

本书是在北京钢铁学院等八院校合编《机械零件》的基础上,根据几年来使用的实践经验和高等工程教育改革及发展的需要修订而成的。

本版在保持第一版特色的前提下,在内容上作了较多的调整和更新,以力求更加符合教学需要。全书共16章,包括绪论,机械零件的静应力和变形,机械零件的疲劳强度计算,摩擦、磨损与润滑原理,机械零件常用的材料,弹簧,螺纹零件,齿轮传动,蜗杆传动,带传动和链传动,机械传动型式的选择,轴、轴毂联接,联轴器、离合器、制动器,滑动轴承,滚动轴承,机械零部件的润滑与密封等章。

本书可作为要求较高的机械类专业的教材,也可供高等学校有关师生及工程技术人员参考。

高等学校教材

机械 设计

第二 版

余俊 全永昕 余梦生 张英会 主编

\*

高等教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

国防出版社印刷厂印装

\*

开本 787×1092 1/16 印张 30.75 字数 706,000

1979年9月第1版 1986年5月第2版 1986年6月第1次印刷

印数 00,001— 8,140

书号 15010·0726 定价 4.65 元

# 目 录

<p><b>符号表</b>.....1</p> <p><b>第一章 绪论</b>.....1</p> <p>    1-1 概述.....1</p> <p>    1-2 载荷.....2</p> <p>    1-3 损伤和失效.....4</p> <p>    1-4 机械零件工作能力的基本要求.....6</p> <p>    1-5 可靠性.....8</p> <p>    1-6 经济性.....8</p> <p>    1-7 标准化.....9</p> <p>    1-8 结构设计.....10</p> <p>    1-9 优化设计简述.....13</p> <p>    1-10 可靠性设计简述.....14</p> <p><b>第二章 机械零件的静应力和变形</b>.....18</p> <p>    2-1 机械零件的应力.....18</p> <p>    2-2 机械零件的变形.....27</p> <p>    2-3 压杆稳定性.....33</p> <p><b>第三章 机械零件的疲劳强度计算</b>.....39</p> <p>    3-1 变应力的种类和特性.....39</p> <p>    3-2 疲劳失效机理概述.....40</p> <p>    3-3 疲劳曲线(<math>S-N</math>曲线).....42</p> <p>    3-4 影响疲劳强度的因素.....44</p> <p>    3-5 非对称循环变应力的极限应力图.....45</p> <p>    3-6 安全系数计算.....49</p> <p>    3-7 不稳定变应力的疲劳强度计算.....52</p> <p>    3-8 断裂力学在机械零件设计中的应用简介.....55</p> <p><b>第四章 摩擦、磨损与润滑原理</b>.....60</p> <p>    4-1 流体动压润滑.....60</p> <p>    4-2 弹性流体动压润滑.....66</p> <p>    4-3 润滑状态过渡.....73</p> <p>    4-4 磨损.....78</p> <p>    4-5 金属接触副的摩擦.....82</p> <p><b>第五章 机械零件常用材料的选择</b>.....86</p> <p>    5-1 选择材料的基本原则.....86</p> <p>    5-2 机械零件的常用材料.....93</p>	<p><b>第六章 弹簧</b>.....98</p> <p>    6-1 弹簧的类型和特性.....98</p> <p>    6-2 普通圆柱压缩和拉伸螺旋弹簧的基本理论.....101</p> <p>    6-3 普通圆柱压缩和拉伸螺旋弹簧的设计.....105</p> <p>    6-4 弹簧的材料和许用应力.....111</p> <p>    6-5 受变载荷弹簧的强度验算.....115</p> <p><b>第七章 螺纹零件</b>.....122</p> <p>    7-1 螺纹.....122</p> <p>    7-2 螺纹联接的类型.....123</p> <p>    7-3 联接零件.....124</p> <p>    7-4 螺纹联接的拧紧.....125</p> <p>    7-5 螺栓组联接受力分析.....126</p> <p>    7-6 单个螺栓联接的强度计算.....130</p> <p>    7-7 螺纹联接的许用应力.....136</p> <p>    7-8 提高螺栓联接强度的措施.....140</p> <p>    7-9 螺纹联接的防松.....144</p> <p>    7-10 螺旋传动.....147</p> <p><b>第八章 齿轮传动</b>.....156</p> <p>    8-1 齿轮的损伤形式及承载能力计算依据.....156</p> <p>    8-2 渐开线直齿圆柱齿轮传动的强度计算.....159</p> <p>    8-3 渐开线斜齿圆柱齿轮传动的强度计算.....188</p> <p>    8-4 渐开线直齿圆锥齿轮传动的强度计算.....195</p> <p>    8-5 渐开线曲齿圆锥齿轮传动和准双曲面齿轮传动简介.....203</p> <p>    8-6 高速齿轮传动概述.....207</p> <p>    8-7 圆弧齿圆柱齿轮传动.....209</p> <p><b>第九章 蜗杆传动</b>.....232</p> <p>    9-1 蜗杆传动的类型.....232</p> <p>    9-2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算.....235</p> <p>    9-3 蜗杆传动的效率.....240</p> <p>    9-4 蜗杆传动的失效形式和材料选择.....242</p> <p>    9-5 蜗杆传动的受力分析.....243</p>
--	--

9-6 普通圆柱蜗杆传动的承载能力计算	245	13-7 制动器	379
9-7 蜗杆和蜗轮的结构	250	<b>第十四章 滑动轴承</b>	386
9-8 提高蜗杆传动承载能力的某些措施	251	14-1 概述	386
9-9 其他蜗杆传动简介	253	14-2 混合摩擦轴承的计算	394
<b>第十章 带传动和链传动</b>	260	14-3 液体动压轴承的工作原理和类型	395
10-1 带传动的理论基础	260	14-4 液体动压单油楔径向轴承	396
10-2 三角胶带传动设计	270	14-5 油膜振荡和紊流的影响	407
10-3 其他带传动简介	280	14-6 多油楔液体动压径向轴承简介	409
10-4 链传动的理论基础	285	14-7 液体动压推力轴承	410
10-5 套筒滚子链传动设计	292	14-8 二维雷诺方程的有限差分解法	417
10-6 链轮结构及链传动布置	299	14-9 液体静压轴承简介	420
<b>第十一章 机械传动型式的选择</b>	306	14-10 气体轴承简介	422
<b>第十二章 轴、轴毂联接</b>	313	<b>第十五章 滚动轴承</b>	426
12-1 概述	313	15-1 滚动轴承的类型及特点	426
12-2 轴的材料及其选择	314	15-2 按额定动载荷计算滚动轴承	431
12-3 轴的计算简图	316	15-3 按额定静载荷计算滚动轴承	441
12-4 轴的强度计算	318	15-4 滚动轴承的极限转速	442
12-5 轴的刚度计算	324	15-5 一个支点上安装两个同型号的向心推力轴承的计算	443
12-6 轴的振动计算	328	15-6 不稳定载荷下滚动轴承的计算	444
12-7 轴的结构设计	331	15-7 滚动轴承的组合设计	445
12-8 轴毂联接计算	338	15-8 滚动轴承的弹性流体动压润滑计算	452
<b>第十三章 联轴器、离合器、制动器</b>	354	<b>第十六章 机械零部件的润滑与密封</b>	455
13-1 联轴器和离合器概述	354	16-1 润滑的作用	455
13-2 刚性固定式联轴器	356	16-2 润滑剂	455
13-3 刚性可移式联轴器	357	16-3 润滑方式	461
13-4 弹性联轴器	360	16-4 常用机械零部件的润滑	464
13-5 操纵式离合器	368	16-5 密封装置	471
13-6 自动离合器	375		

