

高等学校教学参考书

机械零件强度计算的 理论和方法

王步瀛 编

高等教育出版社

高等学校教学参考书

机械零件强度计算的 理论和方法

王步瀛 编

高等教育出版社

内 容 简 介

本书深入地介绍了机械零件强度计算的有关理论和
方法。内容较丰富，便于自学。

全书共十一章，主要内容包括：强度计算中的载荷，
力学的强度理论，静载荷时超过弹性变形的强度计算，
紧配合联接零件的强度，应力集中，机械零件的接触强
度，机械零件的疲劳强度，低周疲劳，机械零件的高温
强度，强度计算中断裂力学方法的应用简介。

本书可用作高等工业学校机械类和近机类各专业学
生的选修课教材，也可供教师和有关工程技术人员参考。

本书经高等学校工科机械基础教材编审委员会机械
零件教材编审小组委托浙江大学金永昕同志审阅。

高等学校教学参考书

机械零件强度计算的 理论和方法

王步瀛 编

高等教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

国防工业出版社印刷厂印装

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ 印张14.25 字数344,000

1986年9月第1版 1986年9月第1次印刷

印数 00,001—57,000

书号 15010·0760 定价 2.90 元

前 言

机械零件的强度计算这门学科,从它的发展起直到今天为止,基本上还是一门以试验为基础的学科。对于非常重要的机械零件,除了必要的设计计算外,还必须作零件实物或模型的强度试验,以保证高效能及可靠的设计结果。即使对于一般重要的零件,在设计计算过程中,除了对有关载荷、应力分布、材料特性等基本数据进行理论计算外,最好也能附以必要的试验验证。至于材料特性的变化规律,几乎无例外地是试验规律的总结,都是根据大量试验数据拟合而得的经验关系式。因此,作为全面的强度研究的专著,都附有大量的试验研究的内容,例如对试验机及试件的描述,试验条件及试验方法的讨论,试验数据处理分析方法的介绍等。可是,考虑到本书主要用作大学生选修课的教材,因此编者认为主要的目的似乎不在于获得有关试验方面的知识,而在于理解和运用现已获得的研究成果,并把它用于机械零件的强度计算中去。更具体地讲,大学生通过对本书的学习,要进一步对在机械零件课程中所学过的有关强度计算的内容加以系统化、深化和扩充,从强度的各个范畴的规律上认识强度计算的理论和方法。

本书各章是相互独立的。在使用时可根据学时的多少及专业的要求酌情删减,也可以根据不同的教学目的而前后变动。这样的安排相信会有利于教学。

本书第一章讨论了强度计算中的一些基本概念。这些内容在有的机械零件教材中已有较为详尽的论述,但也有一些讲得很少。为了使本书有一完整的体系,所以简要地编入这一部分内容。第二章针对强度计算中决定作用于零件上的载荷时经常遇到的载荷系数问题作了一些理论上的探讨,以便增强选择载荷系数具体数

值时灵活处理的能力。此外，还介绍了一些常用的经验数据作为参考。第三章中有关力学强度理论的内容，比材料力学课程所讨论的有一些深化，在应力分析方法上作了一些补充。第四章讨论了零件中的应力超过弹性极限时的强度计算方法。有时按极限载荷来确定零件的承载能力比按许用应力法要提高很多，这样就可以发挥某些零件强度的潜在能力。第五章讨论紧配合联接零件的强度计算。这是因为目前很多机械零件的教材对紧配合轴毂联接这一部分，或者完全删除，或者只作极简单的讨论，难于满足强度计算的要求，因此本书编写了这一章。第六章所讨论的应力集中问题，是机械零件强度计算中经常遇到的共性问题之一。集中到一章来讨论，可能比分散到各章中去更为有益。第七章讨论接触强度问题。事实上只讨论了弹性范围内的弹性接触强度。在各种机械零件中，按照接触强度计算的零件是很多的。可是都是现成地引用接触应力的公式。本章提供了推导这些公式的基本假设及其推导过程。第八章讨论了高周疲劳问题。它是本书中篇幅最大的一章。因为绝大多数机械零件的疲劳破坏是其最主要的破坏方式，所以应当讨论的问题也就特别多。第九章讨论的低周疲劳是那些承受大的变应力而工作循环次数较少的零件的强度计算的基础。第十章介绍高温强度。它主要用于在工作中承受高温作用的零件的强度计算。第十一章简单地介绍断裂力学在静强度和变应力强度计算中的应用，以便使那些未经系统学习断裂力学的学生能从强度计算的角度掌握有关断裂力学的一些基本知识。

