 n 时并联系统的可靠度。

表 12-5 并联系统中不同 R 和 n 时 R_s 值

$R \backslash n$	0.7	0.8	0.9	0.95	0.99
2	0.910	0.960	0.990	0.9975	0.9 ⁴ 00
3	0.973	0.992	0.999	0.9 ³ 875	0.9 ⁶ 00
4	0.992	0.9984	0.9999	0.9 ⁵ 375	0.9 ⁸ 00

注:0.9³875 表示小数点后有 3 个 9,即 0.999875,其余类推。

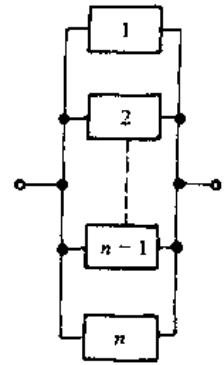


图 12-16 并联系统的功能逻辑框图

如果各单元的失效服从指数分布,失效率为常数,即 $\lambda_i(t) = \lambda_i$,则有

$$R_s = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - e^{-\lambda_i t}) \quad (12-77)$$

并联系统实质上是一种冗余系统,上述介绍的并联系统为工作冗余系统,即系统中每个单元都是处于工作状态,所以又称热储备系统,这种系统每个单元都有磨损和能耗。另一种是非工作冗余系统,或称冷储备系统,如图 12-17 所示,其有一个状态转换开关,当一个单元工作时,其他单元不工作,当该单元失效时,开关转到接通其他单元的位置,只有当全部单元失效时,系统才失效。对于这样的机械系统,可以减少机械零部件的磨损和能耗。

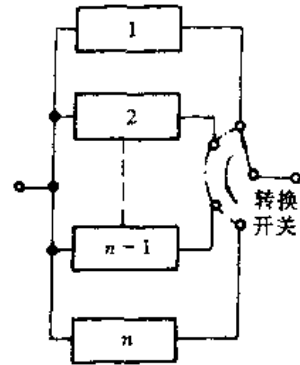


图 12-17 冷储备系统的功能逻辑框图

对于两个元件的非工作冗余系统,若它们的可靠度分别为 $R_1(t)$ 和 $R_2(t)$,并不考虑转换开关的可靠度,如能工作到规定时间 t ,此时有两种情况:其一是第一个元件单独工作到时间 t ;其二是,第一个元件工作到 τ 时刻发生了故障,由第二个元件接着工作到规定时间 t 。这样系统的可靠度为这两种可靠度之和,即

$$R_s(t) = R_1(t) + \int_0^t R_2(t - \tau) f_1(\tau) d\tau \quad (12-78)$$

式中 $f_1(\tau)$ ——第一个元件的失效密度。

当两个元件的寿命均服从指数分布,并有 $\lambda_1(t) = \lambda_2(t) = \lambda$ 时,式(12-78)就为

$$R_s(t) = e^{-\lambda t} + \lambda t e^{-\lambda t} = (1 + \lambda t) e^{-\lambda t} \quad (12-79)$$

如果需考虑开关的可靠度,即 $R_K \neq 1$ 时,设开关在不使用时可靠度为 1,使用时 R_K 为常数,则式(12-79)可表达为

$$R_s(t) = (1 + R_K \lambda t) e^{-\lambda t} \quad (12-80)$$

3. 表决系统的可靠性

一个由 n 个单元组成的并联系统,只要其中有任何 m 个不失效,则系统就不会失效,这就是 n 中取 m (用符号 m/n 表示)的表决系统。

图 12-18 为 3 中取 2 表决系统的功能逻辑框图。使该系统正常工作有如下四种情况:

- (1)单元 1,2,3 全部正常工作;
- (2)单元 1 失效,2,3 正常工作;
- (3)单元 2 失效,1,3 正常工作;
- (4)单元 3 失效,1,2 正常工作。

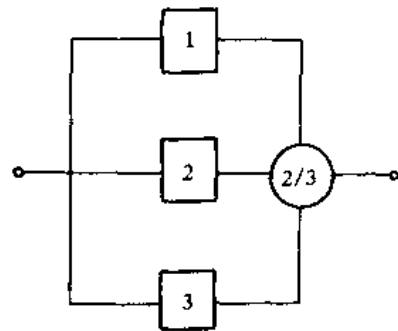


图 12-18 2/3 表决系统的功能逻辑框图

若用 R_1, R_2, R_3 与 F_1, F_2, F_3 分别表示各单元的可靠度和失效概率。利用概率的乘法和加法运算,可求得系统的可靠度 R_s 。

$$\begin{aligned} R_s &= R_1 R_2 R_3 + (1 - R_1) R_2 R_3 + R_1 (1 - R_2) R_3 + R_1 R_2 (1 - R_3) \\ &= R_1 R_2 R_3 \left(1 + \frac{F_1}{R_1} + \frac{F_2}{R_2} + \frac{F_3}{R_3} \right) \end{aligned} \quad (12-81)$$

当各单元的可靠度相同时,即 $R_1 = R_2 = R_3 = R$,则有

$$R_s = R^3 + 3R^2 - 3R^3 = 3R^2 - 2R^3 \quad (12-82)$$

当各单元的可靠度服从指数分布时,并有 $R = e^{-\lambda t}$, 则式(12-82)就为

$$R_s = 3e^{-2\lambda t} - 2e^{-3\lambda t} \quad (12-83)$$

4. 复杂系统的可靠性

复杂系统的可靠度计算有两种方法。一种是对可分解成若干上面所述的基本系统的复杂系统,把这些基本系统按子系统看待,先求得它们的可靠度,然后再行组合。组合后的系统又为基本系统,最终可求得该系统的可靠度。

图 12-19 为一复杂系统,根据(12-67)式有

$$R_s = R_1 R_2 R_B R_{10} R_C$$

其中子系统 B 的可靠度可由式(12-75)求得

$$R_B = 1 - [1 - (R_1 R_2 R_3)][1 - (R_6 R_7 R_8)](1 - R_9)$$

子系统 C 是 2/3 表决系统,由式(12-82)求得

$$R_C = 3R_{11}^2 + 2R_{11}^3$$

另一种是很难分解成基本系统的复杂系统,可采用布尔真值表法来求解系统的可靠度。布尔真值表法就是按表列出可使系统正常工作的所有状态,然后计算出各种状态出现的概

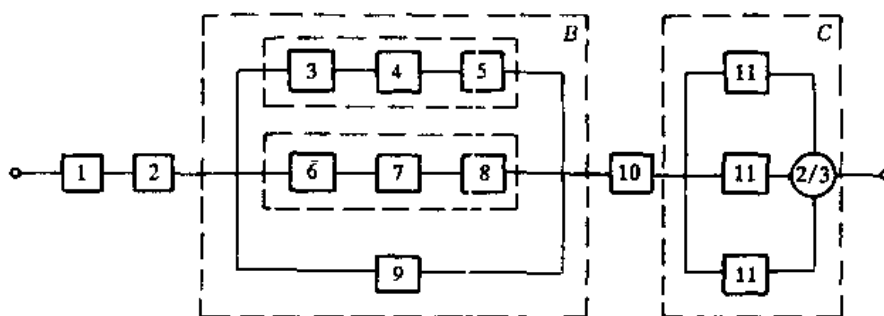


图 12-19 复杂系统的功能逻辑框图

率,系统的可靠度就是这些概率的总和。前面 2/3 表决系统的可靠度计算,就是布尔真值表法应用的一个实例。

12.4.2 系统可靠性分配

系统的可靠性分配是要把系统的目标可靠度合理地分配给每一单元或子系统。实际上,一个合理的可靠性设计往往需要经过多次预测、分配、再预测、再分配的反复过程才能实现。以求达到对于容易实现高可靠度的单元或子系统,提出高的要求;对于不易实现高可靠度的单元或子系统,提出低的要求,最终满足使整个系统的成本、研制时间、重量或体积等最优。可靠性分配按照分配原则不同方法也不同,现主要介绍以下两种可靠性分配方法。

1. 等同分配法

等同分配法是一种最简单的分配方法,它是按照全部单元或子系统可靠度相等的原则进行分配,不考虑每个单元或子系统达到所分配的可靠度的难易程度。

(1) 串联系统 如设系统的目标可靠度为 R_s , 各单元或子系统的可靠度 R 可由式(12-68)求得

$$R = R_s^{\frac{1}{n}} \quad (12-84)$$

(2) 并联系统 如设系统的目标可靠度为 R_s , 各单元或子系统的可靠度 R 可由式(12-76)求得

$$R = 1 - (1 - R_s)^{\frac{1}{n}} \quad (12-85)$$

2. 加权分配法

加权分配法是考虑到各子系统在整个系统中的重要程度, 即从某个子系统出现故障会引起整个系统发生故障的概率大小为依据, 来分配该子系统的可靠度的分配方法。

设有 n 个子系统组成的复杂系统工作到 t 时刻时, 应具有的目标可靠度为 $R_s(t)$ 。在不考虑重要度时, 子系统的容许可靠度为

$$R_i(t_i) = e^{-\lambda_i t_i} \quad (i=1, 2, \dots, n)$$

式中 t_i 为系统要求子系统的工作时间。按等同分配法, 则有

$$R_i(t_i) = [R_s(t)]^{\frac{1}{n}}$$

即

$$e^{-\lambda_i t_i} = [R_s(t)]^{\frac{1}{n}}$$

两边取对数后, 便有

$$\begin{aligned} -\lambda_i t_i &= \frac{1}{n} \ln R_s(t) \\ \lambda_i &= \frac{-\ln R_s(t)}{n t_i} \end{aligned} \quad (12-86)$$

然后, 根据子系统的重要程度对式(12-86)的失效率进行加权修正。得到子系统的失效率 λ_i 为

$$\lambda_i = \frac{-\ln R_s(t)}{W_i n t_i} \quad (12-87)$$

式中 W_i ——加权因子(第 i 个子系统发生故障引起整个系统故障的概率)。

如果除了考虑子系统的重要度外, 还考虑子系统的复杂性, 即考虑子系统 i 由 N_i 个零件组成, 所有子系统的零件数之和为 $N = \sum_{i=1}^n N_i$, 用比值 N_i/N 表示子系统的复杂性。这时式(12-87)又可被修正为

$$\lambda_i = \frac{-N_i \ln R_s(t)}{N W_i t_i} \quad (12-88)$$

例 12-5 设有一设备由5个子系统串联而成, 要求连续工作 12 小时后的可靠度 $R_s(12) = 0.923$, 各子系统的有关数据列于表 12-6 中, 试用加权分配法确定各子系统的可靠度和失效率。

表 12-6 各子系统的有关数据和加权因子

子系统 i	子系统的零件数 N_i	子系统的工作时间 t_i/h	子系统的加权因子 W_i
1	102	12	1.0

续表 12-6

子系统 i	子系统的零件数 N_i	子系统的工作时间 t_i/h	子系统的加权因子 W_i
2	91	12	1.0
3	242	12	1.0
4	95	12	0.3
5	40	3	1.0

解 系统总的零件数为

$$N = \sum_{i=1}^5 N_i = 102 + 91 + 242 + 95 + 40 = 570$$

由式(12-87)得各子系统的失效率为

$$\lambda_1 = \frac{-N_1 \ln R_s(12)}{NW_1 t_1} = \frac{-102 \ln 0.923}{570 \times 1.0 \times 12} = 0.119\% /h$$

$$\lambda_2 = \frac{-N_2 \ln R_s(12)}{NW_2 t_2} = \frac{-91 \ln 0.923}{570 \times 1.0 \times 12} = 0.107\% /h$$

$$\lambda_3 = \frac{-N_3 \ln R_s(12)}{NW_3 t_3} = \frac{-242 \ln 0.923}{570 \times 1.0 \times 12} = 0.283\% /h$$

$$\lambda_4 = \frac{-N_4 \ln R_s(12)}{NW_4 t_4} = \frac{-95 \ln 0.923}{570 \times 0.3 \times 12} = 0.107\% /h$$

$$\lambda_5 = \frac{-N_5 \ln R_s(12)}{NW_5 t_5} = \frac{-40 \ln 0.923}{570 \times 1.0 \times 3} = 0.047\% /h$$

因此,分配到各子系统的可靠度为

$$R_1(12) = e^{-\lambda_1 t_1} = e^{-1.19 \times 10^{-3} \times 12} = 0.986$$

$$R_2(12) = e^{-\lambda_2 t_2} = e^{-1.07 \times 10^{-3} \times 12} = 0.987$$

$$R_3(12) = e^{-\lambda_3 t_3} = e^{-2.83 \times 10^{-3} \times 12} = 0.967$$

$$R_4(12) = e^{-\lambda_4 t_4} = e^{-1.07 \times 10^{-3} \times 12} = 0.987$$

$$R_5(3) = e^{-\lambda_5 t_5} = e^{-4.7 \times 10^{-4} \times 3} = 0.994$$

验算系统可靠度

$$\begin{aligned} R_s(12) &= R_1(12)R_2(12)R_3(12)R_4(12)R_5(3) \\ &= 0.986 \times 0.987 \times 0.967 \times 0.987 \times 0.994 \\ &= 0.92326 \end{aligned}$$

此值高于要求的目标可靠度 0.923。

其他的可靠性分配方法还有相对失效率法、动态规划最优分配法等,这里不再作详细介绍。

第 13 章 机械设计的专家系统

13.1 概 述

13.1.1 专家系统的产生和发展

人工智能是计算机的研究和应用发展到一定阶段的产物,基本特点是对符号信息系统的自动化处理。智能工程作为新兴学科,是一种综合的、集成化的、智能化的计算机应用技术,它的产生和发展与工业自动化的发展紧密相联。智能工程提供了借助计算机解决人类面临的许多复杂实际问题的新方法和新技术,可以广泛地应用于人类经济社会和生产活动的各个领域,特别是在各领域的决策自动化方面,将起到关键技术的作用,因而,受到学术界、理论界和工程界的极大重视。

在人工智能的研究中,专家系统技术是产生较晚的一个分支。研究表明,人类专家解决实际问题依据的是丰富的领域知识,并根据实际问题灵活运用这些知识,所以,领域知识和应用领域知识的能力是人类专家解决问题的关键。专家系统技术强调知识在计算机模拟人类智能方面的核心和基础作用,其本质是以领域知识为基础,利用计算机程序模拟人类领域专家的宏观推理活动,以得到与人类专家对某些特定领域问题相同的解答结论。因此,专家系统技术就是利用计算机对符号模型描述的领域知识进行符号推理的技术。

自 20 世纪 60 年代以来,专家系统技术在各个领域广泛应用,给社会带来巨大的经济效益,成功的专家系统有几百个,包括 1968 年由斯坦福大学开发的推理化学分子结构的 DEN-DRAL 系统,这是最早获得成功的专家系统;70 年代开发的诊断和治疗传染性血液病的专家系统 MYCIN 和用于矿藏勘探的专家系统 PROSPECTOR;数学符号运算专家系统 XCON;结构分析设计系统 SACON 等等。专家系统技术的应用涉及医学、农业、化学、计算机、电子电气、机械工程、地质、数学、军事、物理、控制、法律等众多领域,许多专家系统经过不断的考验和不断完善,已经成为成熟的系统,在实际中帮助人们解决各种难题。

专家系统按其功能可以分为两大类:

管理专家系统——也称元系统,完成复杂实际问题的总体决策,管理协调和使用子系统等功能的专家系统,相当于管理专家。

领域专家系统——解决复杂实际问题的某一具体领域子问题的专家系统,相当于领域专家。

对于领域专家系统,可以按系统所求解的问题划分为以下几种主要类型:

(1)解释型专家系统 根据所得数据,分析与该数据相关问题的结论或状态的专家系统,如图像分析、信号解释等。

(2)诊断型专家系统 根据所得数据或事实来推断与之相关系统是否有故障的系统,这类系统主要包括医疗诊断、机械故障诊断和其他智能诊断程序等。

(3)设计型专家系统 按照给定的性能参数和要求为待开发产品做出结构性设计、概念设

计、选型设计、参数选择等方案型设计。这类系统包括机械产品设计、线路设计、建筑设计等。

(4)制造型专家系统 根据给定的设计结果编制出加工工艺过程规划及数据加工信息,如CAPP,CAM中的专家系统。

(5)规划型专家系统 为了达到一定的目标可能不只一个目标而进行行动步骤的设计。这类系统包括军事规划、生产规划、机械手动作和实验步骤规划等。

(6)预测型专家系统 根据从过去和现在得到的信息来推断将来可能发生和出现的情况,包括天气预报、人口预测、产值预报、市场预报等。

专家系统作为一种使用工具,为人类保存、使用、传播和评价知识提供了一条有效的途径,为更高水平的知识处理自动化的实现打下了基础,并随着科学技术的发展而不断的完善成熟。新一代专家系统研究的主要目标之一是系统结构体的研究,力求解决大规模知识库的检查、匹配所花时间和费用及解决组合爆炸问题;新一代专家系统增加了一个领域知识的深化模型,与完全依赖于规则形式的启发式知识相比,专家系统能够从深化模型的推理中抽取启发式知识,并把抽取的启发式知识合并到已有的知识库中;新一代专家系统将不精确推理提到重要位置,引进模糊控制理论,把计算机科学和应用扩展到一个更广的领域,达到更高的水平。

13.1.2 专家系统的结构及特点

专家系统是一种具有在专家级水平上工作的知识、经验和能力,一般求解那些需要专家才能求解的高难度问题或不良结构问题的计算机程序。专家系统的最重要特征是知识库和推理机分离,系统在运行过程中不断修改知识,增加新知识,使系统性能不断提高。一个较完善的专家系统结构如图 13-1,各组成部分的基本功能如下:

