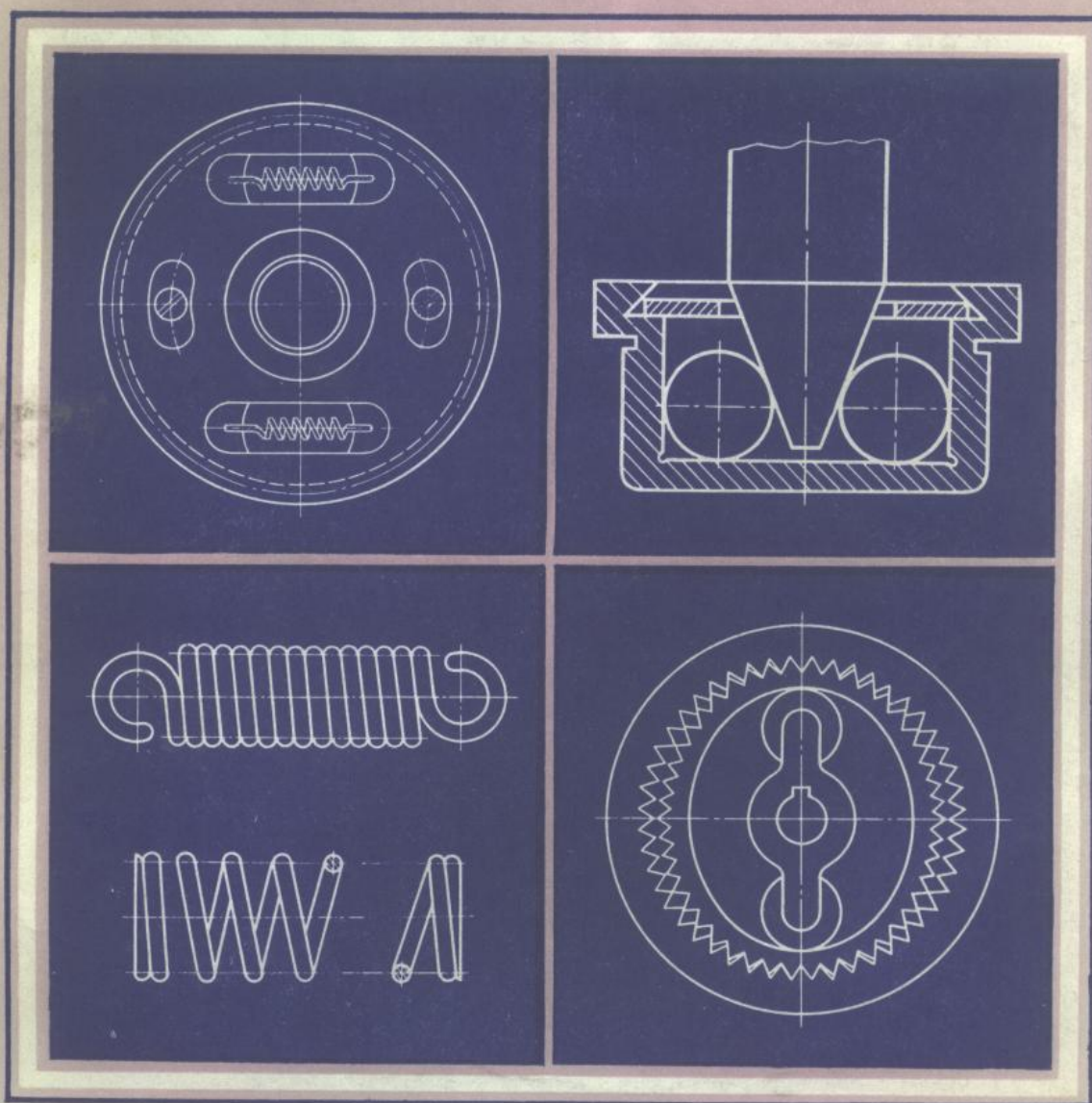


高等学校试用教材

精密机械零件

上册

天津大学精仪系精密机械教研室编



人民教育出版社

精密机械零件 上册

天津大学精仪系精密机械教研室编

人

TH13

高等学校试用教材

精密机械零件

上册

天津大学精仪系精密机械教研室编

人民教育出版社

本书对精密机械中常用零部件的工作原理、适用范围、结构以及设计计算方法等方面，均作了较为详尽的阐述。

全书除绪论外，共分六篇（总计二十章），分上下两册出版。上册包括：绪论；第一篇总论（精密机械设计的基础知识）；第二篇弹性元件（片簧和平卷簧，螺旋弹簧，热双金属弹簧）；第三篇传动（摩擦轮传动和带传动，齿轮传动，谐波齿轮传动，杠杆传动，螺旋传动）。