也还可以收入另外一些章节，例如稳定性问题，零件破坏机理问题，非金属零件的强度计算等。由于本书的基本目的以及篇幅所限，所以没有列入这些内容。如果有必要，俟以后有机会时加入。

本书主要用作大学生选修课的教材，也可供教师和其他从事强度设计的人员参考。

本书承浙江大学全永昕教授认真细致审阅，对提高本书质量

提出了很多宝贵的意见。东北工学院徐灏教授也对本书提出了一些宝贵的改进意见。作者在此一并表示衷心的感谢。

编写本书时，编者深感自己的能力有限，因此，书中的缺点或错误难以避免。编者热忱地希望读者提出批评及改进的意见，在此预先致谢。

编 者

一九八五年七月

目 录

第一章 绪论	1
1.1 概述	1
1.2 强度方程	3
1.3 机械零件的极限应力 σ_{lim}	5
1.4 强度方程式中应力的决定方法	7
第二章 强度计算中的载荷	9
2.1 载荷的类别	9
2.2 冲击载荷的估算方法	13
2.3 载荷系数	27
第三章 力学的强度理论	30
3.1 概述	30
3.2 应力状态	30
3.3 应变状态	42
3.4 弹性的应力应变关系	46
3.5 应变能	52
3.6 力学的强度理论	54
3.7 强度理论在设计中的应用	67
第四章 静载荷时超过弹性变形的强度计算	68
4.1 塑性材料的拉伸变形图	69
4.2 静不定杆件结构的极限载荷	74
4.3 弹塑性变形时直杆纯弯曲（截面有两个对称轴）的极限 载荷	85
4.4 截面具有一个对称轴的直杆的极限载荷	94
4.5 螺旋弹簧绕制工艺的计算	96
4.6 梁的弹塑性横向弯曲的极限载荷	98
4.7 圆截面杆件弹塑性扭转时的极限扭矩	102

4.8	强压(拉)处理的密封圈压(拉)螺旋弹簧的设计	109
第五章	紧配合联接零件的强度	115
5.1	厚壁圆筒应力应变的一般方程	115
5.2	受内、外压力时的厚壁圆筒的应力和位移	118
5.3	厚壁圆筒的屈服载荷	121
5.4	超过弹性变形时厚壁筒的应力和位移	122
5.5	等长度零件过盈配合时的强度计算	130
5.6	不等长度的紧配合联接强度计算	139
第六章	应力集中	142
6.1	概述	142
6.2	理论应力集中系数 α_0	144
6.3	多重应力集中效应	168
6.4	有效应力集中系数 k_σ 及 k_τ	172
6.5	材料的敏性系数 q	174
6.6	非弹性应变时的有效应力集中系数 k_p 及应变集中系数 k_ϵ	178
6.7	变应力的相似方程及有效应力集中系数	181
6.8	本章内容的应用	189
第七章	机械零件的接触强度	191
7.1	半无限空间物体受集中力时的应力与变形	191
7.2	接触曲面在接触点邻域的几何性质	199
7.3	椭圆积分	204
7.4	半无限物体受分布力时的轴向位移 w	208
7.5	任意曲面体受力接触时接触区的形状及尺寸、物体趋近 量及最大单位压力的确定	214
7.6	初始线接触时材料内部的应力状态	225
7.7	应力为静态或缓慢变化时的许用接触应力	234
第八章	机械零件的疲劳强度	237
8.1	变应力的类型	237
8.2	材料的疲劳特性	242
8.3	影响材料疲劳特性的因素	253
8.4	机械零件的疲劳特性	273