知识库——存储与求解问题有关的知识,如规则、事实或其他信息等,是专家系统的核心部分。一个知识库必须具有良好的可用性、确实性和完善性。

推理机——是用来控制、协调整个系统,利用知识库里的知识和用户提供的事实,按一定的推理策略进行推理,推出新的事实。推理机包括搜索引导和推理两部分。

知识获取模块——帮助知识工程师或专家进行知识获取和表达,建立、修改、扩充知识库。知识获取部分实际是一种学习功能,对一个专家系统的不断完善起着重要作用。

知识库管理模块——用于知识库的组织和维护,实现对知识库中知识的矛盾、冗余检查和新知识补充及对已有知识的影响和知识的存储、共享等。

数据库——存储领域内的初始数据和推理过程中得到的各种信息。

解释机制——评价系统的结果,并向用户提供各种解释,回答用户的问题,具有透明性。

人机接口——用户与专家系统交互的接口,通过系统同用户交换信息的自然语言处理模

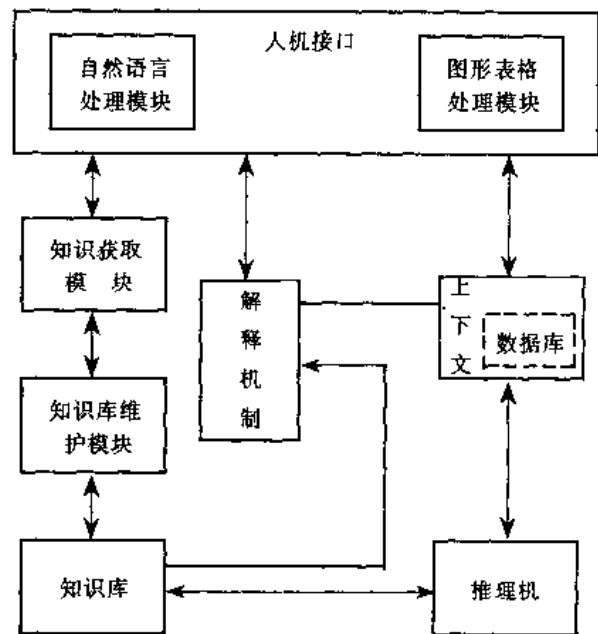


图 13-1 专家系统结构示意图

块或图形表格处理模块,使用户能够以尽可能自然、易于实现的方式实现信息传输和结果反馈。

专家系统的核心问题是知识的获取、存放专门知识的知识库和利用知识库解决实际问题的推理机。一个专家系统的能力和水平主要来自于它存储知识的完整性和准确性。专家系统的知识组织有三级结构:数据级——上下文,知识库级——知识库,控制级——推理机。专家系统中知识库级的知识和运用知识库级知识的控制级知识是相互独立的,所以,专家系统的建造一般是渐增式的,通过知识库由小到大逐步扩大、改进,系统要不断地进行检验、评价、专家认可,最终才能成为一个可交付使用的系统。

13.1.3 专家系统开发工具

专家系统开发工具是辅助专家系统构造的软件设施。目前,供研究用的工具和供商用的工具产品不断产生,用工具构造的专家系统也越来越多。除了通用的人工智能程序设计语言,如 PROLOG, LISP, PASCAL 等,根据开发机制和推理机制可以将专家系统开发工具分为三大类:骨架系统、通用知识表示语言和组合开发工具。

(1)骨架系统 其基本设计思想是从一个已经研制成功的专家系统出发,抽去系统中知识库的专门知识,留下一个固化的知识表示框架及相应的推理机制和可能的知识获取及解释机制,这些固化的、知识库为空的系统结构就称为一个骨架系统。在骨架系统中填入另一领域的专门知识并调试、完善形成一个新的知识库时,就实现了一个新的专家系统。例如,从 MYCIN 系统演化的 EMYCIN 系统和 PROSPECTOR 系统的 KAS 系统等。骨架系统一般只有一种控制策略和一种知识表达框架,且原有专家系统中有些专门知识可能以不可识别的方式隐含在推理机制中,因此,在使用时有着很大的局限性。

(2)通用知识表示语言 是一类把控制知识也作为一种显式知识,同知识库级知识一样进行表示和推理的专家系统开发工具,典型的例子是 OPS5。OPS5 提供了建造专家系统所必要的基本机制,如基本控制策略和知识表达方法,但不偏向具体的问题领域,部分控制知识被引入系统内作为一种显式知识对待。知识工程师在建立知识库的同时,也建立相应的元规则来影响控制策略的选用。通用知识表示语言比骨架结构所受的局限少,但使用过程比骨架结构要复杂一些。

(3)组合开发工具 是比骨架结构和通用知识表示语言更通用的一类专家系统开发工具,例如 AGE。AGE 系统给知识工程师提供的是一些事先确定的所谓成分或称为制造块的模块,这些模块支持有关概念和实体的 LISP 变量和函数的集合。AGE 成分通过仔细的选择、定义和模块化编程可以形成不同的问题求解系统。每个组合就构成一个骨架系统,利用 AGE 可以生成类似于 EMYCIN 性质的系统。

一般来说,如果希望在较短时间内开发出初具规模的专家系统,用户应选用骨架系统作为开发工具,但必须特别注意所选骨架系统的功能要适合于待解决的问题的特点。如果希望在开发专家系统的过程中探索多种知识表示和推理方式,可选用通用知识表示语言或组合开发工具。如果要完成的系统的时间充裕,而要建立的专家系统要集成多种知识表示的模块和推理机制,或要嵌入其他编程语言的程序中,可选用人工智能程序设计语言为开发工具。

近年来,还提出一种通用性专家系统(G-ES)的概念,其基本思想是:针对有共同特点的不同问题领域,先把每个领域的知识进行通用级和专用级的划分。把通用级知识固化在专家系

统结构的设计中,并设置一个能适应不同领域专用级知识、交互式知识获取的专用级知识获取接口,以建立各具体领域的专用级知识库。这种 G-ES 系统只针对那些有明显的共性特征的若干个问题领域,每个问题领域的专业级知识都可以用一定的形式的表示方式进行描述。

13.2 知识的获取和表达

13.2.1 知识的种类

知识是人们在社会实践和生产实践中所积累的各种对客观事物规律性的认识和经验的总和。知识在任何问题求解过程中都起着非常重要的作用,一个问题的求解过程,其本质就是知识的处理和使用。因此,研究对知识的自动化处理和使用技术,可以获得利用计算机高效求解问题的办法。

知识的存在形式多种多样,分类方法也有很多种,常见有以下 4 种知识划分法:

按使用范围不同,知识可分为两类:共性知识和个性知识。共性知识指求解问题所需要的一般知识和方法,通常包含一些普遍适用的定义、原理及定理等。个性知识指问题求解过程中所需要的特殊的方法和原则,它往往是一些经验性的规则、模糊的因果关系或特定的判断等,只适用于具体的问题。

按状态不同,知识可分为两类:结构性知识(静态知识)和行为性知识(动态知识)。结构性知识是描述问题领域内各个部分的事实、关系等的知识,它包含事物的概念、分类和属性等。行为性知识是用来操作和使用已有的结构性知识的知识。

按层次不同,知识可分为两类:领域知识和元知识。领域知识指问题求解过程中所涉及各个单一学科范畴的知识,它集中于较窄的局部范围,而求解一个复杂的问题,通常要涉及许多不同领域的知识。元知识是关于如何有效地使用和协调管理领域知识的知识,是关于知识的知识。在复杂问题的求解过程中,元知识起到集成、协调、控制和使用领域知识的重要作用。

按描述的形式不同,知识可分为用数学模型描述的解析型知识和无法用数学模型描述的符号型知识。解析型知识表达了事物间的数量关系,可以用数学方法处理;符号型知识着重定性地描述事物的逻辑关系,只能用符号推理的方法处理。在实际问题的求解过程中,这两种知识通常都要涉及到,是紧密相关不能分开了。

13.2.2 知识表达

专家系统是一种典型的知识处理系统,它的研究着重于知识处理,包括知识的获取、表示和利用三个核心环节,其中知识表示是知识处理中最基本的一个问题。知识表示研究各种存储知识的数据结构设计,并把问题领域的各种知识通过这些数据结构结合到计算机系统的程序设计过程中。一个好的知识表示方式,应能表达不同领域内的各种知识,且能方便地被利用。典型的知识表示模式是基于规则的产生式表示、框架表示、逻辑表示、语义网络表示、过程表示、不精确知识表示等。在实际中,经常混合利用几种知识表达方式,如规则和框架相结合的知识表达方式等。

1. 基于规则的产生式表示

基于规则的产生式表示是目前专家系统中最常用的一种表示方法。所谓产生式表示是一

种很适合表示因果关系的表示形式,由规则形式表示知识构成的知识库称为规则库,由规则库构成的系统称为产生式系统。

一个产生式的一般形式为:

$$P \leftarrow Q$$

其右边表示一组前提或状态,左边表示若干个结论或动作,上式的含义是“如果前提 Q 满足则可推出 P(或应该执行动作 P)”。

若产生式的右端为空,即:

$$P \leftarrow$$

表示 P 是一个无条件成立的结论或是一个无条件需执行的动作。

若产生式的左端为空,即:

$$\leftarrow Q$$

表示一个问题,即什么情况会使 Q 成立?

产生式的“IF-THEN”结构符合人的思维方式,是对人类行为知识进行表层表达的常用工具,它不仅可以表达事实、规则,还可以附上可信度因子表示这些事实、规则的可信程度。产生式系统规则库中的规则彼此形式上独立,使知识库易于修改和完善。但产生式表示不适合于表达结构性知识,对大型知识库推理效率低。

2. 框架表示

框架的一般结构如图 13-2,一个框架由一个框架名和若干个槽组成,每个槽包含若干个侧面,每个侧面又包含若干个值,因此,一个框架就是一个多叉树结构,框架名中存放一个对象,框架中各个槽存放对象的属性名,也可以是一个子框架名,框架侧面用于存放对象的属性,框架值存放属性的值。一个框架可以通过其槽中包含下一级框架的名与下一级框架相连,这样,相互联结的框架就组成树状结构的框架系。

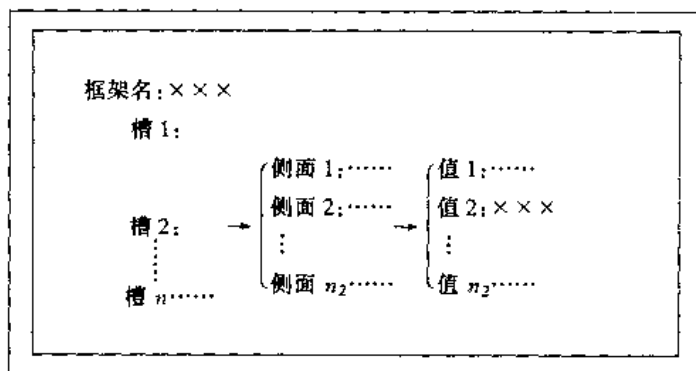


图 13-2 框架的结构

框架表示适于描述结构性知识,且它是面向对象进行描述,即一个框架描述关于一个对象的所有信息,使搜索效率变高,管理方便。

3. 一阶谓词逻辑表示

一阶谓词逻辑是指不允许对谓词符号或函数符号进行量化的谓词演算,研究假设与结论之间的蕴涵关系,用来描述不同类型的知识,可以很直观、自然地表示“事实”,即描述客观事物状态、属性值及事物之间的关系等。

对复杂的事实,需要采用谓词演算中的逻辑联接词“与(\wedge)”“或(\vee)”“蕴含(\rightarrow)”和“非(\neg)”等运算来组合表示。

一阶谓词逻辑符合人类对问题的直接理解,且逻辑表示和逻辑推理相互独立,但对状态空间较大的问题求解过程中,当前数据库同知识库的操作匹配以及操作序列的确定会出现时空方面的膨胀。

4. 语义网络表示

语义网络是一种表达能力很强而且灵活的知识表达方法。从图论的观点看,它就是一个带标识的有向图,有向图的结点表示各种事物、概念、属性及知识实体等。有向图的有向边表示各种语义联系,指明其所连接的结点之间的某种关系。有向图的结点和边都必须带标识,以便区分各种不同对象和对象间的不同的语义联系。一般,语义网络中的结点还可以是一个更细致的语义子网络。图 13-3 是关于生物学一部分知识的语义网络表示。

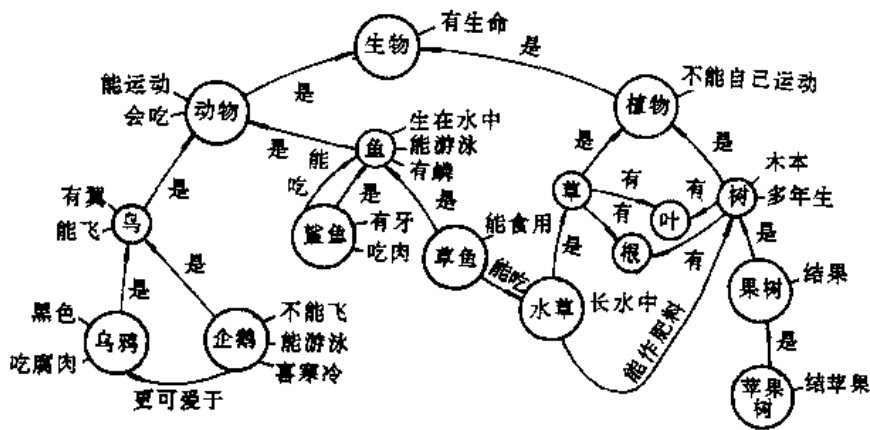


图 13-3 生物学部分知识的语义网络

语义网络能较好地表示对象之间的继承和变异等概念,适用于表示推想、联想、归纳等逻辑概念。

5. 过程表示

过程表示是把一个问题领域的知识包含在若干个过程(子程序、函数)中,每个过程指导在特定状态下如何做一件事,如描述生产一个产品的工序,它代表一个动态的、具有时序的过程。

过程表示具有高效率 and 透明性的特点,但由于使用启发式知识,过程表示系统是难以修改的,而且由于启发式推理知识本身是不完备的,有时在条件充分情况下,也不一定得出最优的答案,有时还不能保证推理过程的正确性,在信息不完全的情况下,系统可能得出不一致的结论。

6. 不确切知识表示

现实世界中,求解有关问题的信息常常具有不确定性、模糊性、不完备性,甚至矛盾性,处理这些问题信息所适用的知识(尤其是启发式知识)也常常是不精确的、不完备的,利用专家系统求解时,会导致结果的不精确性,所以系统应该具备分析数据的不精确性对求解结果的可靠性的估价值,即可信度因子(简记为 CF)。

在过去的专家系统中,可信度因子以二值逻辑(真和假两种取值)和概率论方法进行计算,这些方法的计算过程难以进行合理性证明。模糊逻辑用作表示不精确知识的模式,对不精确性的处理并不给出确定的、完全的解决方法,能解决基于概率的方法不能有效处理的问题。如模糊逻辑方法中,可信度因子被表示为一个模糊值而不是一般的数值,规则的条件部分同当前数据库的部分匹配是通过采用模糊逻辑的隶属度、隶属函数及推理和插值的合成推理规则而

实现的。

13.2.3 知识获取

知识获取是把用于问题求解的知识从某些知识源中提取出来,然后经过提炼、整理,最终形成知识库的过程。

知识获取的知识源主要有三种:专家、书本和数据库,其中,专家即某领域内专业技术人员是知识获取的主要来源。他们在长期实践中积累大量的经验知识,也称启发式知识,缺乏系统性和形式化,带有不确定性,甚至难以表达,但往往这些启发性知识在实际应用中发挥着巨大的作用。

知识获取由从外部取得信息和在系统内部体系化这两种功能组成。根据学习系统所具有的推理能力不同,知识获取方法分为以下几类:

(1)无推理能力的知识获取方法,即人工获取方法。该方法是通过知识工程师获取知识,专家向知识工程师提供他的知识和经验,而知识工程师负责将知识概念化及形式化,所得到的信息为程序和数据,可以直接用于解决问题。

(2)利用知识编辑工具的知识获取方法,即半自动知识获取方法。该方法要求系统本身具有翻译功能,将外部信息首先变换成可以利用的形式,再装入知识库。目前的知识获取工具就是基于这一目的而产生的,如 NCGWT, SALT, GPMIL, EDAKS 系统等。绝大多数的知识获取工具均采用对话式知识获取方法,称为教学式(传授式)知识获取系统。

(3)具有推理能力的知识获取方法,即自动知识获取方法,具有从已有知识获得新知识的能力。该方法要收集各个事实,使它成为一般知识来加以应用。目前,具有推理功能的知识获取方法可以分为演绎式和归纳式。

知识获取过程大体可以分为三个步骤:

第一步 识别领域知识的基本结构,寻找适当的知识表示方式。这一阶段主要包括把求解问题的关键知识提炼出来,并用相应的自然语言表达和描述,将提炼后的知识进一步整理、归纳,并加以分析组合,为进一步的知识细化做好准备。

第二步 抽取细节知识,把上个阶段概括出来的关键概念、子问题和信息流特征映射成基于各种知识表达方法的形式化的表示,其最终是形成和建立知识库模型的局部规范。这一阶段主要确定三个要素:知识库的空间结构、过程的基本模型以及数据结构,从根本上来讲,就是选择知识表示方式,设计知识库的结构,选用知识获取工具,将知识送入知识库,形成知识库的框架。

第三步 调试精炼知识库,即知识库的完善阶段。这一过程很大程度上实现自动化,其线索来源于确定的知识表示结构和知识库实例运行结果。

知识获取过程是建立专家系统过程中最困难的一个环节,知识的半自动和自动获取是知识获取方法发展的必然趋势。

13.3 知识的运用

13.3.1 搜索技术

推理是求解问题的主要思维方法,任何问题的求解都是对问题某种解答的搜索,搜索的对

象可以是一个状态空间,也可以是一个知识或数据的集合等。

通常,我们采用 n 维数学空间来表示一个问题的各种状态,状态空间 S 可用公式定义:

$$S = (X_1, X_2, \dots, X_n)$$

其中, X 表示状态空间的一个分量。

状态空间表示方法描述了问题求解过程中各阶段的情况,不同的状态可通过一定的操作进行转换。状态空间也可以表示为一个树状结构或更一般的网状结构,即组织成一个由结点和有向弧联结成的有向图,如图 13-4,图中结点表示一些概念、知识、陈述或状态,而有向弧可以表示各种不同的语义。