# 第一章 绪 论

## 1-1 概 述

机械设计主要是研究机械装置和机械系统设计的问题。机械零件是组成机械的基本单元,机械零件的设计是机械设计的组成部分,因而机械零件的设计理论和方法是机械设计的基础。为了对机械设计有一个总体的了解,首先对机械设计的一般原则和顺序作一简要介绍。

一部新的机械由着手设计到正常使用,要经过研究、设计、制造和运行考核等一系列过程。机械设计过程并没有一个通用的固定顺序,须根据具体情况确定。这里以典型的设计顺序为例,说明如下:

(1) 设计任务的研究和制订。根据使用要求和环境条件,确定机械功能的范围和指标,明确设计需要解决的课题和项目,研究实现的可能性,最后制订出完整的设计任务书及明细表。

(2) 方案设计。方案设计的主要目的是根据机械所预期的功能来确定机械的工作原理及技术要求。这一阶段对设计质量的好坏有决定意义,应进行多种方案比较,选择最优方案。

(3) 总体设计。总体设计的目的是根据方案设计所得到的结果进行机械的总体布置。总体设计的内容包括很多方面,如:1) 零部件布置; 2) 对机械的部件和零件进行初步设计并作运动学和动力学分析; 3) 对机械的部件及零件的工作能力进行计算,必要时进行测试和模型试验,取得数据,以改进计算结果; 4) 确定材料的种类和零部件制造方法; 5) 对总体设计进行经济评价。最后绘制总体设计图。

(4) 施工设计。根据总体设计的结果,考虑零件的工作能力和结构工艺性,确定出零件的尺寸和形状以及部件之间的装配尺寸,并绘出零件工作图。

(5) 鉴定和评价。鉴定和评价的目的是考核设计结果是否能满足使用要求,是否能实现预定的功能,可靠性和经济性的指标是否合理,等等。一般情况下,新设计的产品先要经过试制,并进行模型或产品试验,有的甚至还要做破坏性测试,以鉴定产品的质量。

(6) 定型产品设计。经过鉴定,并进行必要的改进之后,要先做出小批量生产的产品定型设计。这种产品制成后,除进行抽样试验外,还应在实际使用条件下试用。通过几个小批量生产,并在进一步考察和验证的基础上,改进原设计之后,即可进行适于机械化和自动化生产的定型产品设计。

设计过程的各个阶段是互相联系的,并且此一阶段发现问题或不当之处,必须返回到前面有关阶段去修改。因此,设计过程是一个不断反馈、不断完善、逐渐接近最优结果的过程。

由上述可见,整个设计过程,包括进行情报资料的收集和掌握,必要的调查研究,分析与综合,计算与试验,绘制图纸,经济分析和考虑制造的可能性等等,需要进行一系列艰巨的工作,才

能将预定的设想最终付诸实现。因此,设计人员必须向有关领域的科技工作者和从事生产实践的工作者学习,并共同合作。

以上设计步骤可用图 1-1 表示。设计过程中如果有不符合要求的结果出现,应将此信息反馈到某一合适的设计步骤,对设计进行修改,直至设计完善为止。

近代由于科学技术的发展,特别是电子计算机的应用和计算数学的完善,给机械设计带来了某些新发展:

(1) 加强了动力学分析,力求准确确定外部和内部动载荷。

(2) 材料强度中的断裂力学方法,结构强度中的有限元法,摩擦磨损和润滑理论等,已应用于某些机械零件的计算中。

(3) 运用模型或原型机和零件的测试,力求设计数据符合实际。

(4) 采用最优化设计、可靠性设计和价值分析等,以提高机械的可靠性和降低成本。

(5) 运用计算机辅助设计(CAD, Computer-Aided Design),包括图形显示和自动绘图。设计一次成功的可能性大大提高。

设计和发展机械产品,应根据我国的经济和社会发展的需要,努力采用适合我国情况的先进技术,切实做到产品性能好、消耗低、效率高、寿命长、成本低、操作可靠、维修方便、外形美观、标准化程度高、符合国家环境保护标准等。

本课程是一门设计性质的技术基础课程,是学习机械工程中许多专业课程和从事机械设备设计的基础。学习本课程时,要求学生具备高等数学、力学、工程图学、机构学、材料学、制造工艺学等基础知识。学习过程中注意综合应用上述知识以期学习本课程之后能初步具备机械设计能力。

以下就机械设计的有关问题,如载荷、失效、工作能力、可靠性、经济性、标准化、结构等方面,作一些简明扼要的介绍。

## 1-2 载 荷

设计机械时,应根据使用要求和工作情况,使其在最经济条件下,具备必要的工作能力。工作能力指的是:在一定的运动、载荷和环境情况下,机械或零件抵抗可能出现的失效(或损伤)的能力。失效(或损伤)形式主要与载荷和应力有关,因此,机械设计中,首先要分析载荷情况。

载荷包括力和力矩(转矩、弯矩)。本书中,力用 $F$ ,转矩用 $T$ ,弯矩用 $M$ 符号表示。

### 一、载荷的简化和力学模型

图 1-2a 所示的滑轮轴,用滑动轴承支承。当提升重物,钢丝绳受力时,轴发生弯曲变形(图

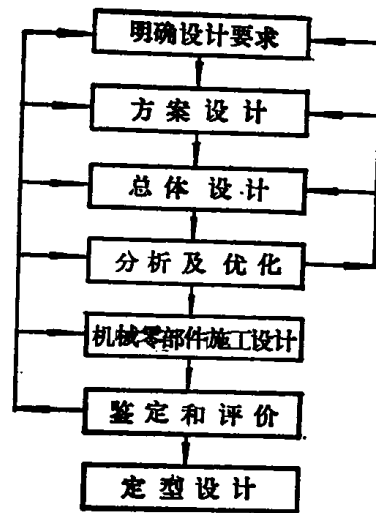


图 1-1 机械设计的分析过程

1-2b)。轮毂和轴承的刚性较大,它们的变形如忽略不计,则轴在轮毂和轴承部分的载荷将呈曲线状分布(图 1-2c)。计算轴的应力和变形时,这种曲线分布载荷,使计算复杂。若将载荷简化为直线分布(图 1-2d),计算就较简单,进一步简化为集中力  $F_1$  和  $F_2$ ,轴简化为一直线,即得最简单的力学模型,成为一个简单梁的计算问题。