本书可作为高等工业学校仪器类专业试用教材，亦可供其他有关专业师生及工程技术人员参考使用。

2R50/54

高等学校试用教材

精密机械零件

上册

天津大学精仪系精密机械教研室编

*

人民教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

人民教育出版社印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 16 字数 309,000

1979年9月第1版 1983年4月第3次印刷

印数 17,501—20,600

书号 15012·0204 定价 1.35 元

序

本书是根据一九七八年六月讨论的《精密机械零件》教材编写大纲编写的。

精密机械零件课程是仪器类各专业的一门技术基础课。其任务是使学生初步掌握有关精密机械及其零、部件设计的基础理论知识, 以及进行精密机械中常用零、部件设计的能力。在以往的教学计划中, 这一任务是分散在机械零件和仪器零件及机构两门课中去完成。这样的安排, 在进行仪器零件及机构课程的教学时, 在内容上, 不可避免地会有某些不必要的重复, 同时, 也不利于运用辩证唯物主义观点, 从工作能力、精度和结构等方面, 较为全面地去分析和研究这些常用零、部件及其设计计算的基本规律。在总结二十八年以来教学改革和教材建设经验的基础上, 本书是以精密机械中常用零、部件为研究对象, 从设计该类零、部件时, 应具备的基础理论知识和基本方法等方面, 组织教材内容, 以期建立起新的教材体系, 满足教学要求。我校和部分兄弟院校从一九六四年前后, 即开始了合课试验, 收到了较好的教学效果。而教材建设工作, 只有通过今后长期的教学实践, 才能使之日臻完善。

本书除了保持理论的系统性和基本内容之外, 也注意了反映国内外先进科学技术在本门学科中的发展, 如选编了某些新型零、部件——同步齿形带、谐波齿轮传动、滚珠螺旋传动(滚珠丝杠)以及静压支承等部分内容。

目前, 仪器类各专业的教学计划, 对精密机械零件规定的学时数还不尽相同, 而各专业对具体教学内容的要求也不完全一致, 为了使教材有较大的适应性, 本书各章一般均按较高要求编写。总教学时数为 100 学时。因此有些内容对某些专业不免偏多, 此时, 可视专业的具体情况, 适当地删减其中部分内容。

本书使用的单位制, 系采用国际单位制(SI)。如力的单位用“牛”, 代号为“N”, $1\text{ N}=1\text{ kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$; 压力(压强)、应力的单位用“帕斯卡”, 代号为“Pa”, $1\text{ Pa}=1\text{ N}/\text{m}^2$; 1 MPa (兆帕) $=1\text{ N}/\text{mm}^2$ (牛/毫米²)。在进行工程单位制与国际单位制力的换算时, 一般均取 $1\text{ kgf}\approx 9.807\text{ N}$ 。

参加本书编写的有: 庞振基(绪论, 摩擦轮传动和带传动, 齿轮传动, 谐波齿轮传动); 傅雄刚(精密机械设计的基础知识, 片簧和平卷簧, 螺旋弹簧, 热双金属弹簧, 支承, 调速器, 阻尼器, 减震器); 张弼光(杠杆传动, 螺旋传动, 导轨, 示数装置, 机械零件的联接, 光学零件与机械零件的联接); 张义成(轴、联轴器、离合器, 微动装置和锁紧装置, 限动器和定位器); 本教研室其他同志协助进行了文中插图的绘制; 最后由庞振基负责统稿工作。

本书经一九七九年三月《精密机械零件》教材审稿会审阅通过。北京工业学院何献忠、樊大钧同志担任主审, 参加审稿会的其他代表单位还有: 清华大学、北京工业大学、哈尔滨工业大学、西北工业大学、陕西机械学院、成都科技大学、南京工学院、华东工程学院、上海机械学院、浙江大

学、华中工学院、武汉测绘学院和河北工学院。在审稿过程中，主审单位和兄弟院校的代表，都提出了许多宝贵意见和修改建议，对进一步完善书稿帮助很大。同时，在编写过程中，不少兄弟院校、工厂和科研、设计单位，提供了许多教材以及丰富的资料，有力地支持了我们的工作，在此，一并表示深切地谢意。

由于本书内容涉及范围较广，编者水平有限，加之编写时间仓促，书中难免有错误和不妥之处，望读者批评指正。

编 者

一九七九年七月

基本符号表

<p>A——面积</p> <p>a——中心距</p> <p>B, b——宽度</p> <p>C——系数, 弹簧旋绕比</p> <p>c——系数</p> <p>D, d——直径</p> <p>E——拉压弹性模量</p> <p>e——偏心距</p> <p>F——力</p> <p>f——频率, 摩擦系数</p> <p>G——剪切弹性模量</p> <p>g——重力加速度</p> <p>H——高度</p> <p>HB——布氏硬度</p> <p>HRC——洛氏硬度</p> <p>HV——维氏硬度</p> <p>h——高度, 厚度</p> <p>I——转动惯量</p> <p>I_a——轴惯性矩</p> <p>I_p——极惯性矩</p> <p>i——传动比</p> <p>K, k——系数</p> <p>L——长度, 寿命</p> <p>l——长度</p> <p>M——力矩</p> <p>M_b——弯矩</p> <p>M_t——扭矩</p> <p>m——模数, 质量, 系数</p> <p>N——循环次数</p> <p>n——转数, 转速</p> <p>P——功率</p> <p>p——压力(压强)</p> <p>R——半径, 锥距, 系数</p> <p>r——半径</p> <p>S——安全系数</p> <p>[S]——许用安全系数</p>	<p>s——厚度, 弧长</p> <p>T——温度, 周期</p> <p>t——温度, 时间, 周节</p> <p>V——体积</p> <p>v——速度</p> <p>W——截面系数, 功</p> <p>x, y, z——坐标轴符号</p> <p>Y, Z——系数</p> <p>z——齿数, 个数</p> <p>α, β——角度</p> <p>γ——角度, 重度</p> <p>δ——角度, 厚度, 相对误差</p> <p>Δ——绝对误差</p> <p>ε——应变, 重合度, 角加速度</p> <p>η——效率</p> <p>θ——角度</p> <p>λ——变形量, 挠度</p> <p>μ——泊松比, 粘度</p> <p>ρ——摩擦角, 曲率半径</p> <p>σ——正应力, 拉应力</p> <p>σ_B——抗拉强度极限</p> <p>σ_s——屈服极限</p> <p>σ_b——弯曲应力</p> <p>σ_y——压应力</p> <p>σ_p——挤压应力</p> <p>σ_H——Hertz 应力</p> <p>σ_{-1}——对称循环时弯曲疲劳极限</p> <p>τ_B——抗扭强度极限</p> <p>τ_s——抗扭屈服极限</p> <p>τ——剪应力, 角齿距</p> <p>τ_{-1}——对称循环时扭转疲劳极限</p> <p>φ——角度</p> <p>ω——角速度</p> <p>x——移距系数</p> <p>ψ——系数</p>
---	--