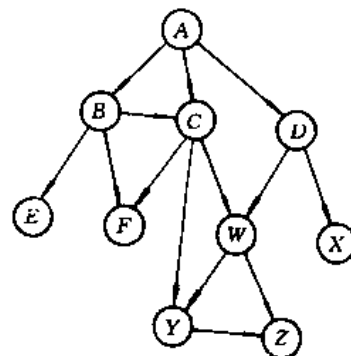


图 13-4 有向图

问题的求解就是应用知识及相应的控制策略去搜索问题空间,直至找到一条从初始状态到目标状态的解路径,这就是搜索。不同问题的搜索采用不同的搜索方法,常用的搜索方法有深度优先搜索方法、宽度优先搜索方法和启发式搜索方式。

1. 深度优先搜索方法

图 13-5 描述了深度优先搜索的基本方法。深度优先搜索策略是优先沿纵向搜索,即从初始结点出发沿一条分支逐级深入,直到无法再深入为止时,返回树的高一级中原本被搁置的结点,沿另一分支继续深入,直到找到目标结点为止。

对不同搜索问题,可以适当变化使用深度优先搜索,例如动态地根据当前情况计算出各子结点的优先数,以排列搜索优先顺序;根据某种估计,选定树上任一结点开始搜索过程;在试探一个很长的分支时,如果最终没有目标,则效率很低,可以设定一个深度界限,但有时深度控制可能错过最优解甚至无解。

2. 宽度优先搜索

宽度优先搜索与深度优先搜索的方式相反,这种方式是优先沿横向在同一层内进行搜索,当横向搜索完毕后,再扩展到下一层次的结点,进行下一层的横向搜索,直到找到目标结点为止,如图 13-6 所示。

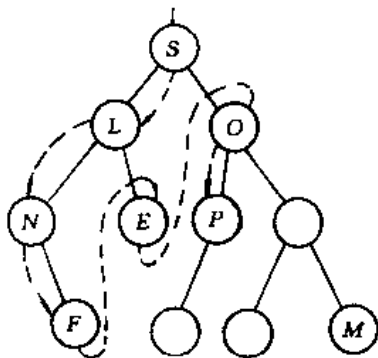


图 13-5 深度优先搜索

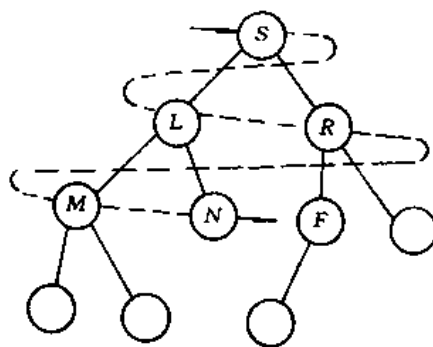


图 13-6 宽度优先搜索

这种方法对目标结点在较上层的情况比较有利,对同一层结点搜索可按一种预先规定的优先顺序,也可以随机选取,或采用动态计算的方法决定优先顺序。在大的搜索空间中,搜索时间会产生指数爆炸。

3. 启发式搜索

为减少搜索时间,可以结合具体问题的搜索树中各结点的具体情况,给出下一步如何搜索的启示,以提高效率,这种启示对不同问题或相同问题的不同结点是不同的,可以认为是结点的某个函数,称为启发函数。启发函数把结点处所代表的状态或知识映象成它与目标状态的靠近程度,精确地用一个正实数来表示,或用一个模糊概念表示。启发函数设计的好坏,对搜索求解的有效性影响很大。常见的启发式搜索方法有最好优先搜索法、局部择优搜索法以及启发式的图搜索法。

13.3.2 推理技术

推理技术是符号操作的知识,即操作知识库中概念、规则、模型的策略。基本的推理策略按方向可分为正向推理、反向推理和正反向混合推理:

①正向推理是沿着有向弧所指的方向在图上进行搜索的方法。该策略从已知数据(例如一个初步的设计问题说明)出发推导出它们的直接结论,这些结论被加到可用数据中去,以继续推导出新的结论,如此继续下去,直到问题的目标被满足或者不能再推导出新的结论为止。正向推理也称数据驱动搜索。

②反向推理是沿着有向弧所指的反方向在图上进行搜索的方法。该策略从问题的目标开始(例如某种假设的设计方案)推导出支持目标的子目标,将给定问题目标的求解转化为每个子目标的求解,这些子目标又被分解为更基本的子目标和数据(例如某种功能),直到与子目标对应的前提和条件可以与问题最初陈述的数据相匹配。反向推理也称为目标驱动搜索。

③双向混合推理是正向推理与反向推理两种方法的结合。该策略同时从问题的数据和目标开始推导,期望在某个中间状态处,数据和子目标得到匹配和满足。这种策略要求相当复杂的控制结构。

④非单调推理指那些新知识的加入可能使某些原先推出的知识变为假的推理。非单调推理过程就是建立假设,进行标准逻辑意义下的推理,若发现不一致,进行回溯,以消除不一致,再建立新的假设。该推理技术适用于以下情况:在知识不完全情况下进行缺省推理的系统;描述一个不断变化的问题模型;产生一个问题的完全解可能需要暂时假设部分解的系统。默认逻辑、约束逻辑、模态逻辑和一阶元理论等都属于非单调推理的基础。

⑤不精确推理是一种主观不充分置信推理,它根据不确定信息,按一定的搜索策略,采用一定的推理技术和不确定值传播算法,得出近乎合理的结论。不精确性指随机性、模糊性和时变性。目前在实际的专家系统中采用的考虑不确定性的推理方法都是一些工程近似方法,如基于概率论的主观 Bayes 方法、基于模糊集的可能性理论和 Shafe 的证据理论等。

13.3.3 控制技术

严格地说,搜索技术、推理技术及知识库中的知识—控制策略都是控制技术的一个方面,以下是几种涉及用专家系统方法求解复杂设计问题的控制技术。

①黑板模型是一种允许多个性质的程序模块合作求解问题的方法。这是对站在一块黑板面前工作的人类专家小组的模拟,黑板相当于一个动态数据库,用于存放各系统模块共享的信息如纪录技术要求、中间设计结果以及最后的设计方案,黑板内容可以擦去和重写。黑板模型对于设计型专家系统是很有用的控制结构。

②规划是将原本复杂的问题分解成适当的子问题,分别求解后,再将这些子问题的解综合成统一的对原问题的解。问题分解时,应将注意力集中在问题的重要方面和关键部位,将困难问题的目标分解成若干个只有少量相互作用的、易于实现的子目标,对每个子目标分别求解时,记下这些子问题间可能出现的相互作用,并加以适当处理。

编制问题规划可以采用层次结构法,最顶层是最粗略的规划,最底层是最详细的规划,形成一颗树状结构,树的每层对应于不同程度上充实了的规划。

③手段-目标分析是一种综合了规划与搜索特点的一般问题求解策略,其基本思想是:找出目标状态与当前状态的差异,然后,根据差异反馈信息,寻找几条关键性的规则进行操作,以减少差异。选择规则的方法是根据“差别表”去访问与其有联系的规则集合,这样,规则按一定的关系排列,一旦确定访问某条规则,该方法就用递归方法处理规则的若干个先决条件。当先决条件都满足时,这条规则就可以用到当前状态上去,然后,继续这一过程。

13.3.4 知识的管理

知识的管理就是对知识的组织、管理和维护,包括对知识的分类、组织和存储,知识的检索,知识的增加、删除和更改,知识的拷贝和转储以及对知识的一致性、完整性和无冗余性的维护等。

知识分类的目的在于可以求得对世界更深入的了解,以便很好地组织记忆它,另外,经分类后组织的知识便于检索和各项维护。分类方法应该基于各类知识间的“语义距离”,把所谓语义上相近的知识放在一起,归成一类。

知识的一致性指已获得的各个知识之间不允许是相互矛盾的。一致性维护指当加入新知识或删除旧知识时,要保持知识集合的无矛盾性。

知识的完整性指知识应该满足一些预先约定的完整性约束。

知识的冗余性指一个知识从某知识集合中的删除,既不缩小也不扩大由该知识集合采用任何方法衍生出来的知识集合。

专家系统的知识存储在知识库中,知识的逻辑表示形式决定知识库的物理组织,不同的知识表示模式有不同的知识库组织方式,原则上,用于组织数据库或各种表及文件的方法都可以用于知识库的组织,如顺序文件、各种索引文件、各种树形结构文件、各种 Hash 文件等等。由于知识库的操作在专家系统解题过程中所占时间比例非常大,所以,合理的知识库组织方法对提高整个专家系统的效率起到重要作用。

一个较好的知识库管理系统应该能对知识库中的知识进行插入、编辑、删除和检索,对知识的完整性和一致性有保证措施,能够进行知识库的重组和分块交换以提高效率,具有安全措施和良好的用户界面。

13.4 机械设计专家系统的建造

13.4.1 建造机械设计专家系统的过程

机械设计是一个创造模型和完成模型的过程,是一项综合性工作。在设计过程中,涉及的知识十分繁杂,有概念性知识、量化的图表、确认的公理和模糊的、不确定的经验知识。在建立

机械设计专家系统时,应注意以下几方面特性:

(1)多目标 机械产品设计不仅有功能、性能、指标等的决策,而且有经济效益、操作维护等诸方面的要求。一般,使用性能是基本要求,满足使用要求的设计方案可能会有多个。

(2)多任务 机械产品设计任务由多项不同层次的子任务所组成,这些不同层次的子任务间有些是相互独立的,有些是相互关联的,在设计专家系统过程中,应考虑调整子程序的执行顺序,保证设计子任务之间的相互协调。

(3)设计推理的不确定性 在设计过程中,设计者需要预先做一些假定、决策,有可能到设计的最后阶段才发现问题,因此,系统应能使问题及早显露出来,以便对设计方案进行修正和管理。

(4)丰富的知识类型 机械设计中要涉及到大量的数据,有设计参数、材料、标准和工艺参数,也有设计公式中的各种参数。这些数据必须进行分类、组织,以便子系统的运行和管理。

(5)经验性 除了遵循各种理论条规以外,在机械设计时,设计者的经验、水平和能力对设计至关重要,应将设计者的主观因素形式化,变成计算机内部表示。

考虑到机械设计的特点及专家进行机械设计时的思维方法,一般机械设计专家系统都采用“设计——评价——再设计”的设计过程模型和模块化组织结构,建造机械设计专家系统的步骤如下:

(1)问题定义 确定目标、约束、知识来源、参加人员及任务,是分析用户需求、开发条件及开发者能力,明确对专家系统的功能、性能和约束等方面要求的过程。通过这个阶段制定专家系统的规格说明书和开发计划。

(2)概念化 详细叙述问题和如何分解成子问题,根据假设、数据和中间推理、概念等,说明每个子问题的元素是什么,这些概念化将影响系统可能的执行过程。

(3)问题的计算机表达 为在概念化阶段中已确定的子问题的各个组成部分,具体选择表达方式,这是第一个要求计算机实现的阶段。信息流程问题、概念和数据的联系将在此阶段更完整地提出。

(4)确定知识表达方法和知识库结构,形成知识的原型子集。

(5)针对知识库结构,根据相应的推理策略设计推理机。

(6)建立原型系统,进行各个模块的编程、模块联接和接口程序设计,并测试原型系统。

(7)反复试运行系统,修正和扩充系统,最终评价此专家系统的性能。

前三个步骤是对设计问题形式化和概念化的阶段,主要对用户要求如产品的功能、外观尺寸、重量、可维护性、可靠性、寿命、价格及使用费用等进行定性与定量分析,确定系统的功能、约束和用户界面,设计求解的状态空间表示即所有可能的设计方案组成的集合,并对设计过程施以模块划分,依据概念,将设计全过程这一个复杂、庞大的系统分解为功能明确、概念清晰的多个易解子系统,对每一个子系统来说,其任务、概念、需处理的数据和计算、中间推理、处理策略和输入/输出等都应有一个相对明确的规定,以便问题的具体求解。

概念化和形式化对分析和指导专家系统的后期工作有着十分重要的作用,其优劣及合理与否将直接影响到专家系统建立的成败,以及所建专家系统的科学性、合理性和实用性。

13.4.2 机械设计专家系统的知识表示

机械设计领域中使用的知识非常复杂,按知识的属性可以分为两类:静态的、可靠的、确定

性的知识和变化的、模糊的、不确定的知识。按推理过程中知识所起的作用,可分为四类:说明性知识、与问题有关的求解知识、描述控制策略的过程性知识和元知识。不同类型的知识需要不同的表示方法,常用的机械设计知识表示有:规则、框架、语义网络、谓词逻辑、过程。这些方法各有特点,各有一定的使用范围。对于复杂的知识,单独知识表达方式难以满足要求,因而,必须将几种方法综合起来应用,即知识的混合表示方法。对机械设计过程中的模糊知识,可采用将规则的条件、结论模糊化并设置可信度、阈值的方法和将框架的槽值、框架与框架之间的关联、框架的限制条件等模糊化的方法。

1. 规则表示

产生式规则一般以 IF-THEN 的格式来描述,IF 部分为前提部分,THEN 部分为结论部分,例如:

命题:所有的合金钢都应热处理。

规则表示:IF 合金钢 THEN 热处理

规则是一种自然的知识表达方式,可以充分表示各种知识,尤其是表示不确定和不完备的知识,可以给一些前提和结论赋予先验概率和后验概率,在推理时概率以某种预定的方式传递,使结论具有一个可信度值,这个值反映了结论可能存在的程度。

因为专家系统的规则数量非常大,一般有几千条甚至更多,为防止组合爆炸,提高系统效率和可靠性,必须对规则进行分类,分成若干个子集,可以按子任务分类,也可以按知识的性质或用途分类。

2. 框架表示

在机械设计专家系统中,框架为描述机械零部件之间的复杂关系提供了典型的层次结构,例如:框架可用同等级槽表示连结两个同等级零件;用前辈槽或后裔槽表示连结两个具有从属的零件等。框架表示还提供了描述零部件属性的能力,另外,还可以通过一些方法把描述过程的函数和框架联系在一起,以便建立零部件行为和机械设计领域知识之间的操作。

3. 语义网络

语义网络与框架结构类似,适宜表示物体间的关系及相互作用。在机械设计专家系统中,语义网络经常用来表示机械设计领域概念之间的关系,如下列知识:

“车床是机床”;

“车床是物体”;

“镗床是机床”;

“钢管具有圆柱体表面”;

“所有机床都是机器”;

“车床用于加工圆柱体表面”;

可以用图 13-7 所示的语义网络表示。

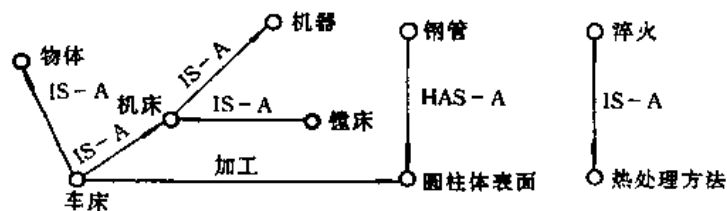


图 13-7 语义网络表示

网络表示。

4. 谓词逻辑表示

一阶谓词逻辑是一种自然的知识表达形式,能准确、严密地表示知识。例如,可用复合逻辑式和句子形式来描述机械设计知识:

轴 S1 和齿轮 G1 的联接是键联接,

KEYLINK($shaft(S1), gear(G1)$);

如果 X 是合金钢,则需要淬火,
ALLOY(X)→NEEDED(X,QUENCH)。

在实际应用中,由于一阶谓词逻辑结构微小及其严密性,常常会使它在求解大问题的归纳反演过程中产生一些意想不到的问题。

5. 过程表示

机械设计中,经常需要进行大量的计算,例如解方程、求导、数值计算等,在推理过程中也经常需要用到经计算后的一些参数值,这些参数值的求解过程就可以用过程表示。

13.4.3 机械设计专家系统推理机设计

推理机是启动和处理知识的重要机构,运用特定的控制策略来利用知识库和事实库中的信息求解实际问题。推理机中的控制策略主要解决知识的选择与应用次序,建立系统的控制策略是建立推理机的关键。设计问题的复杂性和设计求解途径及解本身的多样性都给推理方法和控制策略的选择带来困难,设计型专家系统中往往根据具体问题的特点有机地组合运用多种问题求解策略。

正向推理和反向推理是设计型专家系统中应用最多的,特别适宜产生式规则的知识表示方法,但这种推理方法只适用于各种具体子问题的求解,应和一些过程控制结构联合起来使用,但对于有多层次、多目标的设计问题求解过程的整体控制并不适宜。

很多情况下,设计问题的解在可行与不可行之间不存在明确的界限,可行解的优劣之间不存在正确与否的区别,只存在相对于一系列评价准则的综合满足程度的区别,而且约束条件和目标准则大多有一定的模糊性、不完全性或不确定性,这时候需要用不精确推理,借助可信度计算和比较进行方案的选择和决策。

手段—目标分析方法与正、反推理方法结合,可以作为设计型专家系统的一种控制策略。前提是设计问题能分解为形式化子问题,有一个特定的追求目标,有一组用来检测当前设计状态与目标设计状态差异的函数以及采取有关措施来减少差异的规则。

规划—生成—测试方法是当前设计问题最常用的整体求解控制策略之一。这一策略体现在工程设计专家系统中,形成“设计—分析—评价—再设计”的控制方法。

约束满足法是一种非常接近设计问题的求解思路的控制方法,它体现了层次规划的思想,即先解决可行域问题,再解决可行域的寻优问题。它适用于处理设计中各种规范性数理约束。

日程表为过程型设计任务提供了一种有效的控制方法。当设计需要同时处理多个任务时,必须对各任务分配优先等级,以便按照优先等级顺序执行任务,即完成任务的日程表。对于一些复杂且其执行随环境改变的设计任务,日程表提供了一种灵活的控制方法。

