

天津大学机械零件教研室

机械零件

天津科学技术出版社

机 械 零 件

天 津 大 学 编
机 械 零 件 教 研 室

天津科学技术出版社

内 容 提 要

本书是按照高等工业学校机械类专业《机械零件教学大纲草案》(120~130学时)的要求,结合天津大学机械零件教研室的教学经验编写的。第一至四章阐述机械零件设计的准则、强度理论、磨损与润滑、材料与结构工艺性等基本概念和理论;第五至十八章分别介绍各种联接、弹簧和带、链、齿轮、蜗杆传动以及轴、轴承等的设计计算方法。各章内容均在讲授提纲的基础上作了适当引伸和探讨,并对部分传统内容进行了相应的更新。

本书可作为高等工业学校机械类专业的教材,也可供其他专业师生和广大工程技术人员参考。

机 械 零 件

天 津 大 学
机械零件教研室 编

天津科学技术出版社出版
天津市赤峰道124号

天津新华印刷一厂印刷
天津市新华书店发行

开本 787×1092毫米 1/16 印张 24.25 字数 593,000

一九八三年九月第一版

一九八三年九月第一次印刷

印数: 1—15,200

书号: 15212·101 定价: 3.25元

序 言

本书是按照高等工业学校四年制机械类专业试用的《机械零件教学大纲草案》(120~130学时)的要求编写的。内容主要是根据本校近年来的教学实践经验,本着少而精的原则,从方便教与学的角度精选、编排的。各主要章节均在讲授提纲的基础上作了适当的引伸和探讨,并对部分传统内容进行了相应的更新。全书着重阐述了机械零件设计的基本理论、基本概念和基本方法,同时还反映了一些有关的现代科学技术成就。

书中的插图,特别是结构示意图,力求直观、醒目和对比清晰。

考虑到机械类各个专业对本课程内容在深度和广度上的要求不同,实际教学时数也不一致,因此把各专业必修章节以外的内容用小号字排印,讲授时可根据需要酌情取舍。

本书全部采用了国际单位制(SI),并尽可能地采用国家标准(GB1434-78)规定的物理量符号。

各章附有必要的例题。与本书内容配合的思考题、习题和题解以及课堂讨论等资料均另行编印。

编写本书的分工情况是:绪论——张桂芳;第一、二章——郭芝俊;第三章——李文录;第四、十八章——唐蓉城;第五章——彭商贤、周武声(螺旋传动);第六、七章——李楚云;第八、十、十四章——许汉斌、郑启鸿(粘接和链传动);第九章——周武声;第十一章——左宝山;第十二章——汤绍模、黄时聪(直齿圆锥齿轮传动、曲齿圆锥齿轮传动简介、圆弧齿轮传动简介);第十三章和传动总论——周开勤;第十五章——杜松年;第十六章——卜炎;第十七章——杨景蕙。插图分别由各编写者绘制。

全书由张桂芳、汤绍模、彭商贤校阅。张桂芳、汤绍模通读全稿。

在编写过程中,曾得到邱宣怀教授的支持和关心,并对本书作了最后的审阅,在此谨致谢忱。

由于水平有限,漏误之处在所难免,殷切希望广大读者批评指正。

编 者

1982年3月

17AG2100/06

目 录

绪论	(1)
第一章 机械零件的设计准则	(3)
§ 1 机械零件的失效和工作能力	(3)
§ 2 机械零件的可靠性	(12)
§ 3 机械零件的标准化	(14)
§ 4 机械零件的经济性	(14)
§ 5 机械零件的设计步骤	(15)
第二章 机械零件的疲劳强度计算	(17)
§ 1 应力疲劳曲线和极限应力图	(17)
§ 2 影响疲劳强度的因素	(18)
§ 3 稳定变应力下零件的强度计算	(21)
§ 4 非稳定变应力下零件的强度计算	(25)
§ 5 低周循环疲劳计算	(29)
§ 6 疲劳裂纹寿命计算	(29)
第三章 摩擦、磨损与润滑	(31)
§ 1 金属的表面及边界膜	(31)
§ 2 润滑剂的类型及性质	(33)
§ 3 摩擦的类型及润滑状态	(34)
§ 4 摩擦的机理	(36)
§ 5 磨损	(38)
§ 6 流体动力润滑的基本原理	(40)
第四章 材料及结构工艺性	(43)
§ 1 机械零件的常用材料及其选择原则	(43)
§ 2 机械零件的结构工艺性	(47)
第五章 螺纹联接及螺旋传动	(52)
§ 1 概述	(52)
§ 2 螺纹联接的拧紧与防松	(56)
§ 3 螺栓联接的强度计算	(60)
§ 4 螺栓组联接的计算举例	(69)
§ 5 提高螺栓联接强度的措施	(74)
§ 6 螺旋传动	(77)
第六章 键、花键和销联接	(85)
§ 1 键联接	(85)
§ 2 花键联接	(92)