目 录

序.....	1	绪论.....	1
基本符号表.....	3		

第一篇 总 论

第一章 精密机械设计的基础知识.....	2	三、零件的误差估算和精度.....	10
一、概述.....	2	四、零件的结构设计.....	12
二、零件的工作能力及其计算.....	3	五、零件的设计方法及其新发展.....	16

第二篇 弹 性 元 件

第二章 片簧和平卷簧.....	27	和疲劳强度.....	54
一、概述.....	27	五、压缩弹簧的稳定性.....	56
二、片簧.....	27	六、螺旋弹簧的设计计算.....	57
三、平卷簧.....	32	第四章 热双金属弹簧.....	63
第三章 螺旋弹簧.....	47	一、概述.....	63
一、概述.....	47	二、热双金属弹簧的用途、类型	
二、螺旋弹簧的特性.....	51	和材料.....	64
三、螺旋弹簧的应力.....	52	三、热双金属的应力.....	68
四、螺旋弹簧的许用应力、强压处理			

第三篇 传 动

第五章 摩擦轮传动和带传动.....	72	一、概述.....	181
一、概述.....	72	二、传动的类型和结构.....	185
二、摩擦轮传动.....	72	三、材料.....	189
三、摩擦无级变速器.....	78	四、齿廓曲线、几何尺寸和参数	
四、带传动.....	80	的计算.....	190
五、同步齿形带传动(齿形带传动).....	102	五、强度计算和传动效率.....	193
第六章 齿轮传动.....	113	第八章 杠杆传动.....	201
一、概述.....	113	一、概述.....	201
二、齿轮传动的失效形式.....	117	二、曲柄滑块机构.....	201
三、齿轮的材料和热处理.....	118	三、正弦机构和正切机构.....	203
四、齿轮传动强度计算.....	120	四、杠杆机构设计原则.....	204
五、传动比的分配.....	152	第九章 螺旋传动.....	212
六、齿轮的传动精度.....	159	一、概述.....	212
七、齿轮传动的空回.....	162	二、滑动螺旋传动.....	212
八、齿轮传动链的设计.....	166	三、滚珠螺旋传动.....	230
九、修正摆线(圆弧齿形)齿轮.....	173	四、静压螺旋传动.....	246
第七章 谐波齿轮传动.....	181	参考文献.....	247

绪 论

随着生产的发展,精密机械已经广泛地应用在国民经济和国防工业的许多部门,如各种精密机械仪器、精密加工机床和测试设备等。因此,精密机械本身的完善程度,将直接影响各部门产品的质量。

由于生产和科学技术的日益发展,对于精密机械无论在产品的品种上、数量上和质量上都不断提出了更高的要求。同时,也为精密机械的发展创造了更好的条件,开辟了更广阔的途径。

组成精密机械的基本单元称为零件或元件(如弹簧、齿轮、轴和螺钉等)。为了完成同一使命,由一些零件组合而成的零件组合体称为部件(如限动器、阻尼器、减震器和示数装置等)。

《精密机械零件》主要是研究精密机械上常用的零件和一些部件。在本学科中,当提到精密机械零件这一术语时,通常是泛指精密机械上的零件和部件。

本课程的内容,主要是从工作能力、精度和结构等方面来研究这些常用的零件,并介绍其设计计算的一般原则和方法。本课程目的在于使学生初步掌握有关设计的基础理论知识,以及进行精密机械中各种零件设计的能力。

在高等工业学校仪器类各专业的教学计划中,精密机械零件课程是机械方面的最后一门技术基础课程。它将综合运用理论力学、材料力学、机械原理、金属工艺学、金属学及热处理、公差及技术测量和机械制图等课程中的有关知识,来解决零件的设计问题。同时,这门课程又为学习专业课程准备了必要的条件。因此,可以说精密机械零件课程是技术基础课和专业课之间的联系环节,起着承上启下的作用。

第一篇 总 论

第一章 精密机械设计的基础知识

一、概 述

任何精密机械都是由零件组成的。在设计精密机械时,应使其上的零件满足下列基本要求:

- 1) 零件工作可靠;
- 2) 对于某些零件,能实现给定的特性和要求的性能。如弹性元件的弹性特性,传动件的传动特性,支承的旋转精度等;
- 3) 零件能经济地制造出来。

为了使零件工作可靠,零件必须具备一定的工作能力。零件的工作能力主要包括:1) 强度; 2) 刚度; 3) 振动稳定性。

为了使零件实现给定的特性,需要对零件进行特性计算。必要时,尚须对其特性和性能进行精度分析。

为了使零件能经济地制造出来,要求零件:1) 结构简单,工艺性好; 2) 尽量采用标准尺寸和标准件,以便于互换,并有利于制造和维修; 3) 节省材料,特别是我国稀缺和贵重的材料。

设计精密机械的一般步骤,可概括地归纳如下:

(1) 根据设计任务,分析使用要求。使用要求主要指性能指标和精度要求;在使用期限内,在规定的工作环境条件下,工作可靠;操作安全、方便,维护修理容易;

(2) 制订设计方案。在满足使用要求的前提下,按照不同的工作原理,初步拟定几种设计方案,通过调查研究、分析比较,从中选择一个最佳方案。

(3) 技术设计

- 1) 拟定详细的传动系统图;
- 2) 进行必要的计算,主要是零件工作能力的计算和特性的计算;
- 3) 进行结构设计,即设计装配草图和零件草图;
- 4) 绘制生产技术文件,即绘制装配图、零件图和制订技术条件等;
- 5) 校核、审查技术文件;
- 6) 编制技术说明书,包括验收条件、使用和维护说明等。

上述三项设计步骤不是一成不变的,随着设计任务、生产条件和设计人员经验的不同,设计步骤也可以不同。例如,对于仿制已有的精密机械,就可以从分析该精密机械的特点和使用要求

并进行测绘开始。

技术设计中的计算和结构设计,其主要内容即为精密机械的零件和部件设计,它是设计精密机械的关键性步骤之一。计算和结构设计是交错进行的,设计人员常常要从装配草图上取一些尺寸作为计算的原始数据。

在绘制零件图时,为了满足指导生产的需要,零件图中除了应有必要的视图表达零件的外形和结构外,还必须标注零件的尺寸和技术条件。零件尺寸的确定主要有如下几种方法:

- 1) 对于承受载荷较大的零件,其主要尺寸常按工作能力计算来确定;
- 2) 对于要求实现给定特性的零件,其主要尺寸常按特性要求加以确定;
- 3) 零件的尺寸并非均须通过计算得到,有些零件的尺寸(或部分尺寸)是按工艺和结构条件以及设计规范来确定。

二、零件的工作能力及其计算

(一) 强度

1. 载荷和应力

在计算零件强度时,首先需要知道作用在零件上载荷的大小、方向和性质,然后才能根据零件的形状和工作情况,确定零件中的应力。

作用在零件上的载荷和相应的应力,按其随时间变化的情况,可分为以下两类:

(1) 静载荷和静应力

不随时间变化或变化缓慢的载荷和应力,称为静载荷和静应力(图 1-1)。例如:零件的自重、等速旋转时的离心力及其相应的应力等。

(2) 交变载荷和交变应力

随时间作周期性变化的载荷和应力,称为交变载荷和交变应力(图 1-2)。交变应力可以由交变载荷产生,也可以由静载荷产生。例如,轴在不变弯矩的作用下等速转动时,轴的横截面将产生交变的弯曲应力。

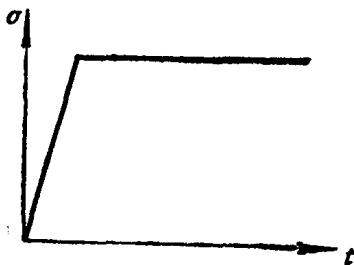


图 1-1 静应力

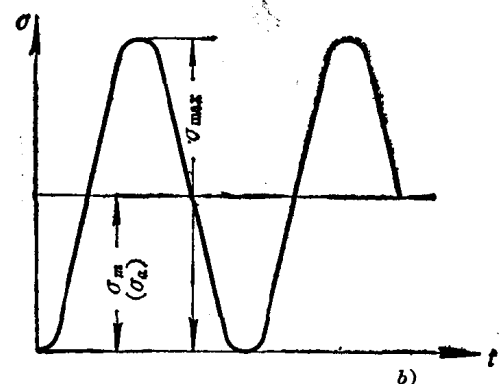
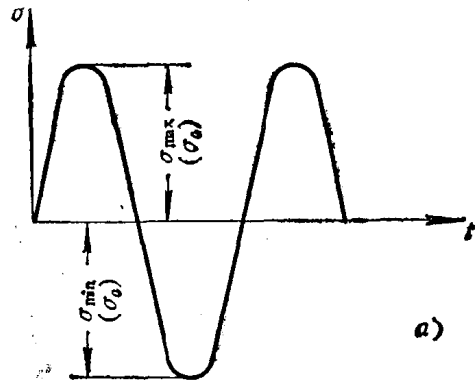