13.4.4 机械设计专家系统的评价子系统

评价子系统在再设计结构中是一个关键的环节,它的任务是对初始设计或再设计所产生的设计方案进行测试和评价,评定方案的优劣,为最后决定方案的可接受性提供可靠的依据,如果方案不能被接受,则为再设计提供有益的反馈信息即最优的回溯点。评价子系统工作的好坏直接决定着最终方案的质量,也直接影响再设计中启发式搜索的质量。机械设计的特点决定了评价子系统在机械设计专家系统中所起到的独特而关键的作用。

建立评价子系统的工作包括两方面内容:一是确立评价体系;二是确定评价标准。结合运

用专家系统、系统工程、模糊理论、数学规划等先进技术,以形成正确的评价策略;广泛深入地获取有关产品的各方面知识,以形成正确的体系结构,是建立有效评价体系的两项基础工作。

针对工程设计是复杂的多解问题的特点,解决此类问题的步骤通常是“分析—综合—评价—决策”,即在分析所设计产品的要求及约束条件的前提下,综合搜索多种解法,最后通过评价和决策过程选出符合目标要求的最佳解法。评价是对各方案的价值进行比较和评定,决策则是根据目标选定最佳方案。

通常的评价方法分为三类:经验评价法、数学分析法和试验评价法。经验评价法主要根据评价者的经验,用简单的方法对方案作定性的粗略评价。数学分析法运用数学工具进行分析、推导和计算,得到定量的评价参数供决策时参考,这种方法在评价过程中应用最为广泛。试验评价法一般用于评价一些比较重要的方案环节,在采用分析计算不够把握时,可通过模拟试验或样机试验对方案进行试验评价,运用这种方法得到的评价参数准确但代价很高。

13.4.5 机械设计专家系统的测试与考核

同任何一个软件系统的开发过程一样,设计和建立一个专家系统就是一个对系统不断地进行考核与评价的过程,考核专家系统主要是检查程序的正确性和适用性。考核的内容包括:系统所做的决定和建议的质量;所用推理技术的正确性;人与计算机之间对话的质量(对话的内容、机器的输出结果以及工程上的问题解释);系统的效率;成本的高低等等。

专家系统是逐渐生成的,使用者、合作的专家以及系统建立者三方面的反馈信息为系统设计提供改进意见,这些意见将被结合到以后改进了的系统中。对系统的评价渗透到整个系统的建立过程,并且对改进系统设计和性能起到关键作用。每当改变、增加、删除知识库中的规则时,当修改或扩展推理程序的模式时,或当改进知识的表达方式时,所采用的依据都是对系统的非正式评价。

从本质上来说,考核、评价一个专家系统与考核、评价一个专家是相同的,都是一项非常困难的工作,通常采用实验的方法,规定某种严格的实验过程,以便把系统产生的解释与独立得到的、已确认的、对相同事例问题的解进行比较。通常的评价都化为二元决定:正确或不正确。然而,并不是所有问题都很容易地按这种方式来分类,尤其是设计问题。在这种情况下,通常的做法是把系统产生的结果让领域专家来检查和评价,同时提出评价意见。出于实际的需要,这是最常用的测试和考核方法。

机械设计是一个综合、复杂的过程,其每一步都不能简单地用正确与不正确来评价,因此,应该着眼于比较系统的运行过程与专家思路的近似性与优化性。建立专家系统的宗旨是:使系统能够尽量反映人类专家的解题思路,同时又结合计算机的解题能力,从而系统的性能达到甚至超过专家的水平。所以,专家系统的评测指标是系统与领域专家解题思路的近似程度。

13.4.6 齿轮传动箱设计专家系统(GBES)

齿轮传动箱是机械中的典型产品,包括齿轮、轴、花键、轴承等多种基础元件。齿轮传动箱专家系统 GBES 将知识经验处理、数值分析和绘图有机地集成在一起,具有智能的一体化功能,适用于一对渐开线圆柱齿轮或有中间介轮组成的减速器或增速器,可在输入数据范围内求得具有工程价值的全部可行解和全局最优解,按目标值优劣排序,以便设计绘图时选择,满足更好的结构设计。

1. GBES 系统结构

GBES 的总体结构如图 13-8, 可以分为 10 个功能模块:

(1) 系统控制模块 该模块与系统其他各个模块相连, 可以调用任何一个模块, 控制整个系统模仿设计者的设计步骤进行工作。

(2) 黑板 该模块是系统的全局工作区, 各模块之间的信息交流通过黑板进行。黑板主要用于纪录技术要求、中间设计结果和最后的设计方案, 其内容是动态变化的, 相当于一个动态数据库, 在设计的不同阶段可以擦去和重写黑板内容。

(3) 知识库 存储各种设计知识, 以知识元、规则、过程、表、矢量等综合知识表示方式表示知识。为提高效率, 将知识库分为若干个子知识库, 子知识库采用分类和分层组织。

(4) 推理机 在设计过程中, 根据黑板内容和知识库中的知识进行正向和反向推理, 具有处理多种知识的能力。

(5) 用户接口 该模块是系统与用户的接口。数据输入采用: 文件输入和交互输入, 数据输出方式采用: 一个结论、一组参数或一张图。

(6) 解释模块 提供推理过程及部分概念的解释。

(7) 评价系统 对当前的输出结果是否满足要求进行决策评价。

(8) 失败处理模块 当评价系统对结果作出不满意的答案时, 要调用失败处理模块进行参数的调整。

(9) 传动箱辅助设计模块 此模块可以完成传动箱的优化设计、有限元分析、齿轮干涉检验、绘制零件图等工作。

(10) 知识库维护系统 完成建立、修改、自动编辑知识库和知识库自动建网的工作。

2. 知识表示

由于机械设计知识的多样性、复杂性, 本系统采用知识元、规则、过程、表、矢量等的综合表示方式。

知识元——规则——过程表示方法按照设计的逐层细化过程, 将设计中具有一定联系、处于同一层次中的知识组成一个知识元, 并将各知识元组成树状或网状结构。每一个知识元主要包括两部分内容: 触发条件及对知识元的说明和设计规则。触发条件是用来激活知识元的条件, 只有一个知识元的触发条件为真时, 才能使用本知识元的设计规则。为使推理具有灵活

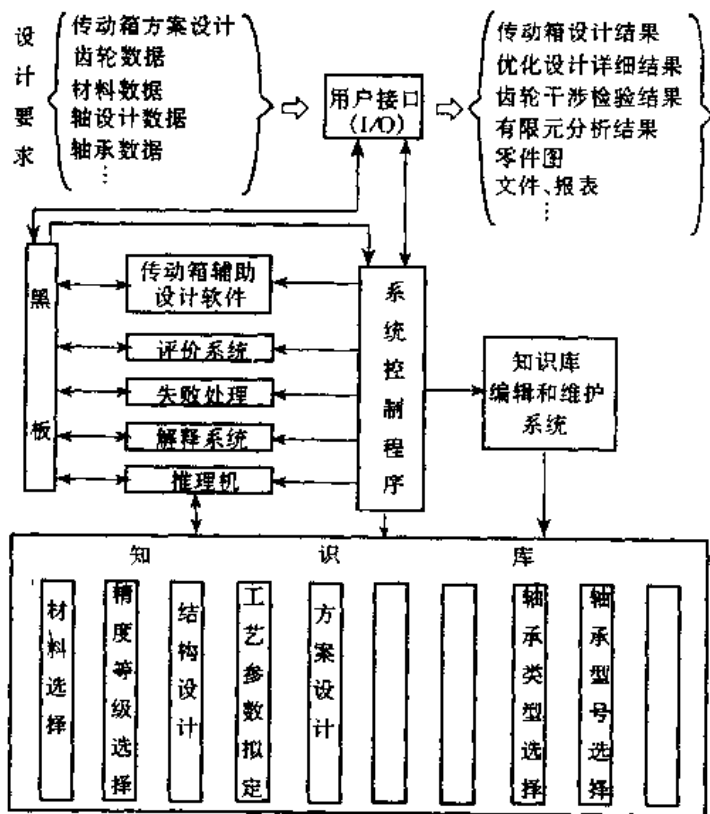


图 13-8 GBES 总体结构

性,便于知识的获取、修改和扩充,在用规则表示的启发性知识中嵌入计算知识,即在规则中直接包含计算和过程。

本系统所用的数据表格有两类:一是可用曲线拟合的数据,这一类数据首先进行曲线拟合处理,将表格转化为曲线方程,写为函数过程;二是无法用曲线拟合的数据,可采用 LISP 语言中表和矢量相结合的方法存储数据。

3. 知识库

一个设计任务可以分为一系列相对独立的子任务,这些子任务构成一个设计网络。本系统将设计过程中处于网络不同层次的、相对独立的各知识模块组成各知识子集,每个子集的内容只涉及设计的某一阶段,再根据知识类型将知识子集进一步分为子知识库,如用知识——规则——过程表示的知识组成一个启发性子知识库,表——矢量表示的知识组成一个数据子知识库,过程表示的知识组成一个计算过程子知识库等。系统控制程序根据输入的初始数据、黑板内容和当前的设计过程调度相应的子知识库工作。一般来说,系统控制程序直接作用于启发性知识库,再由启发性知识库的规则对其他两种子知识库进行操作,如图 13-9。

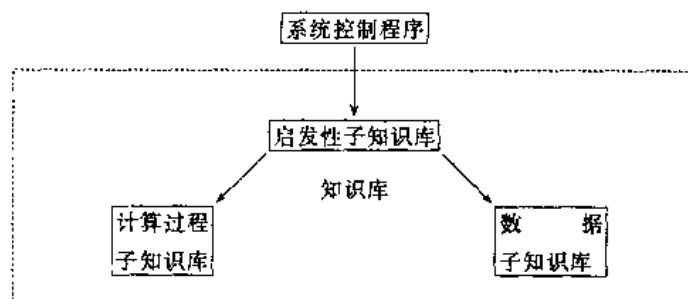


图 13-9 各类子知识库关系示意图

4. 控制策略和推理机

GBES 系统在反映“设计——评价——再设计”过程模型的基础上,根据具体的知识表示方式,采用黑板控制法、推理链、手段目的分析等组合的控制策略。整个系统以黑板为中心,以黑板为中介来协调不同层次、不同类型的信息交流。系统控制程序根据黑板内容激活一个知识元,根据知识元的安排在该知识元的规则中进行正向或反向推理,将推理结果存储在黑板上。知识元说明部分中的上层和下层指针形成一个推理链,将无关的知识排除,大大减少搜索空间,加快求解速度。手段目的分析过程集中在检测当前状态与目标状态之间的差别,对检测结果进行分析,以选择合适的操作规则来缩小这个差别。

GBES 系统提供了正向推理和反向推理。无论采用哪一种推理方法,在一个知识元中推理成功后,就可以根据这个知识元的下层指针和黑板内容,激活满足条件的下一层知识元,进一步推理,得出更具体的解,直至找到合适的目标。当一个推理失败后,则需要向上回溯,选择其上层知识元的其他下层知识元,寻找满足要求的解。

5. 知识库的编辑和维护

知识库编辑和维护程序包括知识库自动建网、建立新知识库和对知识库的修改、增加、删除等,其功能如图 13-10。启发性子知识库是许多知识元的非空有限集合,每个知识元的规则决定了其目标结点,而各知识元的目标结点和触发条件决定了各知识元的上下层指针。修改知识库时,如果规则变动,则可能引起目标结点、上下层指针的变动。通过自动建网程序,用户只需将知识元的其他部分加入或修改,将规则加入相应的知识元或从相应知识元中删除、修改

即可,该程序根据各知识元的当前内容,自动填写每个知识元的目标结点、上下层指针和规则数目。

在其他知识库编辑程序中提供了在一定范围内进行冲突判别的功能,保证了知识元名和规则名的唯一性和一致性,并能将触发条件相同的知识元和一个知识元中条件相同的规则查找出来显示给用户,由人工干预修改。

6. 用户接口

为用户提供多种输入输出方式和多级数据保护措施,并能给出回答问题的例子和部分参数的隐含值。

7. 系统的主要功能

GBES系统可根据用户要求和知识库中的知识推理决策,进行方案设计、齿轮材料选择、轴承选择等;可以显示方案图;可以根据方案进行零件参数优化设计;有限元分析;齿轮切削干涉和啮合干涉检查;确认满意后,即可自动绘制零件图。

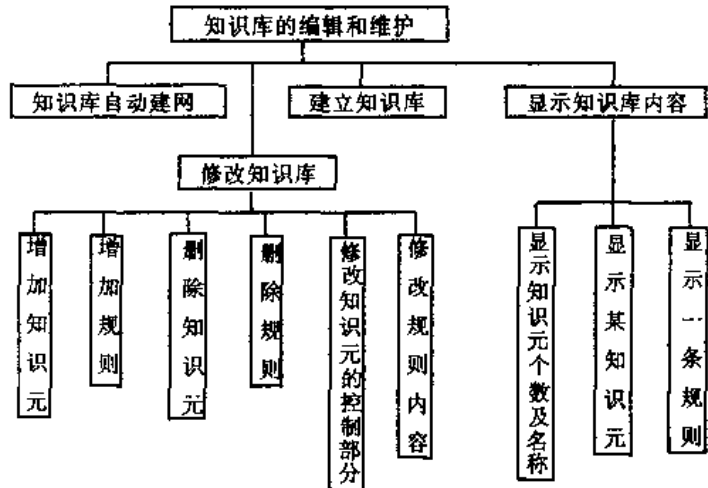


图 13-10 知识库编辑和维护功能框图

第 14 章 设计的评价与决策

解决工程设计问题反复运用的逻辑方法是:分析——综合——评价——决策。具体来说就是“分析要求——综合求解——方案评价——决策得解”。评价是对各方案的价值进行比较和评定,而决策则是根据目标和评价结果选定最佳方案。

评价与决策在设计中密切相关,评价是进行决策的依据,没有正确的评价也就不能有正确的决策,评价与决策使工程设计沿着正确方向前进。

14.1 设计的评价准则和内容

14.1.1 评价准则

评价准则是进行评价的依据。正确地确定评价准则是十分重要的。评价准则来自产品所追求的目标,也即对产品提出的要求期望和通常的约束条件。一般确定评价准则应符合下述基本原则:

(1)评价准则应该全面包括主要目标和约束,不仅要考虑到对产品性能有决定影响的主要设计要求,而且应考虑到对设计结果有影响的一般性条件。

(2)评价准则应具有独立性,各准则之间应是相互无关的。

(3)各个准则应能正确地表述,尽可能周全,并能定量化和具体化。

这些原则对于合理制定评价准则只是提出一个方向,但对于实际设计问题应由给定问题和具体方案给出评价准则,并且设计的每个阶段都应选择相应的、适宜的评价准则。

评价准则是一个尺度,它和评价方法一样对于评价结果的准确性和有效性有着决定性的意义。

14.1.2 评价的内容

设计方案评价的内容可用图 14-1 表示。方案评价按照内容可分为技术评价、经济评价、社会评价以及综合评价。

(1)技术评价 技术评价是评价方案在技术上的可行性和先进性,包括设计原理、技术参数、关键问题、操作使用情况等;技术评价,应以提出的方案能否实现规定的功能为中心目标,具体的内容包括性能指标、工艺性、可靠性、安全性、自动化程度等。

(2)经济评价 经济评价是评价方案的经济效益,包括估算方案的成本、利润、投资额、回报率等。进行经济评价前,应该明确下列因素:企业经营因素、技术因素、市场因素、经济因素、时间因素等。

(3)社会评价 社会评价是评价方案实施后对社会带来的利益和影响。主要评价方面有:



图 14-1 评价的内容

是否符合国家政策、国际惯例;是否有利于资源开发和节约能源;是否能推动技术进步、发展社会生产力;是否有助于生态平衡、改善环境污染等。

(4)综合评价 前三项属于单项评价,其评价内容是对设计方案某一方面进行评价,而综合评价则是在单项评价的基础上,根据上述各方面评价结果,对设计方案的价值进行评定,它从整体角度对设计方案进行全面科学的评价。

14.2 设计的评价目标和方法

14.2.1 评价目标

评价目标又称评价指标。是在评价中遵循的评价标准,它来源于设计所要达到的目的,它可从设计任务书中找到。

1. 评价指标体系

在对方案评价时,常从多侧面多角度予以评价,因而使用多个评价指标,这些指标之间相互具有一定的联系,各个评价指标又有相对重要度,它们组成了一个评价指标体系。以机床类产品设计方案为例,其指标体系如图 14-2 所示。

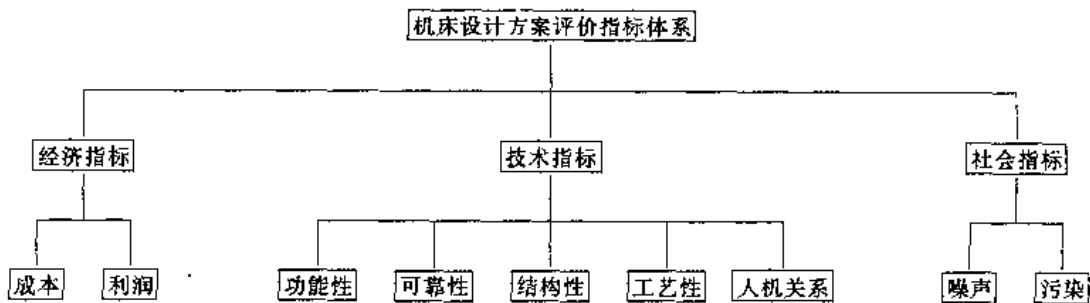


图 14-2 机床设计方案评价指标体系

不同产品的评价指标体系也不尽相同,但通常都可以采用目标树方法建立。

目标树方法是用系统分析方法对目标系统进行分解和图示。把总目标具体化为便于定性或定量评价的评价目标,各目标可根据范围不同或重要程度不同进行排列,构成目标树。图 14-2 可看作机床设计方案评价的目标树。

目标树的建立一般可按下述步骤进行:首先,必须明确评价的目的,然后确定评价目标也称评价项目,接着把评价目标转化为评价准则,评价准则可用量化或不可量化指标表示,目标树的最后分支即为总目标的具体评价目标。