8.5	平面应力时的极限应力曲线	275
8.6	稳定变应力时的强度计算	279
8.7	规则的不稳定变应力时的强度计算	281
8.8	随机变应力的强度计算	300
8.9	疲劳强度的统计理论	311
8.10	接触疲劳	330
第九章	低周疲劳	335
9.1	概述	335
9.2	循环加载时材料的应力应变关系	336
9.3	低周疲劳时的应变-寿命曲线	342
9.4	平均应变的影响	347
9.5	低周疲劳时的应力集中 Neuber 理论和损伤累积规律	348
第十章	机械零件的高温强度	354
10.1	概述	354
10.2	高温时材料常规强度值的变化	355
10.3	材料的蠕变	358
10.4	不均匀应力条件下的蠕变计算	372
10.5	高温持久强度	380
10.6	应力松弛	382
10.7	高温疲劳	385
第十一章	强度计算中断裂力学方法的应用简介	392
11.1	基本概念	393
11.2	常用的应力强度因子	398
11.3	静载荷下断裂力学在设计中的应用	405
11.4	断裂力学在疲劳寿命计算中的应用	412
11.5	破损安全或损伤容限的设计思想	419
附录	425
参考书目	444

第一章 绪 论

1.1 概 述

机械零件的设计是一个十分古老的问题。广义地讲，人类自从创造比较复杂的工具时代起，就已经不自觉地着手解决零件的设计问题了。不过，在那个时候，人们只能根据自身的直接经验，得出一些基本零件的经验尺寸，然后世代相传，逐步地根据经验加以修改。在这个经验积累的过程中，人们也就逐渐地认识了材料的力学性质，总结出了分析零件的受力和内力分布的工程力学知识。只是在这个时候，人们才进入了自觉地设计零件的新阶段。关于这个发展过程，文献〔1〕对此有精彩的描述。可惜在该文献中没有收入我国历史上对机械设计科学的早期的贡献。读者可以从我国早期的一些著作中，例如《考工记》、《营造法式》、《天工开物》等中找到极为丰富的例证。我国现代机械学家刘仙洲教授著的《中国机械工程发展史》中系统地讨论了这个问题。

据此，机械零件强度设计的实践经历了上千年的发展，作为理论体系，也有约500年左右的历史，并且密切地和力学、工程材料学、制造工艺学等学科的发展相关联。人们已经形成了关于强度这一术语的基本概念。所谓零件的强度，广义地讲，就是指零件抵抗各种机械性破坏的能力。

对机械零件起破坏作用的外在因素，最早被认识的是外载荷。后来，人们提出了内力和内力的集度——应力的概念。显然，应力的概念比外载荷是前进了一步。直到今天人们还是把应力作为引起材料发生破坏的因素。只是在应力分布不均匀的构件内考虑超过弹性极限的破坏的问题时才又提出以极限载荷作为强度计算

的准则。此外，对某些零件，例如柱、壳体等构件把丧失稳定性作为破坏形式时，用失稳极限载荷作为强度计算的准则。

材料抵抗破坏的能力取决于材料本身的力学性质。早先，从强度观点来说，人们只知道静破坏这样一种现象。与此相应发展了静载荷作用下的弹塑性应力分析和材料的强度极限和屈服极限的研究工作，得出了弹性力学、塑性力学、材料力学等一系列学科的理论知识。