简化后的载荷数值还应加以修正,例如为了考虑载荷的不均匀分布或计及动载荷,将简化的载荷适当放大,以保证安全。

## 二、载荷的分类

载荷根据性质可分为静载荷和变载荷。不随时间变化或变化极缓慢的载荷属于静载荷,例如自重,匀速转动时的离心力等等。随时间变化的载荷称为变载荷。载荷循环变化时,称为循环变载荷。每个工作循环内的载荷不变,各循环的载荷又相同的,称为稳定循环载荷(图 1-3)。

若每一个工作循环内的载荷是变动的,称为不稳定循环载荷。例如图 1-4 所示,一个工作循环中,

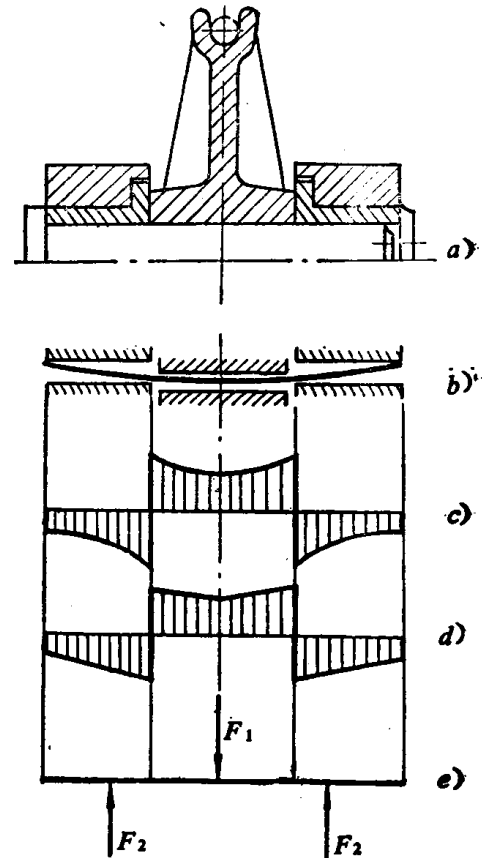


图 1-2 力学模型

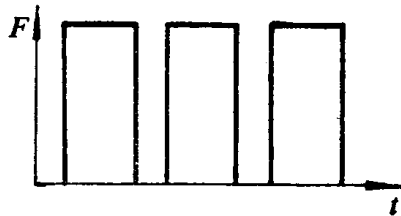


图 1-3 稳定循环变载荷

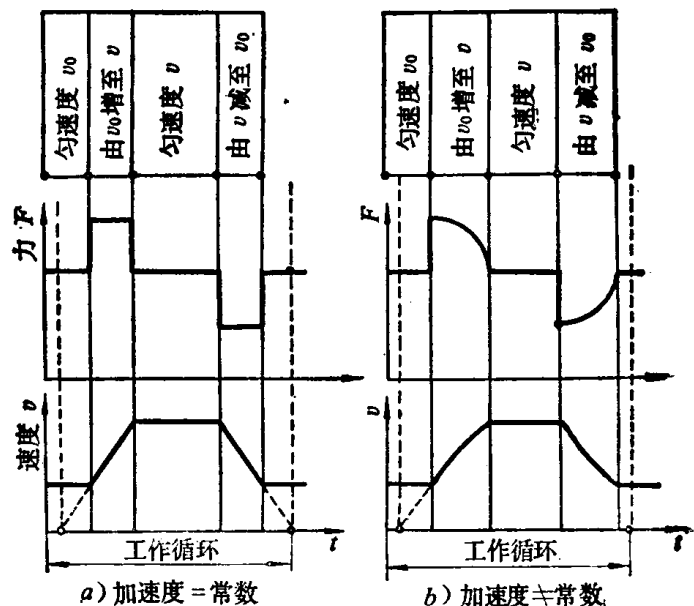


图 1-4 不稳定循环载荷

速度发生变化,载荷也随之不稳定变化。突然作用且作用时间很短的载荷,称为动载荷,例如冲击载荷,机械起动和制动时的惯性载荷,振动载荷等。动载荷也可以是循环作用的,例如多次冲击

载荷。很多机械,例如汽车、飞机、农业机械等等,由于工作阻力、动载荷、剧烈振动等的偶然性,载荷随时间按随机曲线变化(图 1-5),这类载荷称为随机变载荷。



图 1-5 随机变载荷

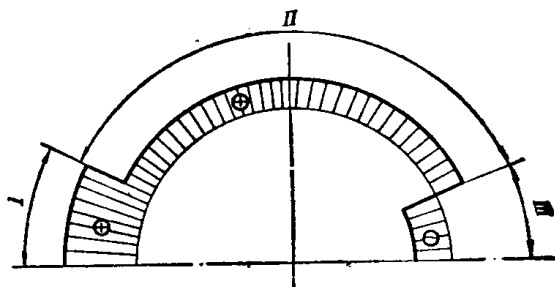


图 1-6 旋转起重机的载荷谱  
I—起动; II—匀速运动; III—制动

图 1-3 至图 1-5 的载荷与时间坐标图称为载荷谱,可以用分析法或实测法得出,在很多情况下,只能实测得出。为了计算方便,常将载荷谱简化为简单的阶梯形状,如图 1-6 所示为旋转起重机的半圆周内的载荷谱。设计时,如果有载荷谱资料,可提高所设计机械的可靠性。

载荷又有工作载荷、名义载荷和计算载荷之分。工作载荷是机械正常工作时所受的载荷。当缺乏工作载荷的载荷谱,或甚至难于确定工作载荷时,常用原动机的额定功率计算,这样求出的载荷称为名义载荷。若原动机的额定功率为  $P(\text{kW})$ , 额定转速为  $n(\text{r/min})$ , 则传动零件上的名义转矩为

$$T = 9550 \frac{P}{n} \eta i \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (1-1)$$

式中  $\eta$  和  $i$  分别是由原动机到所计算的零件之间的运动链的效率和传动比, 传动比  $i = n_1/n_2$ ,  $n$  为主动件的转速,  $n_2$  为从动件的转速。对于减速传动,  $i > 1$ , 增速传动  $i < 1$ 。

为了可靠, 计算中应计及工作中产生的各种过载, 过载情况可以通过动力学分析或实测确定, 如缺乏资料时, 可用一个工作状况系数  $K_A$  近似得出计算载荷:

$$T_o = K_A T \quad (1-2)$$

式中  $T_o$  和  $T$  为计算转矩和工作转矩。工作状况系数  $K_A$  值随原动机和工作机的种类而异。

按应力随时间变化的情况, 应力也可分为静应力和变应力。受静载荷作用的零件也可以产生变应力, 例如图 1-2 的滑轮轴, 当轴不转动而滑轮转动时, 轴的弯曲应力为静应力, 但是当轴与滑轮固定联接在一起(例如用键联接), 轴也转动时, 轴中的弯曲应力则为变应力。因此, 应力与载荷的性质并不全是对应的。当然变载荷必然产生变应力。

### 1-3 损伤和失效

机械或零件丧失工作能力或者功能参数降低到限定值以下, 称为失效。例如齿轮、轴、弹簧等零件因疲劳而断裂, 螺栓拉断, 机床因主轴轴承磨损而丧失应有的精度, 内燃机因气缸过度磨损而达不到额定功率等等。