通过目标树,可以比较方便地检查有无遗漏重要目标和估计各目标的重要性。

2. 评价指标的权重

为了进一步分析指标间量的关系,还必须给出指标的权重。指标的权重是指标对总目标的贡献程度,它反映的是某一指标在指标体系中所起作用的大小;这一点可由“加权系数”予以表征。

加权系数是反映评价指标重要程度的量化系数,加权系数大,意味重要程度高。为便于分析计算,一般取各评价指标加权系数 $g_i < 1$,且 $\sum g_i = 1$ 。

确定权重常用的方法有专家咨询法、评级打分法、成对比较法、层次分析法等。

14.2.2 评价方法

1. 评价方法的分类

常用的评价方法可分为三类:

(1)经验评价法 一般根据评价者的经验,对方案作粗略的定性评价。当方案较少,问题不太复杂时,可采用经验评价法。例如采用淘汰法,直接去除不能达到主要目标要求的方案等。

(2)数学分析法 运用数学工具进行分析、推导和计算,得到定量的评价参数供决策作参考。这类方法应用最为广泛,常用的有排队计分法、评分法、技术经济评价法及模糊评价法等。

(3)试验评价法 采用模拟试验或样机试验对方案进行试验评价。只用在分析计算不够把握,并且比较重要的方案环节上,能得到较准确的定量结果,但所需费用较高。

以上介绍的三类方法在设计中均有应用,但最常用于评价中的还是数学分析法中的一些方法,下面重点介绍这些常用方法。

2. 评分法

评分法是用分值作为衡量方案的优劣尺度,对方案进行定量评价。

评分法具体做法如下:

(1)分析评价目标确定其各自的权重系数;

(2)评分;

(3)计总分。

在进行评分前要确定评分标准和评分方法。

评分标准一般按 10 分制或 5 分制评分,最理想时分值最高,最差时分值最低,中间可采用函数过渡插值。

评分方法常采用集体评分法。由几个评分者以评价目标为序对各方案评分取平均值或去除最大、最小值后的平均值作为分值。

总分可按分值相加法,分值连乘法,均值法,有效值等方法进行计算,应用最多的是用加权计分的有效值法,但不论使用哪种方法,总分越高则方案越佳。

3. 层次分析法

层次分析法是定性分析与定量分析相结合的系统分析法。常用于多目标综合评价,也可用于方案评价中目标权重的确定。

这种方法的基本思想是把复杂问题分解为各个组成因素,将这些因素按支配关系分组,形成有序的递阶层次结构;在每一层次可按某一规定准则,通过两两比较的方式确定层次中诸因素的重要性次序;然后把此层的信息传递到下一层次,这样逐次进行,最后得到最低层次各要素对于最高层次的重要性次序;根据次序数的大小,就可确定最优方案。

层次分析法的分析过程主要应进行以下四方面的工作:

(1)建立层次结构分析模型

首先对问题进行深入分析,在分析的基础上将问题中涉及的因素按性质分层排列;可用框图表示层次的递阶关系,如图 14-3 所示。该模型分为三个主要的层次:目的层 C、评价准则层 B,以及方案层 A;对于复杂问题,每一层又可以具有多级层次结构。

(2)构造判断矩阵

判断矩阵就是某一层所有因素相对于上一层某个因素而言两两之间相对重要性的比较矩阵。其构造方法如下：

假定以上一层因素 B_K 作为准则,对下一层因素 A_1, A_2, \dots, A_n 有支配关系;针对准则 B_K 两个因素 A_i 和 A_j 哪一个重要,重要多少,使用两两比较方法;比较的定量取值可使用 1~9 的比例标度,其意义见表 14-1。

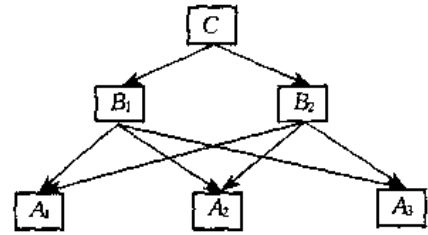


图 14.3 层次模型示意图

表 14-1 标度的含义

评价值	重要程度(两个因素相比)
1	两个因素同样重要
3	一个因素比另一个因素稍微重要
5	一个因素比另一个因素明显重要
7	一个因素比另一个因素很重要
9	一个因素比另一个因素极重要

2,4,6,8 为上述相邻判断的中值

将 A_i 与 A_j 根据比例标度两两比较,便可得到判断矩阵 A

$$A = (a_{ij})_{n \times n} \quad (14-1)$$

其中 a_{ij} 为第 i 个因素与第 j 个因素相比的比例标度, a_{ij} 具有如下性质:

① $a_{ij} > 0$; ② $a_{ij} = 1/a_{ji}$; ③ $a_{ii} = 1$

(3) 计算单一准则下元素的相对权重

这一步要解决在准则 B_K 下, n 个元素 A_1, A_2, \dots, A_n 排序权重的计算问题,并进行一致性检验。

元素的相对权重可以通过判断矩阵 A , 解特征根得到:

$$AW = \lambda_{\max} W \quad (14-2)$$

式中 W —— 权重向量, $W = \{W_1, W_2, \dots, W_n\}$;

W_1, W_2, \dots, W_n —— 分别为 A_1, A_2, \dots, A_n 的权重;

λ_{\max} —— A 的特征根。

λ_{\max} 和 W 可以用下面近似方法计算:

① 计算判断矩阵各行元素的积 M_i :

$$M_i = \prod_{j=1}^n a_{ij} \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (14-3)$$

② 求各行 M_i 的 n 次方根:

$$P_i = \sqrt[n]{M_i} \quad (14-4)$$

③ 对 P_i 作规一化处理, 即得相应的权数为:

$$W_i = P_i / \sum P_i \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (14-5)$$

④ 计算判断矩阵 A 的最大特征值 λ_{\max} :

$$\lambda_{\max} = \sum_{i=1}^n \frac{(AW)_i}{nW_i} = \sum_{j=1}^n W_j \sum a_{ij} \quad (14-6)$$

⑤ 对判断矩阵进行一致性检验 检验的步骤如下:

a. 计算一致性指标 $C \cdot I \cdot$

$$C \cdot I \cdot = (\lambda_{\max} - n) / (n - 1) \quad (14-7)$$

式中 n ——判断矩阵的阶数。

b. 计算随机一致性比率 $C \cdot R \cdot$

$$C \cdot R \cdot = C \cdot I \cdot / R \cdot I \cdot \quad (14-8)$$

式中 $R \cdot I \cdot$ ——随机一致性指标。

$R \cdot I \cdot$ 的取值与矩阵的阶数有关,见表 14-2。

当 $C \cdot R \cdot$ 值小于 0.1 时,可认为判断矩阵一致性是可以接受的,否则需要调整判断矩阵元素。

表 14-2 随机一致性标准值

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$R \cdot I \cdot$	0.00	0.00	0.58	0.96	1.12	1.24	1.32	1.41	1.45

(4) 计算各层元素的综合权重和方案排序

综合权重的具体算法如下:

设第 $K-1$ 层的元素为 $B_j, j=1, 2, \dots, m$ 。 B_j 关于最终目的层的综合权重为 $W_j^{(K-1)}, j=1, 2, \dots, m$ 。

设第 K 层的元素为 $A_i, i=1, 2, \dots, n$, 且已根据判断矩阵求出了 A_i 关于上层元素 B_j 的相对权重 $W_{ij}^{(K)}$, 那么, A_i 关于最终目的层综合权重为

$$W_i^{(K)} = \sum_{j=1}^m W_{ij}^{(K)} W_j^{(K-1)} \quad (14-9)$$

这样逐层计算,直到求出评价方案的综合权重数为止。

有了各评价方案的综合权重数,根据权值的大小,就可得到方案优劣的顺序,称为方案排序。

层次分析法是一种简明的、实用的、定性与定量分析相结合的方法。在设计中除用于方案的优劣决策中,还可用于评价目标的权重确定。由于它能把定性因素定量化,并能在一定程度上减少了主观因素的影响,因此,它更适用于复杂问题的多层次多目标的决策。

4. 价值工程法

价值工程法也可称为价值分析法。在设计中不但可用于新产品设计方案的优选,而且还可用于老产品的改造革新。本节介绍运用价值工程法对设计方案的评价。

(1) 价值工程的思想与方法

① 产品的价值。价值工程是研究产品的功能与成本之间的关系,以寻求最低的成本取得产品必要的功能,并提高产品的价值,以取得较好的经济效益。

价值工程中功能与成本的关系为

$$V = \frac{F}{C} \quad (14-10)$$

式中 V ——产品的价值;

F ——产品的功能;

C ——产品的寿命周期成本。

式(14-10)有如下的含义:

- a. 产品的功能 是指产品所具有的特定用途和使用价值。
- b. 产品的寿命周期成本 是指产品的总成本,它包括生产成本与使用成本。
- c. 产品的价值 是产品功能与成本的综合反映。

产品价值的大小反映产品物美价廉的程度,就整个产品而言,价值的最大值是1,当价值等于1时,表示以最低费用实现了产品要求的必要功能;当价值小于1时表示实现产品的必要功能付出了较高或过高的成本,应予改进。

价值是一种评价标准。以产品设计方案的价值大小来衡量方案的优劣,方案的价值越大,产品的受益也越大。

②价值工程的系统分析方法。价值工程法通常按一套规范化的工程程序进行。价值工程的工作程序如表14-3所示。

价值工程的工作程序可分为分析、综合、评价、决策四个阶段。在分析和综合研究中紧紧围绕7个问题进行(见表14-3),核心是功能分析和方案创造,目标是使设计方案能以最低的成本获得最佳产品。

这是一种系统分析法,它可用于不同的分析对象。

表 14-3 价值工程工作程序和步骤

一般决策过程	工作程序和步骤		提 问
一、分析问题	功能分析与评价	1. 对象选择 2. 情报搜集 3. 功能分析 4. 功能评价	1. 对象是什么 2. 它是干什么用的 3. 它的成本是多少 4. 它的价值是多少
二、综合研究	方案创造	5. 方案创造 6. 概略评价 7. 方案具体化	5. 有无其他方法实现同样功能
三、评 价	方案评价	8. 试验研究 9. 有决策意义详细评价 10. 提案审批	6. 新方案成本是多少 7. 新方案能满足要求吗
四、决 策	方案实施	11. 方案实施 12. 成果评价	

(2)价值工程法在产品设计方案评价中的应用 在新产品开发和老产品改造中运用价值工程法进行方案评价,是从确定评价对象开始,从功能分析着手,进行功能定义,整理和评价,创造以目标成本实现目的功能的具体方案,进行多次评价,直至求得最低成本下的最佳方案,具体步骤如图14-4所示。

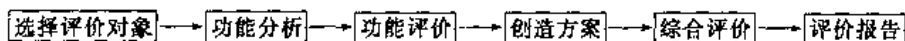


图 14-4 价值工程法方案评价工作程序

图14-4给出了采用价值工程法进行方案评价工作程序,为了了解其内涵和规律,下面就程序的具体内容加以说明:

第一,评价对象的选择。一个产品包括许多功能元件,为保证最少的投入,必须抓住影响

价值的一些主要功能元件作为分析对象,以获得最佳的评价效果。这里介绍两种选择评价对象的方法:

①ABC分析法。ABC分析法是优先选择占成本比重大的零部件作为价值分析对象的方法,通常也称成本比重分析法。下面以某产品全部零部件为对象介绍这种方法。

首先按式(14-11)求出产品各零部件各自所占总成本的份额:

$$\text{第 } i \text{ 个对象成本比重} = \frac{\text{第 } i \text{ 个对象的成本}}{\text{所有对象成本之和}} \quad (14-11)$$

然后,按所占成本的份额从大到小排序;接着将产品各零部件分为三类:

A类:占零部件总数的10%,但其成本占产品总成本的60%~70%;

B类:占零部件总数的20%,但其成本约占产品总成本的20%;

C类:占零部件总数的70%,其成本仅占产品总成本的10%~20%。

最后,利用这种分类方法,可以找出对产品成本影响最大A类零件作为分析的主要对象。

②价值系数分析法。用价值系数分析零部件功能和成本的关系,以寻找成本高功能低的零部件进行分析。价值系数由功能系数和成本系数所决定。

a: 功能系数。功能系数也称功能重要度系数,它反映该零件在产品中的重要程度,功能系数越大,该零件对产品功能影响越大,也就越重要。功能系数有多种求法,这里介绍常用的0和1评分法。

设有零件A,B,⋯,F等6种,用该法进行对比分析,把各个零件按功能重要程度一对一地进行对比,功能重要得一分,不重要得零分,各零件自身不能相比,用打×表示,分别写在表14-4中,将零件得分数除以各零件总分数,得该零件的功能系数。可用下式表示:

$$f_i = \frac{P_i}{\sum_{i=1}^n P_i} \quad (14-12)$$

式中 f_i ——功能系数;

P_i ——表示某零件的得分;

$\sum_{i=1}^n P_i$ ——表示全部零件得分总和;

n ——表示零件个数。

表 14-4 功能系数的求法

零件名称	一对一比较						得分数 P_i	功能系数 f_i
	A	B	C	D	E	F		
A	×	1	0	1	0	1	3	0.200
B	0	×	1	0	1	0	2	0.133
C	1	0	×	1	1	1	4	0.267
D	1	1	1	×	1	1	5	0.333
E	0	0	0	0	×	1	1	0.067
F	0	0	0	0	0	×	0	0
							$\sum P_i = 15$	$\sum f_i = 1$

b. 成本系数。它表征该零件所占总成本的份额。可用下式表示：

$$C_I = \frac{C_i}{\sum_{i=1}^n C_i} \quad (14-13)$$

式中 C_I ——零件的成本系数；

C_i ——某零件成本；

$\sum_{i=1}^n C_i$ ——表示全部零件成本和。

c. 价值系数。零件的价值系数 V_i 定义为功能系数 f_i 与成本系数 C_I 之比：

$$V_i = \frac{f_i}{C_I} \quad (14-14)$$

若价值系数等于 1, 说明功能与成本相当; 若价值系数大于 1, 零件功能重要而所占成本偏低, 应予以调整; 若价值系数小于 1, 成本过高与功能重要性不相适应, 应降低成本以提高价值。

第二, 功能分析。功能分析就是把所要求的功能抽象的描述、分类、整理并加以系统化, 以便从中找出提高功能值的途径。

机械产品的功能分析可按第 2 章介绍的内容进行, 最终可给出如图 2-7 所示的功能系统图, 该图充分表达了实现产品目的功能的全部手段, 也表明了产品最终的目的和功能。

第三, 功能评价。功能评价是指评价功能的价值, 是价值的评定。

通过功能定义和功能系统图可定性分析功能的必要程度及功能实现的方法, 为确定产品重点改进的部位和方向, 找出降低现状成本的具体对象, 还必须进行定量的评定。常用的定量评价的思考方法如图 14-5 所示。

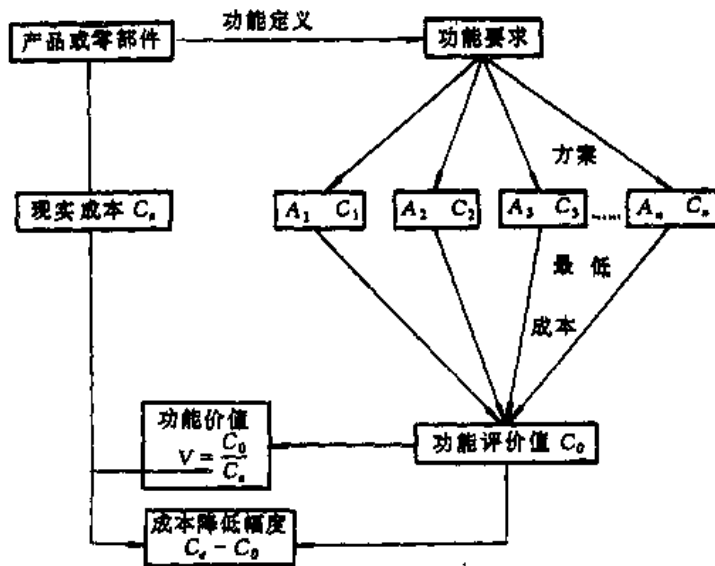


图 14-5 功能评价思考方法示意图

该方法涉及到分析对象的各功能的现实成本和各功能的最低成本,对于功能的现实成本,不同的分析对象可进行单功能成本、多功能成本以及多零件单功能成本的估算;而功能最低成本的估算可采用经验估算法、实际价值标准法以及功能评价系数法等。

有了各功能的现实成本和最低成本,最后就可求出功能的价值和成本降低幅度。

第四,创造方案。有了上述定性、定量的评价结果,我们就可以从降低成本和提高功能两方面提出改善措施,创造改进方案,提出新的方案。

第五,综合评价。对新方案再进行全面评价,包括进行功能对比,成本对比和经济效果的对比,这就是综合的效果评价。

应该说明的一点:在运用价值工程法评价产品功能的价值时是有一定的困难的。原因是:一方面,产品方案的功能的价值的评定,常是根据各功能对要求满足程度或其特性值与价值的对应关系进行评分、估算;另一方面,需要确定的产品方案的成本,有的是由过去设计经验获得,对于过去没有的,需要参照类似的或通过估算成本得到,没有准确定量的分析公式。因此,在方案不具体时,如评价原理方案,更为稳妥的要靠分析人员的经验和可能掌握的技术情报分别预测各方案的成本,从中选出最低者作为功能评价价值,再以此为准与功能成本进行比较,这样会更好。

5. 技术-经济评价方法

技术-经济评价法先分别求各设计方案技术价值和经济价值,然后进行技术-经济综合评价。这种方法优点是对方案进行评价时,除了考虑各评价目标的加权系数外,所求得的技术价值与经济价值都是相对于理想方案的相对值,更便于决策时进行判断和选择。

这种方法是德国工程师协会第 2225 规范(VDI2225)推荐采用的方法。

(1)技术评价 技术评价是通过求方案的技术价 W_t 进行的,技术价的计算式为

$$W_t = \frac{\sum_{i=1}^n P_i g_i}{P_{\max} \sum_{i=1}^n g_i} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i g_i}{P_{\max}} \quad (14-15)$$