上世纪40年代，人们从火车轮轴大量疲劳断裂的事实中知悉了在变应力作用下的疲劳破坏现象。50~60年代August Wöhler的试验研究，开创了疲劳强度研究的新纪元。现在，机械零件的强度计算绝大多数是根据材料疲劳强度理论来进行的。本书将以较多的篇幅讨论零件的疲劳强度计算方法。

在本世纪20年代，动力机械开始应用高压高温蒸汽，使得早在1831年就已为人们知道的材料蠕变现象成为这些机械的零件的主要破坏形式。从此，蠕变以及蠕变与疲劳的相互作用就成了强度问题的一个重要研究领域。

随着对疲劳和蠕变现象研究的进展，人们发现零件抵抗破坏的能力和寿命有关。因此，强度问题就不可避免地直接和寿命概念相联系。我们要讲零件的强度，就要明确是多长寿命时的强度。强度计算方法中就包含了寿命计算方法。一般认为寿命计算和以应力作基础的强度计算是互为补充的。在本书中有关疲劳和蠕变强度的章节中将要涉及到寿命计算的内容。

在工程实践中寿命是一个离散性很大的现象。此外，表征材料强度的那些由试验而决定的参数，例如强度极限、疲劳极限等，也无不带有离散的性质。为了在强度和寿命计算中反映出这一特性，引入了强度和寿命的可靠性概念。在本书中由于范围的关系，将不讨论可靠性问题。虽然如此，我们如果把有关参数以一定可靠度时的数据代入，也可近似地反映出强度及寿命计算的可靠性。

人们早就认识到，构件截面上应力的分布在很多情形下是不均匀的。在静强度计算中，这种不均匀性在很多情形下并无重大的影响。随着疲劳强度研究的发展，人们发现应力分布不均匀的现象对疲劳破坏有极为重要的作用。因此，在应力分析的领域内发展起了研究局部应力的分支。局部应力的研究在接触应力和零件几何形状不连续处的应力集中现象两个方向上发展。本书以两章篇幅分别讨论接触应力和应力集中的问题。

本世纪40年代以来关于构件脆性断裂的研究导致断裂力学这门新学科的建立。断裂力学在零件的脆性断裂和疲劳裂纹扩展寿命方面有着广泛的应用。本书对此也予以介绍。

1.2 强度方程

设计机械零件时所用到的强度方程最基本并且应用最广泛的是以应力表示的方程。它是：

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (1.1)$$

式中 σ ——零件危险点处的应力；

$[\sigma]$ ——零件的许用应力。

最一般的形式包含了最基本的强度概念。公式(1.1)就是表达了“引起零件破坏的因素必须小于或等于零件抵抗破坏的能力”这样一个基本思想。

如果用寿命的形式来表达强度关系，它表示为：

$$t_w \leq [t_p] \quad (1.2)$$

式中 t_w ——零件的工作寿命。广义地讲，它的计量单位可以是时间，也可以是应力循环次数，机器工作的程序块的重复次数，或者是行驶里程等；

$[t_p]$ ——零件的许用寿命或极限寿命。

对方程(1.1)作进一步的分析。一般地讲，零件危险点处的应力 σ 为：

$$\sigma = f(P, L_1, L_2, \dots, L_n, E, \mu) \quad (1.3)$$

即应力是作用载荷 P 、零件的特征尺寸 L_1, L_2, \dots, L_n 、材料的弹性模量 E 和泊松比 μ 的函数。

零件的许用应力为：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{n_d} \quad (1.4)$$

式中 σ_{lim} ——材料的极限应力；

n_d ——设计时给定的安全系数。

为了进行分析，我们用形式上最简单的拉伸杆的计算公式为例。这样作并不改变问题的实质，反而使讨论的概念更为清晰。在此情形下公式 (1.1) 变为：

$$\frac{P}{F} \leq \frac{\sigma_{lim}}{n_d} \quad (1.5)$$

公式 (1.5) 叫做应力强度方程。它牵涉到四个变量，即作用载荷 P 、杆件截面面积 F 、材料的极限应力 σ_{lim} 和设计安全系数 n_d 。所谓进行强度计算，就是解方程 (1.5)。在已知任意三个变量的条件下就可以求得第四个变量。根据所求变量的不同，形成了不同的强度计算方法，这就是：