又如轴瓦过度磨损后, 使滑动轴承间隙增大, 不能保持原设计的滑润状态, 或造成轴心过分

跳动,使轴的旋转运动不稳定;齿轮齿面磨损后,使齿轮传动产生过大的附加动载荷和振动,从而使机械的运转精度降低或噪声增加,等等。在这些情况下,机械虽然尚能工作,但需要根据对机械功能的要求来判断是否失效。如果不能满足原设计的要求,则机械虽未破坏,但已失效;如果机械未达到原设计的失效指标,即使零件有损伤,但仍可继续工作。

又如带有疲劳裂纹的零件在高应力、低循环次数的条件下工作,如果裂纹长度未超过许用值,虽有损伤但未失效,直到裂纹长度扩展到规定值时,零件才失效。这就是零件在有限寿命下工作的特点。

有时,零件未出现损伤而失效。例如轴的弹性变形过大,超过规定值,使机械不能达到预期的功能(精密机床主轴的弹性变形过大,使加工的零件不能达到所需要的精度);滑动轴承因设计不当而产生油膜振荡,等等,都属于这一类。

综上所述,失效和损伤是两个不同的概念:有些零件损伤意味着失效,有些虽损伤但不一定失效,而有些则相反,即失效不一定损伤。

正确地区别失效和损伤,有助于更合理地设计机械及机械零件。

机械零件的主要损伤及失效形式大致有下列类型。

### 1. 断裂

断裂前有塑性变形和变形能的消耗的,称为韧性断裂(韧断)。断裂前无宏观塑性变形者,称为脆性断裂(脆断)。这两种断裂的发生,不仅与材料的韧性有关,还与有无严重过载、变形速度、应力性质、环境条件等有关。在冲击载荷下,大变形速度使塑性材料也呈现脆断。在常温下呈韧断的材料,在低温下会变为脆断;反之,在常温下呈脆断的材料,在高温时,也会出现韧断。两种断裂在一定条件下会互相转化。

在循环变应力作用下,工作时间较长的零件,最易出现疲劳断裂,这是大多数机械零件的主要失效形式。

断裂是严重的失效形式,出现断裂使零件不能工作,有时会招致严重的人身和设备事故。因此,对断裂原因,裂纹的发生和扩展条件,扩展速度,材料的强度和韧度的最优搭配,材料抵抗断裂的能力等影响断裂的各种因素,防止断裂的措施,均应进行研究。

### 2. 过量变形

机械零件受载时,必然发生弹性变形。当严重过载时,如应力超过材料的屈服极限,零件将产生残余塑性变形。变形造成零件尺寸的改变(体积膨胀或收缩)和形状的改变(弯曲或翘曲等),都会影响零件的正确位置,破坏零件或部件之间的相互位置或配合关系,使零件或机械不能正常工作;此外,弹性变形过量,还会引起振动,使零件损坏。例如机床主轴的弯曲变形量超过允许值时,不仅产生振动,而且造成被加工工件质量严重下降。又如电动机的转子轴的弹性变形量过大,将改变转子和定子之间的间隙。塑性变形因为不能恢复,一般不允许出现。

在高温下工作的零件,会发生热变形和热应力,此外,还可能发生蠕变,即应力值虽保持不变,但变形随时间继续增加的现象。

### 3. 表面损伤



绝大多数零件都是与别的零件发生静的或动的接触和配合关系,载荷作用于表面,摩擦发生于表面,环境介质也包围于表面,因此,失效多出现在表面。

表面损伤包括磨料磨损、表面疲劳、腐蚀等各种类型。出现表面损伤,摩擦加大,增加了能量的消耗,并且破坏零件工作表面,以及使尺寸发生改变,最终造成零件报废。零件的寿命在很大程度上决定于表面损伤。

靠表面摩擦力保持工作能力的机械零件,当载荷超过摩擦力时,会产生失效。如带传动打滑。

## 1-4 机械零件工作能力的基本要求

根据上述的主要失效形式,可得出机械零件工作能力的基本要求,作为计算根据。

### 1. 强度

机械零件的整体或表面不允许出现断裂和塑性变形,强度就是抵抗这两类失效的能力。目前工程上,基本还是用应力计算公式表达强度关系。

强度应满足的条件为

$$S = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} \geq S_{min} \quad \text{或} \quad \sigma \leq \frac{\sigma_{lim}}{S_{min}} = [\sigma] \quad (1-3)$$

式中: $\sigma_{lim}$ ——机械零件的静载脆断、塑变或疲劳强度的极限应力。试验零件的试验条件与所计算的零件的工作条件不同时,或不得已采用材料的试棒的极限应力时,应该用一系列的系数加以修正; $S$ 和 $S_{min}$ ——安全系数和最小安全系数; $[\sigma]$ ——许用应力。

有时强度条件用载荷表示,即

$$S = \frac{F_{lim}}{F_c} \geq S_{min} \quad (1-4)$$

式中: $F_{lim}$ ——机械零件所能承受的极限载荷; $F_c$ ——计算载荷。当应力与载荷为非线性关系时,要注意用应力计算和用载荷计算的安全系数之间的因次关系。

影响强度的因素很多,例如材料性能、零件的形状和尺寸、载荷和应力、制造质量、零件的重要程度、经济因素……。为了计及某些影响因素,采用一系列增大载荷或应力,或是降低极限应力的各种系数。从广义上讲,这些系数都属于安全系数范畴,不过由于已经能比较准确地定性和定量分析,能够用独立的系数形式表达。然而有不少因素和数据具有较大的离散性,有的因素甚至难于确定。此外,由于理论研究和技术条件的限制,还有一些未知因素。这些都必须用安全系数考虑。安全系数反映了认识与实际的尽量接近,但又不能完全反映实际这样的客观事实。因此,安全系数不可能只有几个固定数值就可满足需要,并且随着认识的不断深入和发展,对客观规律掌握的增多,同一具体情况下的安全系数数值也会改变。安全系数的合理选择,一方面要通过具体零件的大量试验取得数据,另一方面要通过实践不断积累设计经验。

强度虽然是零件首先应满足的工作能力,但也不能过多地超过需要,否则使尺寸过大,或是滥用高强度材料,这些都提高了成本,造成浪费。对于行走类机械以及飞行器等,特别要求重量

轻,尺寸小,对强度要求更应合理。为此,设计时应详尽地分析工作条件和影响强度的因素,掌握材料的性质,精通机械零件强度计算理论,必要时应进行实验应力分析和强度试验。此外,还应在工艺、结构等方面采取各种提高强度而又节约材料的措施。

## 2. 刚度

刚度是零件受载时,抵抗弹性变形的能力,常用单位变形所需的力表示。在很多情况下,为了保证必要的工作能力,零件的尺寸是根据刚度要求确定的。刚度计算主要是限定弹性变形量

$$y \leq [y], \varphi \leq [\varphi] \quad (1-5)$$

式中: $y$ ——零件的变形量(伸长、挠度等); $\varphi$ ——变形角(转角、扭角)。

许用变形量 $[y]$ 或 $[\varphi]$ 根据工作要求确定。例如,齿轮轴的弯曲挠度 $y$ 过大,会破坏一对齿轮的正确啮合,应从零件的相互关系出发确定 $[y]$ 值。又如机床的床身或某些零件的刚度,对工件的加工精度有很大影响,就应从工艺条件的要求出发确定许用变形量。