式中 P_i ——各技术评价指标的评分值;

g_i ——各技术评价指标的加权系数,取 $\sum_{i=1}^n g_i = 1$;

P_{\max} ——最高分值。

技术评价价值 W_t 越高,方案的技术性能越好,理想方案 $W_t = 1$; $W_t < 0.6$ 表示方案在技术上不合格,需要改进方能选用。

(2)经济评价 经济评价是通过求方案经济价 W_e 进行的,经济价的计算式为

$$W_e = \frac{H_I}{H} = \frac{0.7[H]}{H} \quad (14-16)$$

式中 H ——实际制造成本;

H_I ——理想制造成本;

$[H]$ ——允许制造成本; $H_I = 0.7[H]$ 。

经济评价价值 W_e 越高,方案的经济性越好,理想方案 $W_e = 1$, $W_e = 0.7$ 表示许用值,此时实际制造成本等于允许制造成本; $W_e < 0.7$ 表示实际制造成本大于允许制造成本,表示方案

在经济上不合格,需要改进才能选用。

(3)技术-经济综合评价 技术-经济综合评价是通过求方案技术经济综合价值 W_i (相对价)进行的,通常用两种方法即计算法和作图法,处理技术价和经济价以及进行技术-经济综合评价。

①计算法。求相对价 W_i ,计算相对价有两种方法。

a. 均值法

$$W_i = \frac{1}{2}(W_t + W_e) \quad (14-17)$$

b. 双曲线法

$$W_i = \sqrt{W_t \cdot W_e} \quad (14-18)$$

W_i 值越大,说明方案的技术-经济综合性能越好,一般取值 $W_i \geq 0.65$ 。

当 W_t, W_e 中有一项数值较小,用双曲线法能使 W_i 明显出现小值,更便于方案的评价与决策。

②作图法。以技术价 W_t 为横坐标,经济价 W_e 为纵坐标,可绘制出技术经济对比关系图,又称优度图(图 14-6)。

在此图上,每一种方案的一对 W_{ti} 与 W_{ei} 值就可找到相应的对应点 S_i ,图中 S^* 点的 $W_t = W_e = 1$ 为理想点,表示技术与经济指标的理想值。 $0-S^*$ 连线称为开发线,线上各点 $W_e = W_t$, S_i 越接近 S^* 点,则设计方案越趋理想。在 $W_e \geq 0.7, W_t \geq 0.6$ 区域内构成的许用区(图中阴影表示区域),凡 $S_i(W_{ti}, W_{ei})$ 落在许用区内的方案都是可以采纳的,而落在许用区外的方案必须加以改进,方能采纳。

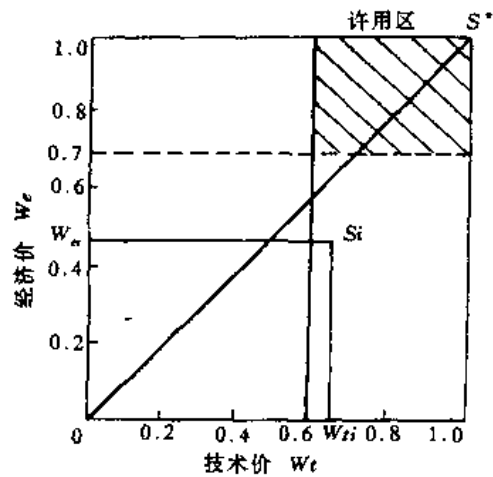


图 14-6 技术对比关系图

6. 模糊评价法

模糊评价就是利用集合与模糊数学综合考虑多种因素来判定某一事物所属范畴的方法。

这种方法广泛应用于自动控制、信息处理、天气预报、人工智能等领域,然而在机械工程方面也存在着大量难以明确划定界限的模糊概念。例如在设计方案评价中,有些评价指标如美观、安全性、便于加工、装配方便等,无法定量分析,只能用好、一般、差来描述,对于这种模糊概念,可用模糊评价法对设计方案中一些模糊指标数值化,进行定量的综合评价。隶属度与隶属函数是描述模糊概念的关键,常用的模糊评价法有一级模糊评价法和二级模糊评价法。

(1) 隶属度及隶属函数

①隶属度。模糊评价的表达和衡量是用某一评价指标的评价概念(如优、良、差)隶属度的高低来表示。对于模糊的评价目标不是简单的肯定“1”或否定“0”,而是用 0~1 之间的一个实数去度量,称为隶属度。意思为隶属于或从属于某个事物的程度。比如某方案的调整方便性,一般不能是绝对方便或绝对不方便,而被认为对方便性的概念有八成符合,那么就可称它对调整方便性的隶属度为 0.8。

②隶属函数。用函数表示不同条件下隶属度变化规律称为隶属函数。一个具体的模糊对象,首先应当确定其切合实际隶属度函数才能应用模糊数学方法作具体定量分析。隶属函数通常根据经验或统计来确定,各种评价目标都可经统计得出相应的隶属函数,模糊数学的有关资料中总结出十几种典型的隶属函数,可根据不同的评价对象选择合适的函数形式。

③求隶属度的方法。

a. 统计法求隶属度。如评价某名牌电视机图像清晰度,通过对 1000 户抽样调查,统计结果,65% 用户反映图像很清晰,20% 认为清晰,10% 评价为一般,而 5% 用户反映不清晰,由此就得到对电视机图像显示 4 种评价的隶属度,它们分别为 0.65, 0.2, 0.1 和 0.05。进行模糊统计试验次数应足够多,使统计得到的隶属频率稳定在某一数值范围,由此求得较准确的隶属度。

b. 通过隶属函数求隶属度。根据评价对象选择隶属度函数,从中求得规定条件下的隶属度(见例题)

(2) 设计方案的一级模糊评价方法 该方法包括确定 3 个模糊子集,即评价因素集 U 、因素权重集 G 、评价集 P ; 求出各方案的模糊评价矩阵; 计算各评价方案的综合模糊评定向量; 最后用最大隶属度原则评价方案优劣顺序, 决策采用何种方案。具体做法如下:

①将影响评价方案的所有评价指标称为评价因素,若知道影响因素有 u_1, u_2, \dots, u_n 个,则这些指标就组成因素集,表示成

$$U = \{u_1, u_2, \dots, u_i, \dots, u_n\}$$

其中 u_i 表示影响评价方案的第 i 个因素。

②确定各评价因素的权重,建立权重集

$$G = \{g_1, g_2, \dots, g_i, \dots, g_n\}$$

其中 g_i 表示第 i 个因素的权重值,各因素的权重值应满足下式

$$\sum_{i=1}^n g_i = 1, \text{ 其中 } g_i \geq 0$$

③建立评价集

$$P = \{P_1, P_2, \dots, P_i, \dots, P_m\}$$

其中 P_i 表示第 i 个评价等级, m 为评价等级数。

④建立每个评价方案对 n 个评价因素的模糊评价矩阵

$$R = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_i \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{1j} & \cdots & r_{1m} \\ r_{21} & r_{22} & \cdots & r_{2j} & \cdots & r_{2m} \\ \vdots & \vdots & & & & \\ r_{i1} & r_{i2} & \cdots & r_{ij} & \cdots & r_{im} \\ \vdots & \vdots & & & & \vdots \\ r_{n1} & r_{n2} & \cdots & r_{nj} & \cdots & r_{nm} \end{bmatrix}$$

其中 r_{ij} 表示评价等级 P_j 对因素 u_i 的隶属度。

具体做法是先求出各评价等级对因素 u_1 的隶属度; 然后求出各评价等级对因素 u_i ($i = 1, 2, \dots, n$) 的隶属度,即可建立单因素评价矩阵,也称模糊评价矩阵。

⑤通过因素权重集与模糊评价矩阵的复合运算,得各方案的模糊综合评定向量。

$$B = G \cdot R = \{g_1 g_2 \cdots g_i \cdots g_n\} \begin{pmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{1j} & \cdots & r_{1m} \\ r_{21} & r_{22} & \cdots & r_{2j} & \cdots & r_{2m} \\ \vdots & & & & & \\ r_{i1} & r_{i2} & \cdots & r_{ij} & \cdots & r_{im} \\ \vdots & & & & & \\ r_{n1} & r_{n2} & \cdots & r_{nj} & \cdots & r_{nm} \end{pmatrix} = \{b_1 \quad b_2 \quad \cdots \quad b_j \quad \cdots \quad b_m\} \quad (14-19)$$

b_j 是模糊综合评价集中第 j 个隶属度,常用以下两种模型求 b_j 。

模型 1: $M(\wedge \cdot \vee)$,按先取小(\wedge),后取大(\vee),进行矩阵合成计算。其中, M 表示模型;“ \wedge ”、“ \vee ”表示合成运算方式符号,若 $a \wedge b$ 取小者,若 $a \vee b$ 取大者。

$$b_j = \bigvee_{i=1}^n (g_i \wedge r_{ij}) \quad (j=1,2,\cdots,m) \quad (14-20)$$

上式计算展开为下面算式

$$b_j = (g_1 \wedge r_{1j}) \vee (g_2 \wedge r_{2j}) \vee (g_3 \wedge r_{3j}) \cdots (g_m \wedge r_{mj}) \quad (j=1,2,\cdots,m)$$

该模型突出了加权系数和隶属度主要因素的影响,但会丢失部分信息,对于评价因素多, g_i 值很小,或者评价目标很少, g_i 值又较大的两种情况不适用。

模型 2: $M(\cdot +)$,按先乘后加进行矩阵合成计算。

$$b_j = \sum_{i=1}^n g_i r_{ij} \quad (j=1,2,\cdots,m) \quad (14-21)$$

该模型适用于评价因素多,加权系数绝对值小的情况。

⑥确定各评价方案的排序。一般考虑两个原则:

- a. 最大隶属度原则。即对每个方案按综合模糊评价中 $\max b_j$ 所属的判定等级定其级别;
- b. 排序原则。方案排队时同级中隶属度高者为先,同时要注意以本级隶属度与更高一级隶属度之和为准,排出方案先后。

(3)设计方案的二级模糊评价方法 工程上的方案各式各样,需要考虑的因素往往较多,有些因素可能分属不同的层次和类别,进行综合评价时,为了便于区分各因素在总的评价中的地位 and 作用。可先进行第一级模糊综合评价,然后再综合其评价结果,进行第二级模糊综合评价。

例如某一机械产品设计方案评价指标体系,如图 14-7 所示。

图中清楚表明了该机械产品评价方案的构成关系,它由两级评价指标组成:一级指标包括功能参数、运行性能、人机关系、经济性、结构特性、工艺性、标准化、成套性、社会性等,这些指标都属于同一类别。而每一个一级指标又包括若干因素,如功能参数又分为输入功率、输出力矩、效率、承载能力等指标,而经济性指标又包括制造成本和运行成本等,组成了二级评价指标。同类的其他一级指标也是如此,不过每一类中的指标数不一定相等,同一类中的各指标间只是组合关系。如果以上指标或称因素存在模糊性问题,那么对上述方案评价就变成了对多因素二级模糊评价。

二级模糊评价方法的思路是先按每类中的各个因素进行一级模糊综合评价,得出一类因素的评判结果,然后再在类之间进行综合评价,就可得出所有因素的评价结果。

具体的作法是如按因素类集 $u_i (i=1,2,\cdots,n)$ 的所有因素 $u_{ij} (j=1,2,\cdots,m)$ 进行模糊

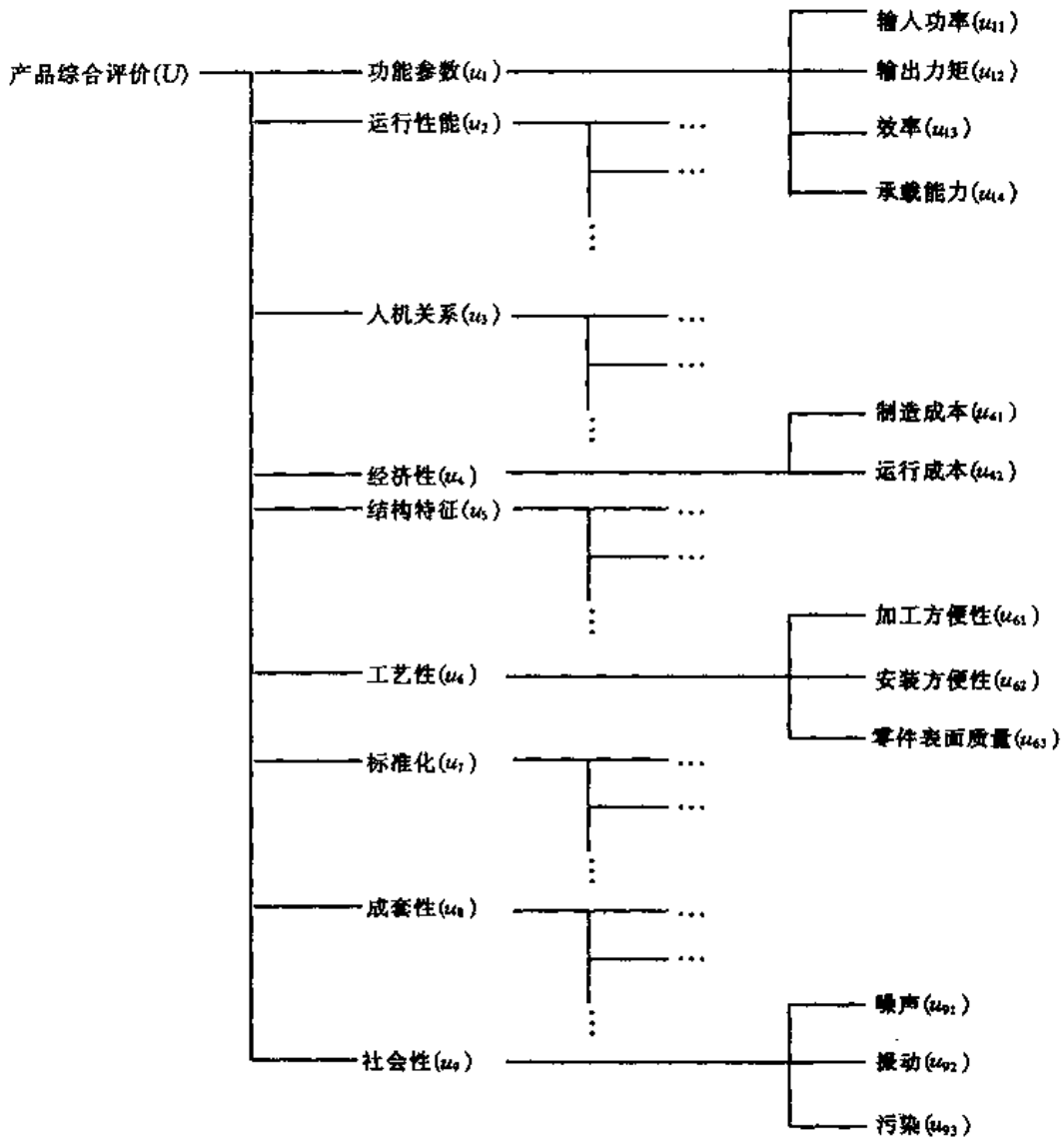


图 14-7 产品评价的指标体系

综合评价时先从第一类 u_1 着手,按一级模糊综合评价法的原理与步骤进行,求出第一类的评价结果, $B_1 = G_1 \cdot R_1 = \{b_{11}, b_{12}, \dots, b_{1j}, \dots, b_{1m}\}$ 。用同样的方法,可求得 B_1, B_2, \dots, B_m 。然后,把第一类当成第一个因素,把第一类的评判结果 $\{b_{11}, b_{12}, \dots, b_{1j}, \dots, b_{1m}\}$ 当成各评价集对它的单因素评价向量,同样,把第 i 类当成第 i 个因素,把 $\{b_{i1}, b_{i2}, \dots, b_{ij}, \dots, b_{im}\}$ 当成各评价等级对因素 u_i 的评价向量。这样,各类的单因素评价矩阵表示如下:

$$R_i = \begin{bmatrix} b_{i1} & b_{i2} & \dots & b_{ij} & \dots & b_{im} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2j} & \dots & b_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{m1} & b_{m2} & \dots & b_{mj} & \dots & b_{mm} \end{bmatrix}$$

每个 u_i 作为 U 的一部分,反映了 U 的某种属性,可以按它们贡献重要性给出权重分配,设 a_{ij} 为因素 u_{ij} 的权数,则类集 u_i 的权重集为: $A_i = \{a_{i1}, a_{i2}, \dots, a_{in}\}, (i = 1, 2, \dots, n)$,于是可得二级模糊综合评价集为

$$B_i = A_i \cdot R_i = \{b_{i1}, b_{i2}, \dots, b_{im}\}$$

式中 B_i ——二级综合评价等级。

取 $b_{i1}, b_{i2}, \dots, b_{im}$ 数据中最大者为最优方案。

如因素很多,二级还不足以解决问题,那么就可以采用三级以至多级模糊综合评价。

针对不同的评价对象和目的可选用不同的评价方法。这里,各方法的独特的特点在采用时显得更加起作用,如评分法简单实用,一般工程设计方案用加权计分的有效值法更为普遍;层次分析法常用于确定评价目标的权重上,更重要的用于多层次多目标复杂系统方案的分析决策上;价值工程法追求的是用最低成本去实现机械产品的必要功能,更多的应用在功能分析和提高产品的实用价值的方案评价中;技术-经济评价法求出对于理想方案的相对评价价值,选用该法更适用找出方案的弱点加以改进;而模糊评价法,使定性定量评价相结合,可使各种模糊概念定性指标量化,便于计算机在评价中的全面应用。

14.3 设计的决策

决策是设计中非常关键的一步,直接影响设计工作和产品的成败。这里重点介绍产品设计的各个阶段中有关决策的共性问题。

14.3.1 设计中决策的特点

设计是解决机械产品的功能、结构、造型和经济性的关系问题。设计的实质是创新,而创新是指使产品在原理上有突破,结构上有新意,造型上有品味;工程设计是复杂多解的问题;设计过程是一个发散到收敛,搜索到筛选的多次反复过程。这些构成了设计中具有如下的决策特点:

(1)决策过程的目标是寻求最佳方案 设计中的决策就是在设计各个不同阶段挑出几个有希望的方案,然后进一步分析和实验,再决策各可行方案,作为下步备选方案,也就是新的希望方案,如此反复进行,直到最后选择出设计的最佳方案,所说的最佳,对工程设计应选多目标下整体功能最理想的方案。

(2)关键性的重点决策具有难度 对于一项开发产品,在完成设计过程中,重点决策有三次:一是原理方案的确定;二是结构方案的确定;三是总体方案的确定。三次决策中有两项重大决策问题:一是在创意阶段,这是决定产品方向的决策;二是在构思阶段,这是决定产品技术方向的决策;无论是决定产品方向,还是决定技术方向的决策都是非常重要的,又是非常困难的问题。

(3)决策的依据是评价 设计通常是主要根据主要目标和评价结果进行决策的,这就要求评价必须客观正确,如果评价不当或发生错误也就不可能有正确的决策,这就是说评价是基础是依据,设计中的决策,一般取决于评价。

14.3.2 设计决策应注意的问题

由于设计决策本身的特点,为了更好地决策,应注意以下几点:

①设计要求为决策提供了方向。正确的决策应考虑多种要求,注意全面并具有可行性,最终的决策常是多方面要求的综合。

②在探讨具体方案过程中,应尽量多保留一些方案;要注意不要轻易丢弃一个正确方向的方案;要筛选掉那些看来似乎很好,实际上没有前途的方案;挑出那些看来似乎不大好,实际经过改进可能是一种非常有前途的方案;采用多方案,并加以保护,以至于能分出各方案的优劣再作出新的决策。

③机械产品是一个系统,因此产品设计方案与工艺、制造、销售、使用等其他方面自然有联系,决策时不能只从方案本身或方案中某一性能指标出发,还应考虑以整个方案的总体目标为核心的有关系统的综合平衡。采用虚拟设计或借助建模技术与仿真技术来预见产品的全寿命行为,对决策的一次性成功显然是大有帮助的。

④由于设计问题的复杂性,决策是一项难以用公式和方法推出绝对正确的答案工作,即使现在有各种各样的决策理论,有时也未必完全奏效,例如在选择技术方向决策中实际上不存在固定模式,只有用深刻的洞察力,丰富的经验、充分分析比较、高超地预测能力,最后通过直觉判断作出决策,成功率也许会更高。

14.4 设计方案的评价与决策举例

1. 评分法评价与决策方案

例 14-1 三种液压泵 A、B、C 的主要性能和成本如表 14-5,试用评分法中的有效值法评出最优方案。

表 14-5 三种液压泵的性能和成本

评价目标		成本/元	效率/%	寿命/小时
要求值		600	80	5000
极限值		800	60	2000
实际值	A	720	82	5000
	B	580	80	4000
	C	650	75	5500

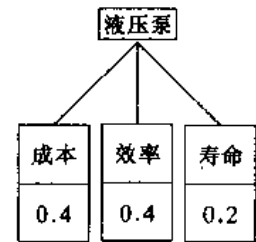


图 14-8 液压泵评价目标树

解 (1)分析评价目标及加权系数 用目标树表达(图 14-8)。

(2)评分 按 10 分制评分。各评价目标的极限值和要求值分别给 0 分和 8 分,作出曲线如图 14-9。各方案实际分值由曲线插值得取,列出评分结果如表 14-6。

表 14-6 评分结果

方案 \ 评分	评价目标		
	成本	效率	寿命
A	3.1	8.7	8.0
B	9.0	8.0	5.3
C	6.0	6.0	9.3

(3)计分 用有效值法进行总分计分。有效值计算如下:

评价目标 $u = \{ \text{成本, 效率, 寿命} \}$

加权系数矩阵 $G = \{ 0.4 \ 0.4 \ 0.2 \}$

$$\text{评分矩阵 } P = \begin{Bmatrix} P_A \\ P_B \\ P_C \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 3.1 & 8.7 & 8.0 \\ 9.0 & 8.0 & 5.3 \\ 6.0 & 6.0 & 9.3 \end{bmatrix}$$

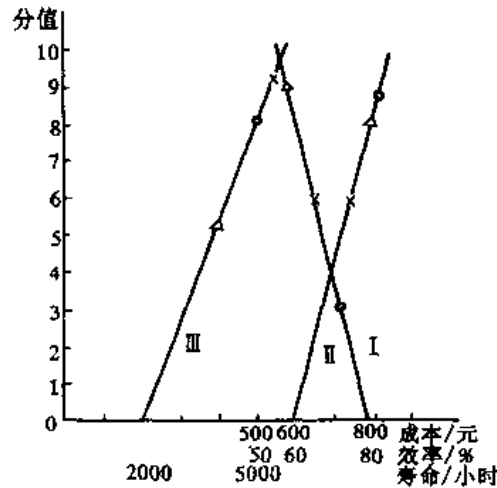


图 14-9 评分曲线

I—成本 ○—A
 II—效率 △—B
 III—寿命 ×—C

有效值矩阵 $N = \{N_A \quad N_B \quad N_C\} = GP^T = \{6.32 \quad 7.86 \quad 6.66\}$

$$\text{其中 } N_A = GP_A^T = 0.4 \times 3.1 + 0.4 \times 8.7 + 0.2 \times 8.0 = 6.32$$

$$N_B = GP_B^T = 0.4 \times 9.0 + 0.4 \times 8.0 + 0.2 \times 5.3 = 7.86$$

$$N_C = GP_C^T = 0.4 \times 6.0 + 0.4 \times 6.0 + 0.2 \times 9.3 = 6.66$$

液压泵 B 有效值最高,为最佳方案。

2. 层次分析法评价与决策方案

例 14-2 某公司为了开发新产品,决定购买专利。现有 3 个专利 A_1, A_2, A_3 特点如下:专利 A_1 :资金利润率高,技术新、风险大,需专用设备多,转产困难;专利 A_3 :资金利润率较低;技术成熟,风险小;所需多为通用设备,转产容易; A_2 :优缺点正好介于专利 A_1 和 A_3 之间。针对上述三个专利特点,采用层次分析法确定最佳方案。

解 (1)建立层次结构模型 第一层为目的层,购买专利。第二层为评价指标层。评价指标分为: B_1 (风险程度), B_2 (资金利润率), B_3 (设备通用性)。第三层:接受评价的专利 A_1, A_2, A_3 。各层要素之间的关系如图 14-10。

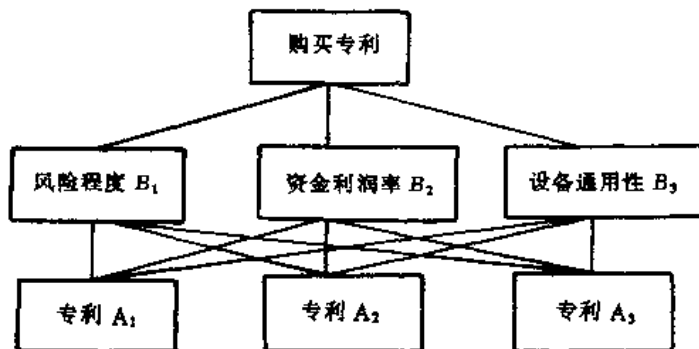


图 14-10 专利评价模型

(2)构造判断矩阵

①构造 C—B 矩阵 3个评价准则 B_1, B_2, B_3 在总的目的层 C 之下两两之间相对重要性的比较:认为资金利润率 B_2 比风险程度 B_1 稍微重要,比设备通用性 B_3 明显重要,而风险程度 B_1 比设备通用性 B_3 要重要一点点,但没有达到稍微重要的程度。根据表 14-1 标度的含义,就可得到 B_1, B_2, B_3 关于“购买专利”的判断矩阵 C—B。

C—B	B_1	B_2	B_3
B_1	1	1/3	2
B_2	3	1	5
B_3	1/2	1/5	1

②构造 B—A 矩阵 由于准则 B 有 3 个因素,故 B—A 判断矩阵一共有 3 个,也就是说, A 方案层的各个方案对于 B 层每个因素而言都要进行相对重要性的比较,便可以得到 $B_1—A, B_2—A, B_3—A$ 判断矩阵:

$B_1—A$	A_1	A_2	A_3	$B_2—A$	A_1	A_2	A_3
A_1	1	1/3	1/5	A_1	1	2	7
A_2	3	1	1/3	A_2	1/2	1	5
A_3	5	3	1	A_3	1/7	1/5	1

$B_3—A$	A_1	A_2	A_3
A_1	1	1/3	1/7
A_2	3	1	1/5
A_3	7	5	1

(3)计算各层要素的相对重要度,作相容性检验矩阵 C—B。

$$P_1 = (1 \times 1/3 \times 2)^{1/3} = 0.8736$$

$$P_2 = (3 \times 1 \times 5)^{1/3} = 2.4662$$

$$P_3 = (1/2 \times 1/5 \times 1)^{1/3} = 0.4642$$

$$\sum P_i = P_1 + P_2 + P_3 = 3.804$$

权重

$$W_1^{(1)} = \frac{P_1}{\sum P_i} = 0.2297$$

$$W_2^{(1)} = \frac{P_2}{\sum P_i} = 0.6483$$

$$W_3^{(1)} = \frac{P_3}{\sum P_i} = 0.122$$

计算最大特征根 λ_{\max} :由(14-6)式,有

$$\begin{aligned} \lambda_{\max} &= W_1^{(1)} \sum a_{i1} + W_2^{(1)} \sum a_{i2} + W_3^{(1)} \sum a_{i3} \\ &= 0.229 \times (1 + 3 + 1/2) + 0.6483 \times (1/3 + 1 + 1/5) + 0.122 \times (2 + 5 + 1) \end{aligned}$$

$$= 3.0037$$

作相容性检验:

①计算一致性指标 $C \cdot I \cdot$

$$C \cdot I \cdot = (\lambda_{\max} - 3) / 2 = 0.00185$$

②计算随机一致性比率 $C \cdot R \cdot$

$$C \cdot R \cdot = \frac{C \cdot I \cdot}{R \cdot I \cdot} = \frac{0.00185}{0.58} = 0.003 < 0.1$$

满足相容性要求, 权重向量 $W^{(1)}$ 可以接受。同样, 可以计算出 A_1, A_2, A_3 关于 B_j 的相对重要度 $W_{1j}^{(2)}, W_{2j}^{(2)}, W_{3j}^{(2)}$ 及矩阵 $B-A$ 的相容性指标:

$$B_1-A: W_1^{(2)} = \{0.105, 0.258, 0.637\}^T$$

$$C \cdot I \cdot = 0.022$$

$$C \cdot R \cdot = \frac{C \cdot I \cdot}{R \cdot I \cdot} = \frac{0.022}{0.58} = 0.038 < 0.1$$

$$B_2-A: W_2^{(2)} = \{0.592, 0.333, 0.075\}^T$$

$$C \cdot I \cdot = 0.008$$

$$C \cdot R \cdot = \frac{C \cdot I \cdot}{R \cdot I \cdot} = \frac{0.008}{0.58} = 0.014 < 0.1$$

$$B_3-A: W_3^{(2)} = \{0.081, 0.188, 0.731\}^T$$

$$C \cdot I \cdot = 0.035$$

$$C \cdot R \cdot = \frac{C \cdot I \cdot}{R \cdot I \cdot} = \frac{0.035}{0.58} = 0.060 < 0.1$$

以上表明, 所有判断矩阵均通过了相容性检验。

(4) 计算各专利 A_1, A_2, A_3 的综合重要度。

$$A_1: W_1 = 0.105 \times 0.2297 + 0.592 \times 0.6483 + 0.081 \times 0.122 = 0.418$$

$$A_2: W_2 = 0.258 \times 0.2297 + 0.333 \times 0.6483 + 0.188 \times 0.122 = 0.298$$

$$A_3: W_3 = 0.637 \times 0.2297 + 0.075 \times 0.6483 + 0.731 \times 0.122 = 0.284$$

根据上述计算分析, 可知应购买专利 A_1 比较适合。

3. 价值工程法评价与决策方案

例 14-3 XC624 型万能铣头的结构如图 14-11。试用价值工程法根据功能重要度评定该产品的价值。

解 按照价值工程法的具体步骤求得 XC624 型万能铣头主要零件功能评价指标见表 14-7。

表中功能的价值系数是指功能重要度系数与成本系数的比值, 价值系数趋近 1, 表明该零件的设计是合理的, 价值系数小于 1, 表明该零件的现状成本偏高, 应予以调整。

表中的现状成本是 XC624 型万能铣头的工厂实际成本。根据功能分析和成本可能降低的幅度暂定总的目标成本(即功能评价值) F 为 250 元。将此数按功能重要分配到每个零件上去, 即可算出表中各栏所列数字。

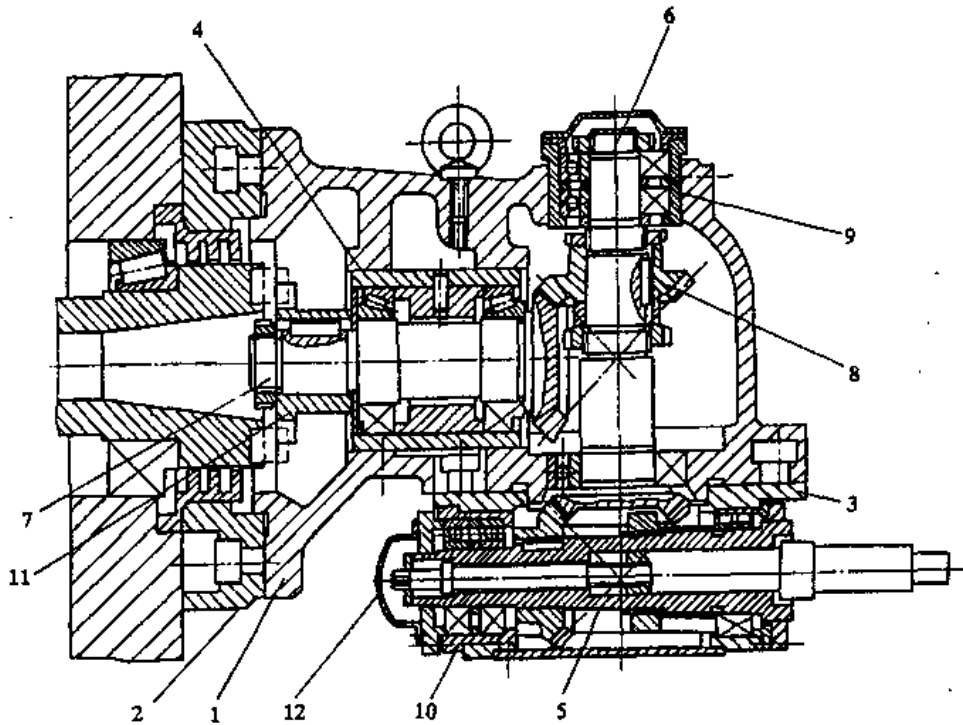


图 14-11 XC624 型万能铣头的结构

1—铣头本体 2—台座 3—主轴本体 4—套筒 5—主轴 6,7—齿轮轴
8—齿轮 9,10,11—法兰盘 12—轴承罩

表 14-7

XC624 型万能铣头主要零件功能评价指标表

零件序号	零件名称	现状成本 C /元	按现状成本计算的 成本系数	功能重要 度系数	功能的价 值系数	按功能评价系数分配目 标成本(即功能评价值 F)/元	成本降低幅度 (C-F)/元	价值分析 后预计成 本/元
(1)	(2)	(3)	(4) = $\frac{(3)}{363}$	(5)	(6) = $\frac{(5)}{(4)}$	(7) = (5) × 250	(8) = (3) - (7)	(9)
1	铣头本体	78.2	0.216	0.146	0.67	36.5	41.7	36.5
2	台座	74.2	0.204	0.085	0.42	21.3	52.9	21.3
3	主轴本体	38.7	0.106	0.134	1.26	33.5	5.2	33.5
4	套筒	11.5	0.032	0.061	1.91	15.3	-3.8	11.5
5	主轴	33.6	0.092	0.122	1.35	30.5	-3.1	30.5
6	齿轮轴	25.2	0.069	0.110	1.55	27.5	-2.3	25.2
7	齿轮轴	24.8	0.068	0.110	1.62	27.5	-3	24.8
8	齿轮	22.3	0.001	0.073	1.20	18.3	4.0	18.3
9	法兰盘	12.2	0.034	0.049	1.44	12.2	0	12.2
10	法兰盘	13.7	0.038	0.049	1.25	12.2	1.5	12.2
11	法兰盘	11.4	0.031	0.049	1.58	12.2	-0.8	11.4
12	罩	5.0	0.014	0	0	0	5	0
13	压条	12.1	0.033	0.012	0.36	3.0	9.1	3.0
合计		363.0	1.00	1.00	-	250	122.6	240.4

产品价值的计算结果可能出现三种情况:当 $V < 1$ 时,表示目标成本比现状成本低($F < C$),此时,表中第8栏正值(如铣头本体,台座,主轴本体等零件),其值越大,表示成本应降低的幅度也越大;当 $V = 1$ 时,表示现状成本与设定的目标成本相当($F = C$),如件号9的法兰盘;当 $V > 1$ 时,表示目标成本高于现状成本($F > C$),此时,表中第8栏为负值(如套筒、齿轮轴及件号11的法兰盘等)。根据万能铣头对这三个零件功能要求,没有再提高目标成本的必要,因此原有成本可以保持。这样产品的功能评价值为 $\sum F$,降低成本的总目标为 $\sum C - \sum F$ 。在一般情况下制订的 $\sum F$ 都应低于 $\sum C$,本例中降低成本的幅度 $\sum C - \sum F$ 为 122.6 元。