1) 设计计算

$$F \geq \frac{P n_d}{\sigma_{lim}} \quad (1.6)$$

2) 校核计算

$$P \leq \frac{\sigma_{lim} F}{n_d} \quad (1.7)$$

$$n_d \leq \frac{\sigma_{lim} F}{P} \quad (1.8)$$

$$\sigma_{lim} \geq \frac{P n_d}{F} \quad (1.9)$$

具体零件的设计计算中求几何尺寸 F 的步骤和方法，要根据零件的类别、工作条件及环境因素等作具体的分析。对这些问题的论述，如属于通用零件的设计，可参考《机械零件》教程；如属于专用零件，可参考有关的专业机械的设计书籍。本书不再讨

论这些问题。

载荷 P 的确定，一般地是按力学原理对机器作静力和动力分析，以求出作用于零件上的载荷。此外，也可以用试验实测的方法，对同类机器进行实际的测量以求得作用于零件上的载荷。但是在一般的设计工作中，常常采用静力分析得出的名义载荷作为依据而对其加以修正。关于这个问题，在第二章中另加讨论。

设计安全系数 n_d ，从来就是一个根据经验而积累起来的经验系数。最近二、三十年间发展起来的机械可靠性理论，给安全系数提供了科学分析的理论依据。虽然如此，对它的取值大小，仍然离不开设计及使用机器的经验。文献〔2〕中收集了比较多的有关安全系数荐用值的资料数据，可供设计时参考。

本书重点讨论应力及极限应力的有关问题。

1.3 机械零件的极限应力 σ_{lim}

机械零件的极限应力 σ_{lim} 的选用，经历了一个长时期的发展过程。在设计的前期发展阶段，由于机器的速度低，受力小，工作环境也不复杂，所以人们只把注意力放在不使零件断裂或不发生永久变形上。此时，作为零件的极限应力是零件材料的强度极限 σ_B 及屈服极限 σ_s ，即：

$$\sigma_{lim} = \sigma_B \quad \text{对脆性材料} \quad (1.10)$$

$$\sigma_{lim} = \sigma_s \quad \text{对塑性材料} \quad (1.11)$$

这样选用极限应力，在今天还在各个行业中广泛地使用着。这一方面是因为测定材料的强度极限及屈服极限比较容易，另一方面也是由于根据强度极限及屈服极限而拟定出的强度计算方法已积累了丰富的经验和大量的资料数据，已为广大的工程界所熟知和接受。

大家知道，某一个材料，如果具有屈服极限的话，其值在通常情形下总是小于强度极限的。因此，极限应力使用了材料的不同的机械性能值，就应当使用不同的安全系数。这就是说，许用

应力的公式应当为：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B} \quad (1.12)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (1.13)$$

式中 n_B 及 n_s 分别为强度极限的安全系数及屈服极限的安全系数。在使用文献中所列的安全系数的具体数值时，首先要弄清它是与哪一个机械性能值相配套使用的。

前已述及，在上世纪40年代才开始了关于疲劳强度领域的研究工作。此后，定义了材料机械性能的一个重要指标——疲劳极限 σ_r 。它是在一定的变应力作用下在一定的作用循环次数时不引起疲劳破坏的最大变应力值。有了这样的性能指标，材料的极限应力应当为：

$$\sigma_{lim} = \sigma_r \quad (1.14)$$

相应地，许用应力则为：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r}{n_r} \quad (1.15)$$