图 1-2 交变应力

应力作周期性变化时,一个周期所对应的应力变化,称为应力循环。应力循环中的平均应力 σ_m 、应力幅度 σ_a 、循环特性 r 与其最大应力 σ_{\max} 和最小应力 σ_{\min} 有如下的关系

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ r &= \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

当 $\sigma_m = 0$ 时(图 1-2a),称为对称循环,此时 $r = -1$;当 $\sigma_m \neq 0$ 时,称为不对称循环,其特例是 $\sigma_{\min} = 0$,称为脉动循环(图 1-2b),此时 $r = 0$ 。

在进行强度计算时,作用在零件上的载荷,又可分为:

- 1) 名义载荷:在稳定和理想的工作条件下,作用在零件上的载荷称为名义载荷;
- 2) 计算载荷:由于零件的变形、工作阻力的变动、工作状态的不稳定(例如起动和制动)等原因,实际作用在零件上的载荷与名义载荷是不同的。为计入上述因素,可将名义载荷乘以某些系数,作为计算时采用的载荷,此载荷称为计算载荷。

2. 体积强度和表面强度

在工作载荷作用下,如果零件的强度不够,零件将出现的失效形式为 1) 产生过大的残余变形; 2) 在规定的使用期限内,过早地发生断裂; 3) 工作表面损坏。

由于 1)、2)项失效的部位,常出现在零件内部某一截面上,所以零件的此种强度称为体积强度; 3)项失效的部位,常出现在零件的表层上,所以零件的此种强度称为表面强度。

3. 体积强度计算

判断零件体积强度的方法有两种,第一种是把零件在载荷作用下产生的应力 (σ, τ) 和许用应力相比较,此时强度条件可写成

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{或} \quad \tau \leq [\tau] \quad (1-2)$$

而

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\lim}}{[S_\sigma]}, \quad [\tau] = \frac{\tau_{\lim}}{[S_\tau]}$$

式中 $\sigma_{\lim}, \tau_{\lim}$ ——零件的极限应力;

$[S_\sigma], [S_\tau]$ ——许用安全系数。

第二种是把零件在载荷作用下的实际安全系数和许用安全系数相比较,此时强度条件可写成

$$S_\sigma \geq [S_\sigma] \quad \text{或} \quad S_\tau \geq [S_\tau] \quad (1-3)$$

(1) 静应力下的体积强度及其计算

静应力下零件的体积强度,可以使用上述两种判断方法中的任何一种,现以第二种方法为例。根据材料力学中安全系数的定义,式(1-3)可写成

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma} \geq [S_\sigma] \quad \text{或} \quad S_\tau = \frac{\tau_{\lim}}{\tau} \geq [S_\tau] \quad (1-4)$$

式中 σ, τ ——零件在载荷作用下产生的应力。

对于用塑性材料制成的零件,有可能产生过大的塑性变形,因此取材料的屈服极限 σ_s 或 τ_s 作为极限应力;对于用脆性材料制成的零件,常在没有明显的变形时就发生断裂,因此取材料的强度极限 σ_B 或 τ_B 作为极限应力;当材料缺少屈服极限的数据时,可取强度极限作为极限应力,但安全系数应取得大一些。

(2) 交变应力下的体积强度及其计算

零件在交变应力作用下,即使应力小于强度极限,甚至是屈服极限,当应力重复足够多的次数时,零件也会产生所谓的疲劳失效。这种失效的形式,无论是对塑性材料,还是脆性材料,通常都是在没有明显的塑性变形的情况下突然发生断裂。

由材料力学可知,材料在极多的应力循环次数下,所能承受交变应力的最大值称为材料的疲劳极限(或持久极限)。疲劳极限既与应力数值有关,又与应力状态(脉动循环应力或对称循环应力)有关。因此,判断材料在交变应力下的体积强度,用安全系数法比较合理。安全系数可根据循环特性,最小应力或平均应力等的不同,按照材料力学的理论推导,得到相应的计算公式。例如,材料在交变应力下,最小应力为常数时的安全系数为

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_0 + \left(\frac{\sigma_0 - \sigma_{-1}}{\sigma_{-1}} \right) \sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (1-5)$$

和

$$S_{\tau} = \frac{\tau_0 + \left(\frac{\tau_0 - \tau_{-1}}{\tau_{-1}} \right) \tau_{\min}}{\tau_{\max}} \quad (1-6)$$

式中 σ_0, τ_0 ——材料在脉动循环下的疲劳极限;

σ_{-1}, τ_{-1} ——材料在对称循环下的疲劳极限。

(3) 体积强度计算中的许用应力和许用安全系数

许用应力或许用安全系数的选取是一个比较复杂,同时也是很重要的问题。安全系数过大,将造成材料的浪费和结构过于笨重;安全系数过小,使零件强度不足而失效。因此,在保证强度足够的前提下,应尽可能增大许用应力和减小安全系数。

目前选取的方法主要有两种:查表法和部分系数法。

在许用应力和许用安全系数表中(参看第三章表 3-5 和第三章第四节),给出了用一定材料制造、在一定条件下工作的零件的许用应力和许用安全系数值。这些表格具有查找简单,数据较可靠等优点,但是每一种表格只能用于较小的范围。对于不同零件或同种零件而工作性质不同时,则不能采用。