由于各类钢材的弹性模量 $E$ 或 $G$ 相差很小,所以采用高强度钢代替低强度钢,对提高刚度并无效果,因此,提高零件刚度的有效措施是改变截面形状和尺寸,缩小支承点距离,采用附加的杆或加强筋等等。

某些零件反而要求有一定的弹性变形能力,如弹簧、仪器中的弹性件等,它们是利用弹性变形吸收和储存能量,控制位移和运动。利用弹性变形还可以在同一零件几个同时受力的部位之间或几个零件之间,使载荷能更均匀分配,从而减小了局部载荷,使零件的尺寸减小。

轴向受压的柱、杆或管类零件,不应发生纵向弯曲,这时是用临界应力或临界载荷,而不用变形量作为判据。

## 3. 抗磨性

零件的磨损量超过允许值后,尺寸和形状将改变,不能再保持规定的功能,而必须进行修理或更换。很多零件的使用寿命取决于抗磨性。

零件的磨损与接触面间的作用压力及滑动速度、摩擦系数、表面状态及润滑状态等因素有关。关于磨损的计算,目前尚无可靠的定量的计算方法,常常采用条件性的估算方法。对于磨粒磨损,限定磨损量或正压力。对于表面接触疲劳磨损,限定接触应力。对于胶合破坏,限定表面瞬时温度。

## 4. 振动

高速机器容易发生振动,振动产生额外的变应力,使零件早期疲劳断裂,而丧失工作能力。振动还使机械的功能参数下降,例如机床的振动影响产品质量。振动又是产生噪声的原因。当循环载荷的作用频率接近系统或零件的固有频率时,将发生共振现象。这时,零件的振幅急剧增大,可能导致零件,甚至整个系统迅速损坏。因此,对高速机器应进行振动分析和计算,分析系统和零件的固有振动频率、强迫振动频率,考虑到系统的各种动力特性,确定危险的临界速度。同时还应采取防振和减振措施,例如提高制造精度,减少零件间的冲击和动载荷,进行动平衡,增加阻尼系统,提高材料和结构的减衰系数,采用缓振和隔振装置等等。由于振动是噪声的主要声源,因此

振动的消减也是防止公害以及环境和劳动保护的需要。

对每种类型零件，并不是都需要进行上述各种工作能力计算，而是从实际出发，根据一项对主要工作能力的要求进行设计。必要时，再进行其他要求的校核计算。例如机床的主轴，首先根据刚度确定尺寸，然后再校核其强度以及进行必要的振动计算。

上述工作能力的某些要求，还受环境条件的影响，如高温、低温、特殊介质、辐射等等。环境条件不同，材料的性能和零件的失效将发生变化，因此计算方法和判据也随之改变。关于特殊环境下机械零件的失效和工作能力问题，是属于专门领域的问题，本书从略。

## 1-5 可靠性

可靠性是机械或机械零件在一定的的工作环境条件下在规定的使用期限内，保持规定功能的一种特性。机械的可靠性是保证机械正常运转的关键。因此，对产品进行可靠性评定是提高产品质量的有效措施。在进行可靠性评定时，可从以下几个方面考虑：

(1) 根据产品的类型和用途确定适当的可靠性指标。从产品类型来看，如车床和飞机，显然后者的可靠性要求高。从产品的用途来看，同属齿轮传动，用于飞机上的齿轮传动的可靠性必然要求高些。

(2) 根据产品的可靠性要求，确定安全系数。由于可靠性要求不同，即使其他条件均相同，安全系数应有不同的数值。一般来说，可靠性要求高的产品，安全系数要求也高。

(3) 在一般情况下，机械系统的组成单元愈多，即组成机械或机械部件的零件愈多，可靠性越低。因此，要尽量减少机械系统的组成单元，并且最好由等可靠度的单元组成。

(4) 机械零件的可靠性和它的工作寿命是有密切的关系的，能够达到预期寿命的机械零件，可靠性程度高；而机械零件的寿命体现在它的耐磨性或疲劳强度两个方面，为此应采取各种措施，提高零件的耐磨性和疲劳强度，使它达到预期的可靠性。

(5) 若机械在工作中容易出现短期过载，设计中应考虑安全装置。对重要的机械和零件的工作状况应有监视装置。为缓和动载荷和振动，采用弹性联接(如弹性联轴器)和消减振动的装置。

(6) 为了减少材料和工艺缺陷造成的早期失效和偶然失效，必须对零件进行各种科学的检验和测量。在图纸上应注明必要的技术条件和要求。大量生产的产品采用标准件和通用件，易于保证质量和均一性。

(7) 尽可能将系统或机械分为合理的部件，以便于独立更换修理，同时要合理安排各个零件、部件和组件的检修期。

(8) 机械和零件应建立运行和故障(失效)记录，以积累可靠性数据，分析不可靠原因，采取提高可靠性的方法，这是一项十分重要的质量管理措施。

## 1-6 经济性

提高机械产品的经济效益是设计产品时应考虑的一个重要环节。因此，进行经济性评定，是评价设计质量的内容之一。目前已形成了一种专门的经济评定方法——价值分析。采用价值

分析的目的,是使产品在尽可能低的总成本的条件下,实现必要的功能,并使产品达到尽可能高的价值。运用价值分析法,可以有效地评定产品的设计、工艺过程、加工方法、采用的工艺装备、选用的材料等方面是否合理。

提高设计的经济效益主要从以下几个方面考虑。

(1) 尽量采用先进的设计理论和方法,运用电子计算机等先进工具,提高设计质量和效率,节省设计劳动量和费用。

(2) 合理地选择机械零件的材料,降低材料费用。

(3) 合理地选择零件的结构和加工工艺,降低材料的消耗,如零件结构尽量用管状截面代替实心截面,采用无切削或少切削加工工艺,减少加工裕量等等。

(4) 采取各种措施使机械轻量化。如提高计算载荷的准确度;选择重量轻的材料;合理设计零件的截面形状;采用提高强度的强化工艺;用焊接件、冲压件代替铸件;紧凑而合理地布置零件与零件、部件与部件的相互位置等等。

(5) 机械和部件应由最少量的简单零件组成,尽量采用标准件,选用所能允许的最大公差和最低精度,增加通用零件和互换零件的数量。非标准零件应有良好的工艺性。

(6) 降低能量的消耗,提高机械的效率,如采用摩擦系数小的材料;合适的润滑条件;尽量减少传动机构运动链的数目;避免使用效率低的运动副;以滚动摩擦代替滑动摩擦;高速零件的外形和表面状况,应使环境介质的阻力最小等。