式中 n_r ——疲劳极限的安全系数。

关于疲劳强度的问题，将在第八章中重点讨论。

本世纪60年代以来，针对一些在循环次数较少、但变形一般地超过了弹性范围的所谓应变疲劳或低周疲劳形式下发生的破坏现象，开展了低周疲劳的研究工作。虽然它也是一种疲劳现象，但是，由于它的应变较大，所以和传统的低应力疲劳（或高周疲劳）有一些不同的特点和规律。在此情形下引出了低周疲劳时的极限应力。它实际上是对应于低周疲劳应变循环的应力值，或称作低周疲劳极限 σ_{er} 。此时极限应力定义为：

$$\sigma_{lim} = \sigma_{er} \quad (1.16)$$

相应地有

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{er}}{n_{er}} \quad (1.17)$$

式中 n_{σ} ——低周疲劳的安全系数。

第九章中对此加以介绍。

材料在高温时的性能的研究工作随着热力机械的发展而发展。对于在高温下工作的零件，人们规定了蠕变极限 $\sigma_{\xi/t}^T$ 及高温持久强度 σ_t^T 两个机械性能指标。于是，在此条件下的极限应力为：

$$\sigma_{lim} = \sigma_{\xi/t}^T \quad (1.18)$$

$$\sigma_{lim} = \sigma_t^T \quad (1.19)$$

相应地有

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\xi/t}^T}{n_{\xi/t}^T} \quad (1.20)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_t^T}{n_t^T} \quad (1.21)$$

式中 $n_{\xi/t}^T$ 及 n_t^T 分别为蠕变极限及高温持久强度的安全系数。

关于蠕变极限及高温持久强度的问题在第十章中予以介绍。

本世纪40年代以来发展起来的断裂力学，对材料脆性断裂的研究引入了应力强度因子、裂纹失稳扩展的临界应力以及临界裂纹长度等新的概念。为了不使发生裂纹失稳扩展而规定的临界应力 σ_c 成为强度计算中一个新的机械性能指标。因此，又提出了材料的极限应力及许用应力为：

$$\sigma_{lim} = \sigma_c \quad (1.22)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_c}{n_c} \quad (1.23)$$

式中 n_c ——临界应力的安全系数。

第十一章中简要地介绍裂纹失稳扩展临界应力 σ_c 及其他有关问题。

1.4 强度方程式中应力的决定方法

零件危险截面上的应力是强度方程中的一个主要变量。材料

力学、弹性力学及塑性力学等学科都是在致力于解决这一问题而发展起来的学科。

机械零件的形体是三维形体，即要描述一个零件的几何尺寸，就得有长度、宽度以及高度方面的尺寸。凡是可归纳为杆件形式的零件，即三维尺寸中有两个尺寸和第三个尺寸相比要小得很多的情况下，可以用材料力学中的理论来求得零件危险截面上的应力。

对于象板、壳体、块状零件，一般要借助弹性力学中的理论来找出零件各点处的应力。当用位移和变形作为变量求解时，在求得弹性体各点处不同方向上的位移和应变值以后，可以利用虎克定律找出相应的应力值。

作为理论分析方法，材料力学及古典的弹性力学能够解决的问题是有限的。对于几何形状比较复杂的零件，用材料力学和弹性力学的方法，或者只能在作出很多简化假设之后找出应力的近似值，或者根本无法求解而得不到应力的数值。本世纪50年代以来，出现了弹性力学的有限单元法，在解决复杂形体零件的应力分析中发挥了巨大的作用。使得应力分析的能力大大地扩展了，也使计算的准确性有所提高。

用实验应力分析的方法，借助于电阻应变仪、光弹性法以及全息影象等试验手段以求得零件中应力分布的状况和最大应力发生的位置及其大小，是迄今为止最准确的求零件中的应力的方法。但是这样作费用太大，所以只用于最重要的零件。

作为零件的强度计算，广泛应用的还是材料力学和弹性力学的理论分析方法。即首先要求出零件中最大应力的表达式，然后再代入强度方法式中求解。本书就是用这种方法来解某些初等机械设计中未曾涉及到的应力分析问题。