采用部分系数法确定许用安全系数时,可把其看成是几个系数的乘积,即

$$[S] = S_1 S_2 S_3 \quad (1-7)$$

式中 S_1 ——考虑材料可靠性的系数;

S_2 ——考虑零件重要程度的系数;

S_3 ——考虑计算准确性的系数。

用查表法选取零件的许用应力和许用安全系数，目前得到了广泛的使用。用部分系数法确定许用安全系数的方法，也得到了许多设计部门的重视。

4. 表面强度计算

表面强度分表面接触强度和表面抗磨损强度。

(1) 表面接触强度及其计算

当零件的工作载荷通过有限的接触面积传递时，两个零件在接触区将产生局部应力。这种应力称为接触应力。

所谓有限接触面积，是指零件在加载前为点接触或线接触，在加载后扩展成为微小的接触面积。如图 1-3a 所示，原为点接触的两球，加载后接触点扩展成直径为 $2a$ 的小圆面积；图 1-3b 所示，原为线接触的两圆柱体，在加载后，接触区域扩展为 $2a \cdot b$ 的小矩形面积。

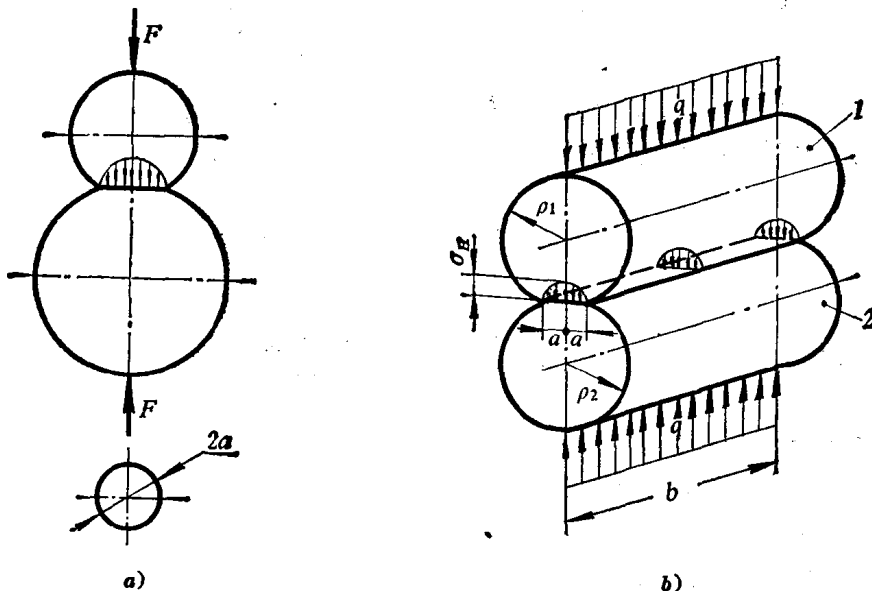


图 1-3 有限接触面积和接触应力

根据赫兹公式，两个圆柱体相压时，其最大接触应力可按下式计算，即

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}} \quad (1-8)$$

式中 σ_H ——最大接触应力(兆帕)；

q ——接触线单位长度上的载荷，简称单位载荷(牛/毫米)；

E ——两圆柱体的综合弹性模量。其值为 $\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ (兆帕)；

ρ ——两圆柱体在接触处的综合曲率半径。其值为 $\frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ (毫米)，其中正号用于外接触，负号用于内接触；

μ ——材料的泊松比。

当采用钢作为制造两圆柱体的材料时， $\mu=0.3$ ，因此

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}} \quad (1-9)$$

相互滚压的零件(如齿轮、滚动轴承等)的接触表面上的接触应力属于交变应力。此时,零件的失效形式,可能是由于接触应力过大,经一次加载,即在零件表层出现塑性变形或压碎,也可能是经过多次的应力循环而出现的疲劳损坏。

在交变接触应力下,金属疲劳损坏时,在接触表面层上出现很多小的坑斑,这种失效形式叫做疲坑,或称疲劳点蚀。形成疲坑的条件是两个接触表面之间存在润滑油。当没有润滑油时,磨损的速度远远超过疲劳裂纹扩展的速度,使之来不及扩展成疲坑,因此表层的损坏形式是磨损,而不是疲坑。

影响零件表面接触强度的因素很多。其中主要有润滑油的粘度、工作表面的加工精度、光洁度以及表面硬度等。

疲劳裂纹的发展与油的楔裂作用有很大关系。油的粘度越高,则愈不易渗入裂纹内,从而减弱了油的楔裂作用。此外,油膜有扩大承压面积,减小接触应力的作用。因此,提高油的粘度,可以提高零件的表面接触强度。

表面的加工精度和光洁度越差,接触区内的载荷集中现象越严重,在载荷集中的地方愈易出现疲坑。

零件表面硬度越高,则接触强度越高,越不易出现疲坑。但当表面的加工精度和光洁度较差时,一旦在载荷集中的地方出现疲坑后,坑缘的脆裂会使小坑逐渐扩大,并引起接触面积的减小,致使小坑的数量增多。这种性质的疲坑称为扩展性疲坑。