(7) 尽量降低包装和运输费,将机械设计成便于运输的组合物,外形和尺寸要适应现有的运输工具和道路或轨道等等。

对设计的经济性作出评定时,必须注意所设计产品的总效益。为了提高机械产品的可靠性,降低使用和维修费用,在制造生产方面增加一些费用也是必要的。另外,经济性也必须与其他要求联系起来考虑,例如对于在冲击载荷下工作的轧锻类机械,机座须有足够大的重量,以吸收冲击动能。又如齿轮传动和轴承等应尽量减小摩擦,提高效率,以节省能量消耗。而带传动、制动器等却又需用摩擦系数较大的材料,以保持足够大的摩擦力。再如形状十分复杂的零件需要采用铸件,但是由于铸造壁厚要求,减轻重量就受到限制。

## 1-7 标准化

在机械产品设计中采用标准化零件和部件,在试验和检验中采用标准化方法,对设计参数采用标准的系列化数值,将会提高产品的设计质量和经济效益。因此,从标准化在产品中的采用情况对设计进行评定也是很重要的一个方面。

采用标准化的优越性主要表现在下列几个方面。

(1) 将同名零件的型号和尺寸限定在合理的数量范围内,可以用最先进的工艺方法进行标准零件的专业化大量生产,可大幅度降低劳动量、材料消耗和总成本,并易于保证质量。

(2) 技术条件和检验、试验方法标准化,可以改进机械零件的质量,提高其可靠性。

(3) 设计中采用标准零件和部件,可以节省设计时间和劳动量,使设计者有更多的时间和精力。

力从事创造性设计。

(4) 由于标准化带来的互换性优点,当标准零件失效时,可以很容易地换上备用件,而且不需自行制造。

与标准化密切有关的是通用化。通用化是最大限度地减少和合并产品的型式、尺寸和材料品种等,使零件和部件尽量在不同规格的同类产品甚至不同类产品上通用。通用化是广义的标准化,对标准化项目和非标准化项目都可以实进通用化。

将尺寸和结构拟订出一定数量的原始模型,然后根据需求,按一定规律优化组合成产品系列,称为系列化,系列化也是标准化的重要内容。例如圆柱齿轮减速器,可先制订出一定数量的一对齿轮的中心距、传动比、齿数、模数等系列数值,用它们组成二级(两对齿轮)或三级(三对齿轮)减速器系列。在系列化中要使零件有最大限度的通用化。

系列化中同名参数(如直径、中心距等等)的数量过多时,失去标准化的经济意义,过少则不敷需求。此外,一系列数值之间取何种关系最好,这些都要用到优先数列。工程上采用几何级数做为优先数列的基础。级数的公比 $q$ ,一般取10的 $n$ 次方根,即 $q = \sqrt[n]{10}$ 。通常根式指数为 $n=5, 10, 20, 40$ 几种。对于按上列根式指数求出的数字系列,经圆整后,则分别称为 $R5, R10, R20$ 和 $R40$ 系列。例如 $R5$ 的基本系列为1.0, 1.6, 2.5, 4.0, 6.3。在10与100之间以及100与1000之间的数值系列,只要将基本数值系列分别放大10倍和100倍就行了。例如10与100之间的 $R5$ 系列为10, 16, 25, 40, 63。

标准可分为国家标准(GB)和部颁标准等。某些部门或工厂还可以根据国标、部标或本单位的情况制订标准,这类标准称为规范。规范的目的是:1) 缩减标准化的零件或部件品种,以适应本单位的需要;2) 改进某些指标,促进国标或部标的发展。

我国已颁布了很多国标和部标,正在不断发展和改进,并且已参加国际标准化组织(ISO, International Organization for Standardization)。设计时,应充分了解有关零部件、尺寸数据和参数、公差配合及表面粗糙度、制图和计算、技术条件和试验等等方面的标准。应尽可能遵守标准,只有当标准与设计要求之间有矛盾,并有充分理由时,才可以不采用标准。

## 1-8 结构设计

机械及其组成零件必须能最经济地制造和装配,即应使机械和零件结构具有良好的工艺性。良好的工艺性表现为:在结构满足使用要求的条件下,适应具体可能的生产条件和规模,能用最少的时间、劳动量、工具、设备以及最简单的工艺方法和过程生产出来。机械的成本主要决定于制造费用,因此,工艺性与经济性是密切相关的。

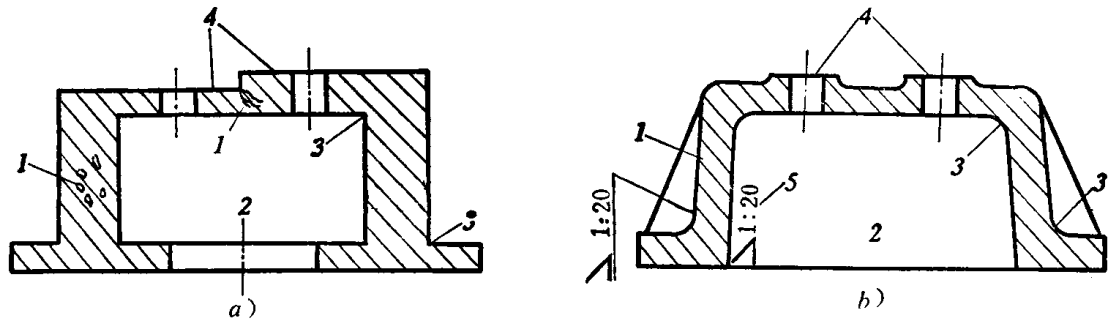
通常应从以下几个方面考虑工艺性。

(1) 机械和零件的结构应适应生产条件和规模 单件和小批生产的零件,应利用现有生产条件制造,例如直径大于600mm的齿轮毛坯,在一般设备条件下,锻造较困难,就应采用铸件或焊接件。又如当缺乏磨齿机床时,就不能用变形大的热处理方法。成批和大量生产时,可采用专门设备和自动线生产,这时可考虑用无切削或少切削成形工艺。机械采用组装构造,以便于流

水线装配。这些都要求零件的结构形状能适应要求，例如适于机械手操作，便于自动定位夹持等等。

(2) 选择合理的毛坯种类和形状 零件的毛坯可以是铸件（砂模、硬模、压铸、离心铸造、精密铸造）、锻件（自由锻、模锻）、焊接件（手工焊、自动焊）、轧件（普通轧制、斜轧成形）、冷或热冲压件、冷拉或挤制件、爆炸成形件等等。前两种毛坯的加工裕量大，切屑多，但是适用范围广。箱形零件只能用铸件或焊件。可靠性要求高的零件多用锻件。模锻件、自动焊接件、斜轧成形件、冲压件等等仅适于大量生产。

铸件受材料流动性限制，应避免壁厚过薄，要避免局部材料集聚，产生缩孔，截面变化应和缓过渡，不应有锐角，并应考虑模型容易起拔，尽量减少加工面等等，见图 1-7 示例说明。



- 1—壁厚相差过大，过渡不均匀，产生缩孔、裂纹；
- 2—采用砂芯，无拔模斜度；
- 3—锐角过多；
- 4—加工面过大，且不在同一平面

- 1—壁厚过渡和缓，加增强筋提高刚度和强度；
- 2—不用砂芯；
- 3—有圆角；
- 4—减少加工面，且在同一平面；
- 5—有拔模斜度

图 1-7 铸件的形状

对于模锻件，材料流动性问题较铸件更为重要，因为在锻造变形时，工件与模具之间有很大的摩擦力，大大降低了塑性，如图 1-8a 的形状不易成形。除了类似图 1-8b 的几种有利形状外，均应有合适的锻造斜度。