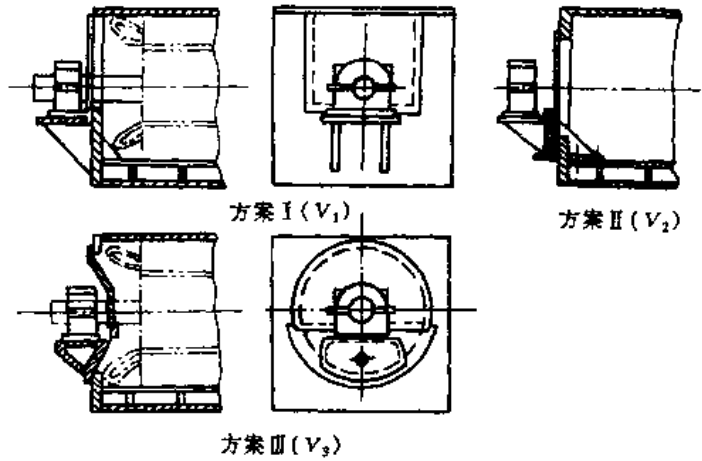


图 14-12 托架的 3 种结构方案

4. 技术-经济评价法评价与决策方案

例 14-4 大型电机轴承座托架有三种结构方案如图 14-12。方案 I (V_1) 托架直接焊在电机机座上,方案 II (V_2) 和 III (V_3) 托架分别为独立的焊接构件及铸件,用螺钉联接于电机机座。试用技术-经济评价法对上述 3 种结构方案进行评价。

解 (1) 确定评价目标及加权系数,用目标树表达(图 14-13)

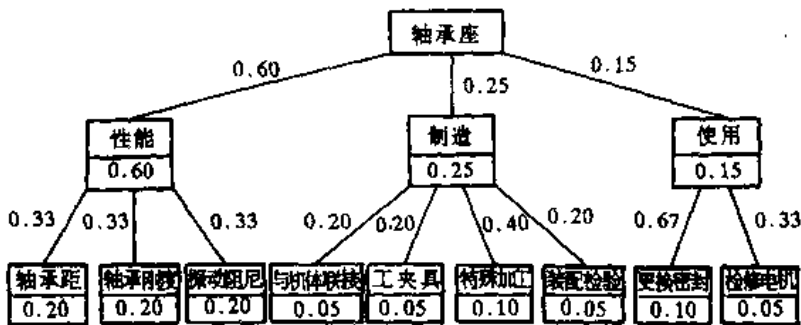


图 14-13 托架的评价目标树

(2) 技术价分析,见表 14-8

表 14-8 技术评价评分表

评价因素	权重 g_i	性能特征	单位	V_1			V_2			V_3		
				性能	评分 p_{1i}	$g_i p_{1i}$	性能	评分 p_{2i}	$g_i p_{2i}$	性能	评分 p_{3i}	$g_i p_{3i}$
1 缩短轴承距离	0.2	轴承距	mm	1000	5	1.00	1050	3	0.60	900	8	1.60
2 轴承区刚度好	0.2	轴承刚度	—	中	6	1.20	低	3	0.60	高	8	1.60
3 阻尼状态好	0.2	振动阻尼	—	中低	4	0.80	中	6	1.20	高	8	1.60

续表14-8

评价因素	权重 g_i	性能特征	单位	V_1			V_2			V_3					
				性能	评分 p_{1i}	$g_i p_{1i}$	性能	评分 p_{2i}	$g_i p_{2i}$	性能	评分 p_{3i}	$g_i p_{3i}$			
4	与机体连接好	0.05	轴承座联接结构	—	满意	5	0.25	可	3	0.15	很好	8	0.40		
5	加工工卡具少	0.05	零件复杂度	—	中高	4	0.02	高	3	0.15	低	7	0.35		
6	特殊加工少	0.1	特殊加工成分	—	高	3	0.30	高	3	0.30	低	7	0.70		
7	便于装配检验	0.05	装配检验难度	—	小	8	0.40	高	3	0.15	中	6	0.30		
8	易更换密封	0.1	密封的可接触性	—	满意	5	0.50	满意	5	0.50	很好	8	0.80		
9	电机便于维修	0.05	电机检修费用	—	小	7	0.35	中	5	0.25	小	7	0.35		
				$\sum g_i = 1 \quad P_{max} = 10$			$\sum g_i = 5.0$			$\sum g_i p_{2i} = 3.9$			$\sum g_i p_{3i} = 7.7$		
				$W_i = \sum g_i p_{1i} / (P_{max} \sum g_i)$			$W_{i1} p_{1i} = 0.5$			$W_{i2} = 0.39$			$W_{i3} = 0.77$		

(3)经济价分析,见表 14-9

表 14-9

经济价分析

方 案	V_1	V_2	V_3
生产成本 $H/\%$	106	100	174
理想成本 $H_1/\%$		80	
$W_w = H_1/H$	0.75	0.8	0.46

(4)技术经济综合评价

求相对价

$$W_1 = \sqrt{W_{i1} \cdot W_{e1}} = \sqrt{0.5 \times 0.75} = 0.61$$

$$W_2 = \sqrt{W_{i2} \cdot W_{e2}} = \sqrt{0.39 \times 0.8} = 0.56$$

$$W_3 = \sqrt{W_{i3} \cdot W_{e3}} = \sqrt{0.77 \times 0.46} = 0.6$$

技术经济对比关系图(优度图)见图 14-14。

(5)评价结果分析 三个方案相对价皆小于 0.65,不满足要求。方案 I (V_1)、II (V_2)应提高技术性能指标,而方案 III (V_3)需进一步降低成本。

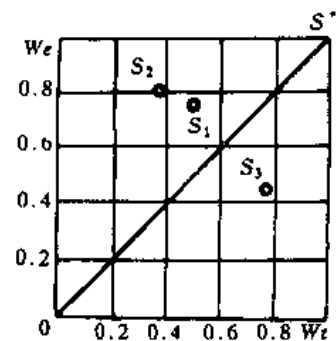


图 14-14 托架优度图

5. 模糊评价法评价与决策方案

例 14-5 采用模糊评价法对建立某计算机管理的三方案进行评价与决策。投资控制在 30 万元以内,15 万元为中,低于 5 万元为优。要求性能完善、建成周期短。方案和评价目标情况见表 14-10。评价目标树见图 14-15。

表 14-10

计算机管理系统的目标情况

评价目标 方案	投资(1)	性能(2)	周期(2)
I 购买专用软件	28	优	短
II 购买通用软件	12	中	中
III 自行开发	6	差	长

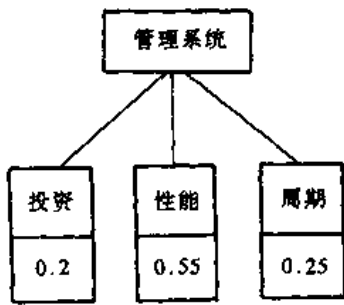


图 14-15 管理系统评价目标树

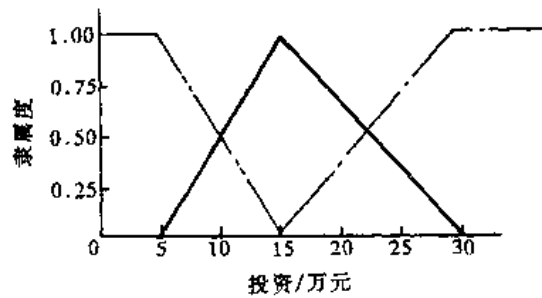


图 14-16 对投资求隶属度

解 评价目标集 $U = \{\text{投资, 性能, 周期}\}$

评价集 $P = \{\text{优, 中, 差}\}$

加权系数集 $G = \{0.2, 0.55, 0.25\}$

(1) 按隶属度评价和决策

对投资求隶属度：先用隶属函数求隶属度，在模糊数学的十几种隶属函数中，选直线隶属函数，求隶属度如图 14-16。隶属度函数式为：

$$\text{优: } \mu(c) = \begin{cases} 1 & (0 < c \leq 5) \\ \frac{15-c}{15-5} & (5 < c < 15) \\ 0 & (15 \leq c) \end{cases}$$

$$\text{中: } \mu(c) = \begin{cases} 0 & (c \leq 5) \\ \frac{c-5}{15-5} & (5 < c < 15) \\ 1 & (c = 15) \\ \frac{30-c}{30-15} & (15 < c < 30) \\ 0 & (c \geq 30) \end{cases}$$

$$\text{差: } \mu(c) = \begin{cases} 0 & (c \leq 15) \\ \frac{c-15}{30-15} & (15 < c < 30) \\ 1 & (c \geq 30) \end{cases}$$

三个方案对投资评价集的隶属度分别为

$$R_{I1} = \{0, 0.13, 0.87\} \quad R_{II1} = \{0.3, 0.7, 0\}$$

$$R_{III1} = \{0.9, 0.1, 0\}$$

对性能求隶属度，可用统计法。请若干位专家进行性能的优、中、差评，三个方案的统计比例分别为

$$R_{I2} = \{0.95, 0.05, 0\} \quad R_{II2} = \{0.05, 0.80, 0.15\}$$

$$R_{III2} = \{0.10, 0.30, 0.60\}$$

对周期求隶属度，同样用统计法求得

$$R_{I3} = \{0.85, 0.10, 0.05\} \quad R_{III3} = \{0.20, 0.60, 0.20\}$$

$$R_{III} = \{0.10, 0.20, 0.70\}$$

三个方案的模糊评价矩阵分别为

$$R_I = \begin{bmatrix} 0 & 0.13 & 0.87 \\ 0.95 & 0.05 & 0 \\ 0.85 & 0.10 & 0.05 \end{bmatrix} \quad R_{II} = \begin{bmatrix} 0.3 & 0.7 & 0 \\ 0.05 & 0.80 & 0.15 \\ 0.20 & 0.60 & 0.20 \end{bmatrix} \quad R_{III} = \begin{bmatrix} 0.9 & 0.1 & 0 \\ 0.1 & 0.3 & 0.6 \\ 0.1 & 0.2 & 0.7 \end{bmatrix}$$

各方案的综合模糊评价[按 \wedge, \vee]

$$B_I = G \cdot R_I = \{0.55, 0.13, 0.2\}$$

$$B_{II} = G \cdot R_{II} = \{0.2, 0.55, 0.2\}$$

$$B_{III} = G \cdot R_{III} = \{0.2, 0.3, 0.55\}$$

经归一化处理,各 B 值折算为按百分比表示的隶属度

$$B_1 = \left\{ \frac{0.55}{0.55+0.13+0.2}, \frac{0.13}{0.55+0.13+0.2}, \frac{0.2}{0.55+0.13+0.2} \right\} \\ = \{0.625, 0.418, 0.227\}$$

$$\text{同理得: } B_2 = \{0.21, 0.58, 0.21\}$$

$$B_3 = \{0.190, 0.286, 0.524\}$$

按最大隶属度评价决策方案优劣顺序为: I, II, III。

(2)综合模糊评价和决策。

现用 $M(\cdot+)$ 法求各方案的综合模糊评价

第 I 方案的模糊综合评价

$$\left. \begin{aligned} 0.2 \times 0 + 0.55 \times 0.95 + 0.25 \times 0.85 &= 0.935 \\ 0.2 \times 0.13 + 0.55 \times 0.05 + 0.25 \times 0.1 &= 0.0785 \\ 0.2 \times 0.8 + 0.55 \times 0 + 0.25 \times 0.05 &= 0.1725 \end{aligned} \right\} = \frac{\{0.935, 0.0785, 0.1725\}}{0.935 + 0.0785 + 0.1725} \\ = \{0.788, 0.066, 0.146\}$$

第 II 方案的模糊综合评价

$$\left. \begin{aligned} 0.2 \times 0.3 + 0.55 \times 0.05 + 0.25 \times 0.2 &= 0.1375 \\ 0.2 \times 0.7 + 0.55 \times 0.8 + 0.25 \times 0.6 &= 0.73 \\ 0.2 \times 0 + 0.55 \times 0.15 + 0.25 \times 0.2 &= 0.1325 \end{aligned} \right\} = \{0.1375, 0.73, 0.1325\}$$

第 III 方案的模糊综合评价

$$\left. \begin{aligned} 0.2 \times 0.9 + 0.55 \times 0.1 + 0.25 \times 0.1 &= 0.26 \\ 0.2 \times 0.1 + 0.55 \times 0.3 + 0.25 \times 0.2 &= 0.235 \\ 0.2 \times 0 + 0.55 \times 0.6 + 0.25 \times 0.7 &= 0.505 \end{aligned} \right\} = \{0.26, 0.235, 0.505\}$$

$$\text{得 } B_1 = \{0.788, 0.066, 0.146\}$$

$$B_2 = \{0.1375, 0.73, 0.1325\}$$

$$B_3 = \{0.26, 0.235, 0.505\}$$

因为方案 II 的优、中项之和为 0.8675 远大于方案 III 的 0.495,按最大隶属度评价决策方案优劣的顺序仍为 I, II, III。

参考文献

- [1] 朱龙根,黄雨华主编.机械系统设计.北京:机械工业出版社,1992
- [2] 刘跃南主编.机械系统设计.北京:机械工业出版社,1999
- [3] 赵松年,佟杰新,卢秀春主编.现代设计方法.北京:机械工业出版社,1996
- [4] 胡海生主编.机械系统设计.哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1997
- [5] 潘兆庆,周济主编.现代设计方法概论.北京:机械工业出版社,1991
- [6] 中国大百科全书总编辑委员会《机械工程》编辑委员会.中国大百科全书.机械工程.北京:中国大百科全书出版社,1987
- [7] 胡建钢主编.机械系统设计.北京:水利电力出版社,1991
- [8] 机械工程手册,电机工程手册编委会编.机械工程手册,第4,5,6卷.北京:机械工业出版社,1996
- [9] 戴曙主编.金属切削机床.北京:机械工业出版社,1994
- [10] 江耕华,胡来瑤,陈启松主编.机械传动设计手册.北京:煤炭工业出版社,1992
- [11] 邹慧君编著.机械系统设计.上海:上海科学技术出版社,1996
- [12] 周伯英编著.工业机器人设计.北京:机械工业出版社,1995
- [13] 帕尔·拜茨著(联邦德国),张直明等译.工程设计学.北京:机械工业出版社,1992
- [14] 黄靖远,龚剑霞,贾延林主编.机械设计学.北京:机械工业出版社,1999
- [15] 吴宗泽主编.机械结构设计.北京:机械工业出版社,1988
- [16] 徐灏编著.机械设计.沈阳:东北工学院出版社,1987
- [17] 徐灏编著.疲劳强度.北京:高等教育出版社,1988
- [18] 王德俊编著.疲劳强度设计理论与方法.沈阳:东北工学院出版社,1991
- [19] S·SURESH 著(美),王中光等译.材料的疲劳.北京:国防工业出版社,1999
- [20] 赵沙汴,王忠保编著.抗疲劳设计——方法与数据.北京:机械工业出版社,1997
- [21] 徐灏主编.机械设计手册.北京:机械工业出版社,1991
- [22] 许尚贤编.机械设计中的有限元法.北京:高等教育出版社,1992
- [23] 曹金榜主编.现代设计技术与机械产品.北京:机械工业出版社,1987
- [24] 丁跃武主编.线弹性结构静动态有限元法.沈阳:东北工学院出版社,1990
- [25] 孙靖民主编.机床结构计算的有限元法.北京:机械工业出版社,1983
- [26] 孙靖民,王新荣等编著.现代机械设计方法选讲.哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1992
- [27] 张剑峰,周志芳编著.摩擦、磨损与抗磨技术.天津:天津科技翻译出版公司,1993
- [28] 杨明忠主编.摩擦学设计基础.北京:机械工业出版社,1992
- [29] 东北大学《机械零件设计手册》编写组.机械零件设计手册(第三版).北京:冶金工业出版社,1994
- [30] 姚玉泉,马先贵,丁津原编著.摩擦磨损润滑密封.沈阳:东北工学院出版社,1989
- [31] 戴曙主编.机床滚动轴承应用手册.北京:机械工业出版社,1993
- [32] 诸乃雄编.机床动态设计原理及应用.上海:同济大学出版社,1987
- [33] 邹家祥等著.轧钢机现代设计理论.北京:冶金工业出版社,1991

- [34] 铁木辛克著〔美〕,翁心桐译.机械振动学.北京:机械工业出版社,1958
- [35] 《金属切削机床》编写组.金属切削机床.上海:上海科学技术出版社,1985
- [36] 蔡春源主编.机电液设计手册.北京,沈阳:机械工业出版社与东北大学出版社,1999
- [37] 姚玉玺.重型落地镗铣床焊接立柱有限元分析.东北大学学报,1996(4):430~433
- [38] 薛嘉庆编.最优化原理与方法.北京:冶金工业出版社,1992
- [39] 陈立周主编.机械优化设计方法.北京:冶金工业出版社,1995
- [40] 崔华林主编.机械优化设计方法与应用.沈阳:东北工学院出版社,1989
- [41] 席少霖,赵凤治编著.最优化计算方法.上海:上海科学技术出版社,1983
- [42] 杨伯荣等编.机械优化设计.北京:机械工程师进修大学出版,1990
- [43] 应锦春主编.现代设计方法.北京:中国科学技术出版社,1990
- [44] 黄丽华编.机械可靠性设计及应用.(讲义).沈阳:东北工学院,1990
- [45] 刘惟信.机械可靠性设计.北京:清华大学出版社,1996
- [46] 周玉明编.汽车可靠性设计概论.重庆:重庆大学出版社,1988
- [47] 查建中主编.智能工程.北京:机械工业出版社,1992
- [48] 冯培恩等主编.专家系统.北京:机械工业出版社,1993
- [49] 周济等主编.机械设计专家系统.武汉:华中理工大学出版社,1989
- [50] 吴慧中,陈定芳,万跃青著.机械设计专家系统研究与实践.北京:中国铁道出版社,1994
- [51] 田盛丰等主编.人工智能原理与应用.北京:北京理工大学出版社,1993
- [52] 黄纯颖主编.设计方法学.北京:机械工业出版社,1994
- [53] 戚昌滋主编.机械现代设计方法学.北京:中国建筑工业出版社,1987
- [54] 董仲元,蒋克铸主编.设计方法学.北京:高等教育出版社,1991
- [55] 王玉新编著.机构创新设计方法学.天津:天津大学出版社,1996