对于表面硬度较低的零件,虽然在载荷集中的地方容易出现疲坑,但当载荷不大时,由于材料的塑性,会辗平一些疲坑,使疲坑中止发展,在零件跑合过程中,可使已经形成的坑斑完全消失。这种性质的疲坑称为局限性疲坑。当然,如果载荷过大,表面硬度较低的零件,也会出现扩展性疲坑。

为了防止扩展性疲坑的出现,一方面要使接触应力不超过许用接触应力,即

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

另一方面要选取适当的表面加工精度和光洁度,硬度愈高,加工精度和光洁度也应愈高。

(2) 表面抗磨损强度及其计算

零件的表面形状和尺寸在摩擦条件下逐渐改变的过程,称为磨损。引起磨损的原因,一种是由于硬质微粒落入两接触表面间而引起的;另一种是两接触表面,在相对运动中相互刮削作用而引起的。

从零件开始工作到磨损量超过允许值而失效的整个工作期间,可以分为三个阶段(图 1-4a)。第一阶段称为跑合阶段,在这个阶段里,机械加工后在零件表面上遗留下的大锯齿体(图 1-4b),有的被刮削掉,有的发生塑性变形,填充了锯齿体的波谷底,因而增大了实际接触的平滑表面,直到平滑表面的宽度超过了残余波谷底的宽度时(图 1-4c),跑合结束。第二阶段称为稳定磨损阶段,在该阶段中磨损速度较稳定,零件进入正常工作阶段。第三阶段称为崩溃磨损阶段,

在这个阶段里,通常由于零件在磨损后,两接触表面间的间隙增加到不允许的数值,使零件在工作中出现冲击,结果使零件的接触表面出现冷作脆化而剥落,加剧了磨损,以致零件很快失效。

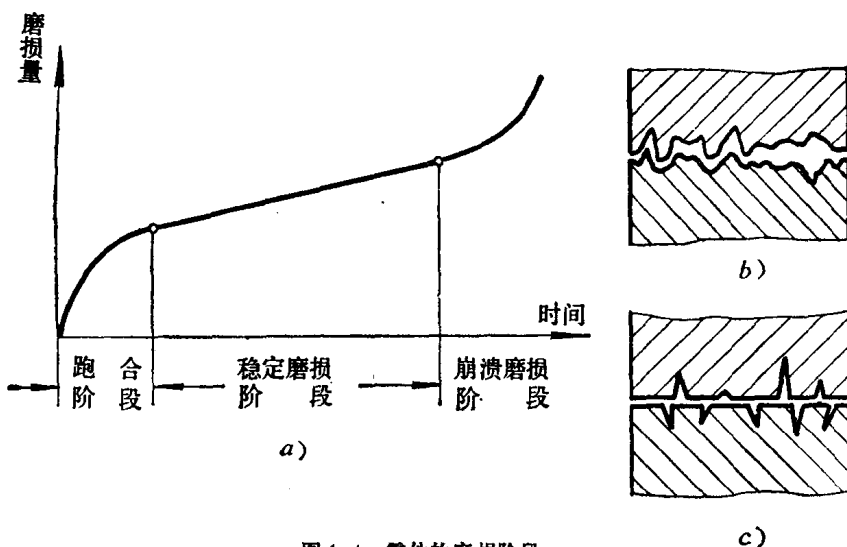


图 1-4 零件的磨损阶段

降低磨损的基本方法是使接触表面(或称摩擦表面)得到充分的润滑。如润滑剂使两摩擦表面完全脱离接触,则磨损基本上可以消除。

在磨损过程中产生的大量微小金属粉末,起着磨料的作用。因此,定期清洗,更换润滑油,可以延长零件的寿命。

选用适当的密封装置也是防止磨损的有效措施。

对于一对相互摩擦的零件,为了避免其中比较贵重的零件过早磨损,常把另一零件的摩擦表面选用减摩材料制造。常用的减摩材料有:巴氏合金、青铜、某些牌号的铸铁和塑料等。

用热处理或化学热处理提高表面的硬度和采用电镀、熔镀等方法,也可以提高接触表面的耐磨性。

总之,采用结构上的措施(如建立和保证充分的润滑条件、正确选取材料和选用密封装置)、工艺上的措施(如提高表面的光洁度、硬度等)以及维护保养方面的措施,都可以减小零件的磨损。

由于影响磨损的因素很多,如载荷的大小和性质、滑动速度、润滑和冷却条件等,所以很难建立起有充分理论基础的抗磨损强度计算方法。因此,通常根据压强 p (单位接触面积上的压力) 和与摩擦功成比例的 pv 值,近似地判断零件的抗磨损强度。即令 p 和 pv 的计算值满足下列条件:

$$\left. \begin{aligned} p &\leq [p] \\ pv &\leq [pv] \end{aligned} \right\} \quad (1-10)$$

式中 v ——两接触表面的相对滑动速度。

(二) 刚度

零件在产生单位变形量时,所需施加的载荷,称为刚度。

零件的刚度,按其承受载荷的性质,可分为

- 1) 静刚度:按照静载荷与变形的关系所确定的刚度。
- 2) 动刚度:按照交变载荷与变形的关系所确定的刚度。

用金属材料制造的零件,其静刚度与动刚度的数值,基本上是相同的;用某些非金属材料制造的零件,例如橡胶零件,在静载荷 F_1 作用下的变形 λ ,将大于在交变载荷(其载荷的最大值为 F_1)作用下的变形(如图 1-5 所示),因此其静刚度和动刚度是不相同的。