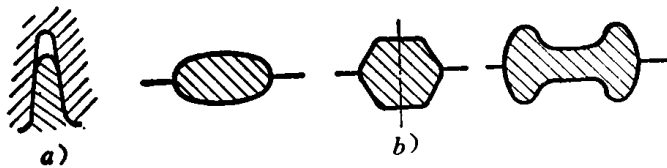


图 1-8 模锻件的形状

(3) 机械的构造和零件的形状应尽量简单和便于机械加工 构造和形状越复杂，制造、装配和维修越困难，成本也越高。应当用最简单的圆柱面、平面以及共轭曲面等构成零件的形状。尽量减少被加工表面、加工面积也应最小。尽量用标准件、通用件和外购件。增加相同尺寸（直径、圆角半径、配合、螺纹、键、齿轮模数等等）的数量。

机械加工的零件还应注意：要有退出刀具的空间（空刀槽、越程槽等）；要保证切削时在切削力作用下，零件有足够的强度和刚度。图 1-9a 中的滚切齿轮的加工刚度不够，使制造误差增大，改

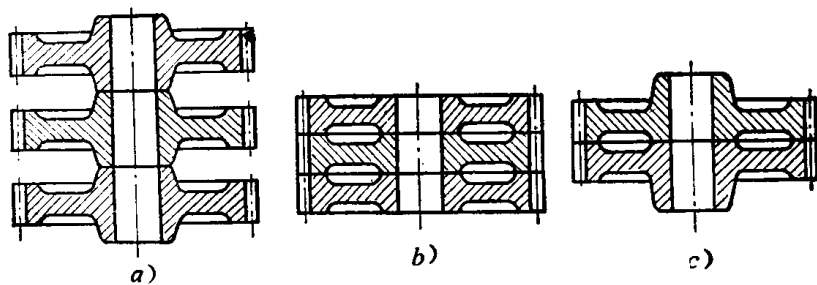


图 1-9 切削加工刚度——齿轮结构的改进

用图 1-9b 或 c 的结构就可以改善。应合理确定最经济的制造精度和表面粗糙度。

(4) 机械和零件的结构应便于装配和拆卸 例如留出能使螺栓装入螺栓孔的空间(图 1-10a)及合理的搬手空间(图 1-10b)。形状对称的零件的定位销钉位置应非对称布置,以免装反。各零件之间应能有调节轴向装配尺寸的余地或环节(垫片、套筒、锥面、螺纹等)。各零件应容易共轴线对中(例如用凸缘对中);当对中不易保证时,应有径向和角位移的补偿装置(挠性联轴器、自位轴承等)。机械应分为若干组件先分别平行装配,最后进行总装,各组件的相互位置应能调整。对于复杂系统,设计时应进行尺寸链分析,确定合理的公差和装配误差。零件与零件,组件与组件之间,应采用容易装拆的联接,并尽量减少配合面的数量。图 1-10c 举例说明轴系组件的轴向装配,除应有  $D_1 > D_2$  外,还应使  $L_1 > L_2$ ,才能使轴系组件由左方穿过整体的箱体,使右端轴承容易装入箱孔中。

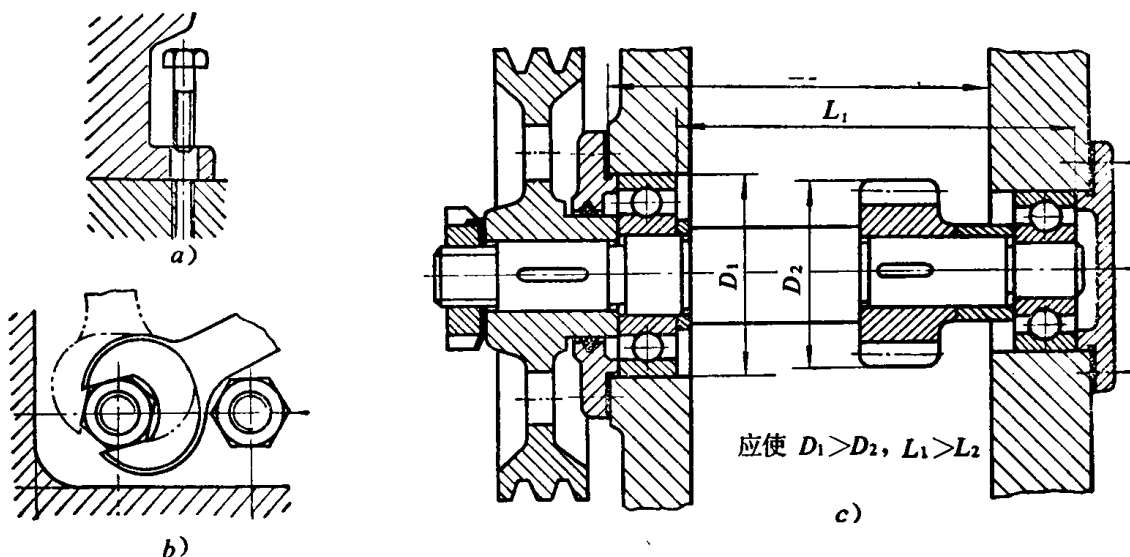


图 1-10 机械装配示例

良好的工艺性是不能只靠设计者个人的思考和经验获得,也不可能有一成不变的准则,除应不断了解机械制造的发展和成就之外,还必须向从事工艺的技术人员和工人学习,共同研究和协作配合,才能使设计更为完善。

## 1-9 优化设计简述

机械的优化设计就是在满足各种约束的条件下,使机械的结构参数或性能参数获得最优解。机械的性能参数有功率、寿命、速度、转速、精度、刚度、自振频率等等;零件的结构参数有各种尺寸、面积、体积、齿轮模数、弹簧圈数、节距等等;材料参数有应力、硬度等等。可以把这些性能及结构参数看成参变量  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , 通过设计计算公式,使上述变量组成不同的函数式,在满足各种约束条件下,实现下列目标之一,或者是它们的综合:经济性最好、重量最轻、体积最小、寿命最长、刚度最大、自振频率最合适、速度或转速最高等等。

一般机械的优化设计问题是多变量函数的有约束的优化问题,其数学模型为求解一组设计变量

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$$

使目标函数

$$F(X) = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

在满足下面不等约束条件方程

$$g_i(X) \geq 0 \text{ 或 } g_i(X) \leq 0, \quad i=1, 2, \dots, m$$

或等约束条件方程

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

的情况下,达到最优值。

在机械优化设计中,较为困难的问题是建立数学模型。数学模型建立后,选择适当的优化方法,并应用其计算过程,通过计算机计算,即可求得优化解。下面以简例说明之。

**例 1-1** 如图 1-11 所示为机架圆截面管支柱,管柱的顶端承受轴向载荷  $F=22.68\text{kN}$ ,管柱高  $L=2540\text{mm}$ ;材料为铝合金,弹性模量  $E=7.03 \times 10^4 \text{N/mm}^2$ ,密度  $\rho=2.768 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$ ,许用压缩应力  $[\sigma]=140 \text{N/mm}^2$ ;管截面平均直径  $D_2 = (D+D_1)/2$ ,壁厚为  $t$ ,结构要求  $D_2 \leq 89\text{mm}$  和  $t \geq 1.0\text{mm}$ 。以最小重量为目标,确定结构参数  $D_2$  和  $t$ 。

**解** 取管柱平均直径  $D_2$ 、壁厚  $t$  为变量,并作为连续变量处理,则设计变量为

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_2 \\ t \end{bmatrix}$$

管柱的重量为

$$W = \rho L \pi D_2 t = 2.768 \times 10^{-6} \times 2540 \pi D_2 t = 7.04 \times 10^{-3} \pi D_2 t$$

则目标函数式为

$$F(X) = 7.04 \times 10^{-3} \pi x_1 x_2$$

根据对管柱功能和结构要求,可列出如下约束方程:

(1) 根据承载能力要求得压缩强度计算式:

$$\sigma = \frac{F}{\pi D_2 t} \leq [\sigma]$$

即

$$\frac{F}{\pi D_2 t} - [\sigma] \leq 0$$

从而得强度约束方程

$$g_1(X) = \frac{22680}{\pi x_1 x_2} - 140 \leq 0$$

(2) 根据表 2-2 和式 (2-35) 可得压杆稳定性计算式:

$$\sigma = \frac{F}{\pi D_2 t} \leq \sigma_c$$

式中  $\sigma_c$  为临界应力,计算式为

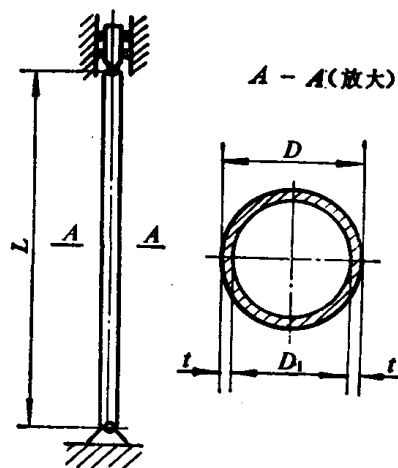


图 1-11 机架圆截面管支柱示意图



$$\sigma_c = \frac{\pi^2 E i^2}{L^2}$$

式中  $i$ ——截面惯性半径, 对管截面  $i^2 = (D_2^2 + t^2)/8$ , 得

$$\frac{F}{\pi D_2 t} - \frac{\pi^2 E (D_2^2 + t^2)}{8 L^2} \leq 0$$

从而得压杆稳定性约束方程:

$$g_2(\mathbf{X}) = \frac{22680}{\pi x_1 x_2} - 1.36 \times 10^{-3} \pi^2 (x_1^2 + x_2^2) \leq 0$$

(3) 根据薄壁局部稳定性计算式:

$$\sigma = \frac{F}{\pi D_2 t} \leq \sigma'_c$$

式中  $\sigma'_c$  局部稳定性临界应力, 其计算式为

$$\sigma'_c = \frac{0.4 E t}{D_2}$$

根据以上两式得

$$\frac{F}{\pi D_2 t} - \frac{0.4 E t}{D_2} \leq 0$$

从而得薄壁管柱局部稳定性约束方程:

$$g_3(\mathbf{X}) = \frac{22680}{\pi x_1 x_2} - \frac{28120 x_2}{x_1} \leq 0$$

(4) 根据对结构尺寸的要求, 得结构边界尺寸约束方程:

$$g_4(\mathbf{X}) = x_1 - 89 \leq 0$$

$$g_5(\mathbf{X}) = 1.0 - x_2 \leq 0$$

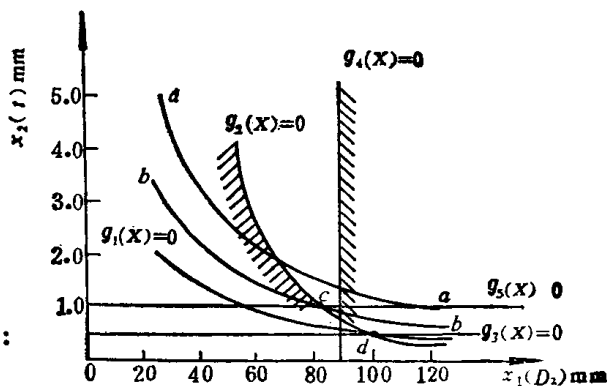


图 1-12 管柱的图解优化法求解示意图

从上列数学模型可知, 此优化设计问题是一个 2 维 5 个约束条件的非线性规划问题, 可采用多种方法求得优化解<sup>[4]</sup>。因为此问题较为简单, 可以用图解法求解。如图 1-12 所示, 阴影线以内为各约束条件极值形成的可行区, 曲线  $a-a$  和  $b-b$  为重量等值曲线族的两条曲线, 分别代表  $W = 2.78\text{kg}$  和  $1.85\text{kg}$ 。因而, 从图上不难看出, 此问题的优化解为  $b-b$  曲线与可行区边界的交点  $c$ 。得管柱最小重量  $W = 1.85\text{kg}$ , 对应的管平均直径  $D_2 = 81.28\text{mm}$ , 管壁厚  $t = 1.0\text{mm}$ 。如将结构要求改为  $D_2 \leq 127\text{mm}$ ,  $t \geq 0.4\text{mm}$ , 则从图上可以看出其优化解为  $d$  点,  $W = 1.17\text{kg}$ ,  $D_2 = 101.6\text{mm}$ ,  $t = 0.5\text{mm}$ , 重量减轻 37%。

## 1-10 可靠性设计简述<sup>[6]</sup>

在常规的机械设计中, 有关强度和寿命等的评定, 是以设计数据的均值为准则的。但由于材料、工艺、结构和使用等很多随机因素的影响, 不论是机械零件的强度和寿命, 还是所受载荷和应力等均呈一定的统计分布状态。应用概率和统计理论进行可靠性设计, 较常规设计更符合实际情况。所以近年来机械可靠性设计得到了应用和发展。

在可靠性设计中, 可靠性常用可靠度  $R$  度量。可靠度是指产品在规定的工作条件下, 在预定的寿命内, 保持正常功能的概率。反之, 不能保持正常功能的概率, 称为失效概率  $F$ , 即不可靠度。显然

$$R + F = 1 \quad (1-6)$$

除可靠度可作为度量指标外, 还可用失效率、平均使用寿命、失效次数等指标作为度量指标。

### 一、机械零件的概率设计

机械零件的失效概率分布规律与零件类型、材料种类、应力状态以及使用环境等因素有关, 如材料强度、磨损寿命、齿轮轮齿弯曲疲劳强度等数据为正态分布; 弹簧的疲劳强度的数据为对数正态分布; 链条和滚动轴承的疲劳寿命值及齿轮轮齿接触疲劳强度的数据为威布尔(Weibull)分布。