对于某些零件,要求有足够大的刚度,即在载荷作用下,零件的变形应尽可能小。这类零件刚度不足时,将使互相联系的一些零件不能很好地协同工作,降低了零件的工作精度。例如在齿轮传动中,如果轴的刚度不足,将会破坏齿轮的正确啮合,引起齿轮的传动误差。

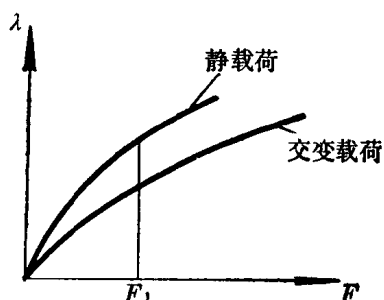


图 1-5 橡胶零件的载荷-变形曲线

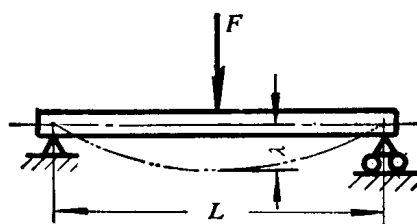


图 1-6 轴的刚度计算简图

对于另外一些零件,则要求有一定的刚度,即在载荷作用下,零件应产生给定的变形。例如弹性元件、减震器等。因此,对于这些零件必须进行刚度计算。

必须指出,当零件按刚度要求进行设计时,由材料力学可知,零件刚度的大小与材料的强度无关,而与材料的弹性模量、零件的截面形状和几何尺寸有关。如图 1-6 所示,轴的刚度为

$$F' = \frac{F}{\lambda} = \frac{48EI_a}{L^3} \quad (1-11)$$

式中 I_a ——截面的轴惯性矩;

E ——材料的弹性模量。

由于碳素钢和高强度的合金钢,两者的弹性模量相差甚小。所以,如对零件仅有刚度要求时,则不应选取价格昂贵的合金钢而用碳素钢即可。

部件刚度的精确计算是相当困难的。例如,在计算轴系的刚度时,其刚度受轴承、机架等刚度的影响,很难精确计算。因此,目前部件的刚度计算只是估算,即把计算求得的变形值与许用值加以比较。变形的许用值是根据试验或从实践中整理出来的统计资料而确定的。

(三) 振动稳定性

由材料力学可知,在交变载荷作用下,零件将产生机械振动,如果零件的固有频率与载荷的频率相同时,就会产生共振。一般情况下,零件在共振时,将丧失工作能力而失效。

由于任何零件,从本质上看都是弹性体,它们具有一定的刚度,同时又有一定的质量。因此,任何零件都有一定的固有频率。例如螺旋弹簧的固有频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{F'}{m}} \quad (1-12)$$

式中 F' ——螺旋弹簧的刚度;
 m ——螺旋弹簧的质量。

一般的零件由于刚度较大,其固有频率很高,产生共振的可能性是很小的。弹性元件和弹性元件与其他零件组成的系统,固有频率较低,因而常常容易与载荷的频率相同而产生共振。

防止共振的最根本的方法是消除引起共振的载荷。但是利用这个原理防止出现共振的可能性往往是有限的,通常是用改变零件固有频率的方法来解决,当此种方法不能获得满意的结果时,可将零件安放在由减震器组成的隔振系统上。

三、零件的误差估算和精度

误差的概念可以用于不同的对象和不同的场合,可将其概括地理解为实际值和理想值(又称真值)之间的差异。

精度的高低可以用误差的大小来度量,误差越小,则精度越高。

零件的误差,按其使用场合的不同可分为:

- 1) 加工误差: 加工时零件的实际尺寸(包括几何形状)与理想值之间的差异;
- 2) 特性误差: 零件的实际特性和给定特性之间的差异。

零件特性的误差常采用全微分法进行计算。当零件特性的解析式已知时,就可用此法计算其特性误差。如一端固定、另一端承受载荷 F 的片簧,在小变形的条件下,根据材料力学,其弹性特性为

$$\lambda = \frac{4FL^3}{Ebh^3} = f(L, b, h, E) \quad (1-13)$$

式中 λ ——在载荷 F 作用下,片簧末端的挠度;
 L ——片簧的长度;
 b ——片簧的宽度;
 h ——片簧的厚度;
 E ——片簧材料的弹性模量。

式(1-13)的全微分为

$$d\lambda = \frac{\partial f}{\partial L} dL + \frac{\partial f}{\partial b} db + \frac{\partial f}{\partial h} dh + \frac{\partial f}{\partial E} dE$$

将上式写成增量形式,并略去高阶无穷小,则上式可写成

$$\Delta\lambda = \frac{\partial f}{\partial L} \Delta L + \frac{\partial f}{\partial b} \Delta b + \frac{\partial f}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial f}{\partial E} \Delta E \quad (1-14)$$

片簧在制成后,其长度、宽度、厚度和弹性模量产生的误差 ΔL 、 Δb 、 Δh 和 ΔE (统称为原始误差)为已知时,则片簧的特性误差可利用式(1-14)计算。但是,如原始误差是随机变量时,则应采