§ 3	销联接	(94)
§ 4	成形联接	(98)
§ 5	弹性环联接	(98)
第七章	过盈联接	(101)
§ 1	概述	(101)
§ 2	圆柱面过盈联接的计算	(103)
§ 3	圆柱面过盈联接的合理结构	(109)
§ 4	圆锥面过盈联接的计算	(111)
第八章	铆钉联接、焊接联接、粘接	(112)
§ 1	铆钉联接	(112)
§ 2	焊接联接	(114)
§ 3	粘接	(119)
第九章	弹簧	(123)
§ 1	概述	(123)
§ 2	弹簧的材料、许用应力和制造	(126)
§ 3	圆柱螺旋弹簧的计算基础	(128)
§ 4	弹簧的特性线和变形能	(132)
§ 5	螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计	(135)
§ 6	圆柱形螺旋组合压缩弹簧的设计	(137)
§ 7	圆柱形螺旋扭转弹簧	(139)
§ 8	其他类型弹簧简介	(140)
传动总论		(144)
第十章	摩擦轮传动及无级变速器	(149)
§ 1	摩擦轮传动	(149)
§ 2	常用机械式无级变速器	(155)
第十一章	带传动	(161)
§ 1	概述	(161)
§ 2	带传动的理论基础	(164)
§ 3	三角带传动的设计	(174)
§ 4	其他三角带传动	(182)
§ 5	同步齿形带传动	(184)
第十二章	齿轮传动	(186)
§ 1	概述	(186)
§ 2	齿轮传动的主要参数和精度的选择	(189)
§ 3	轮齿的失效形式和计算准则	(191)
§ 4	齿轮的材料和热处理	(193)
§ 5	直齿圆柱齿轮传动的载荷计算	(196)
§ 6	直齿圆柱齿轮传动的齿面接触疲劳强度计算	(202)
§ 7	直齿圆柱齿轮传动的齿根弯曲疲劳强度计算	(207)

§ 8	直齿圆柱齿轮传动的短期过载静强度计算	(212)
§ 9	斜齿圆柱齿轮传动的载荷计算	(217)
§ 10	斜齿圆柱齿轮传动的齿面接触疲劳强度计算	(217)
§ 11	斜齿圆柱齿轮传动的齿根弯曲疲劳强度计算	(221)
§ 12	直齿圆锥齿轮传动	(225)
§ 13	曲齿圆锥齿轮传动简介	(233)
§ 14	圆弧齿轮传动简介	(234)
§ 15	齿轮的结构设计	(235)
§ 16	齿轮传动的润滑	(240)
第十三章	蜗杆传动	(242)
§ 1	蜗杆传动的特点和类型	(242)
§ 2	普通圆柱蜗杆传动的主要参数及其选择	(245)
§ 3	普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算	(247)
§ 4	蜗杆传动的滑动速度、效率和润滑	(249)
§ 5	蜗杆传动的失效形式、计算准则和材料选择	(251)
§ 6	蜗杆传动的受力分析	(252)
§ 7	普通圆柱蜗杆传动的承载能力计算	(254)
§ 8	普通圆柱蜗杆传动的精度等级及其选择	(258)
§ 9	蜗杆和蜗轮的结构	(259)
第十四章	链传动	(262)
§ 1	链传动的工作原理、特点和应用	(262)
§ 2	套筒滚子链的结构与规格	(262)
§ 3	链轮的结构与材料	(264)
§ 4	链传动的运动特性	(265)
§ 5	套筒滚子链传动的设计计算	(267)
§ 6	链传动的布置、张紧装置和润滑	(272)
第十五章	轴	(276)
§ 1	轴的功用和分类	(276)
§ 2	轴的材料及其选择	(277)
§ 3	轴的结构设计	(278)
§ 4	轴的强度计算	(282)
§ 5	轴的刚度计算	(292)
§ 6	轴的振动概念	(298)
第十六章	滑动轴承	(301)
§ 1	滑动轴承的工作原理	(301)
§ 2	滑动轴承的分类	(302)
§ 3	滑动轴承的结构	(303)
§ 4	流体动压润滑的雷诺方程	(307)
§ 5	收敛楔形油膜的形成方法	(308)

§ 6	液体动压单油楔径向轴承的设计计算	(309)
§ 7	主要参数的选取及其对轴承性能的影响	(314)
§ 8	混合润滑轴承的条件性计算	(326)
§ 9	轴承材料	(327)
§ 10	液体静压轴承和气体润滑轴承简介	(330)
第十七章	滚动轴承	(334)
§ 1	滚动轴承的类型及代号	(334)
§ 2	滚动轴承类型的选择	(338)
§ 3	滚动轴承的载荷分布和失效形式	(338)
§ 4	滚动轴承的寿命计算	(340)
§ 5	滚动轴承的静强度计算	(348)
§ 6	滚动轴承的极限转速	(349)
§ 7	滚动轴承组合设计	(356)
§ 8	滚动轴承的游隙和预紧	(360)
§ 9	滚动轴承的润滑和密封	(362)
第十八章	联轴器和离合器	(365)
§ 1	联轴器的分类	(365)
§ 2	常用联轴器的性能、特点及使用条件	(366)
§ 3	常用联轴器的计算	(368)
§ 4	离合器的分类	(373)
§ 5	常用离合器的计算	(375)
	主要参考文献	(380)

绪 论

一、本课程的内容、性质和任务

机器是人类借助于自然力减轻体力劳动和提高生产率的工具。使用机器进行生产的水平是衡量一个国家社会生产力发展水平的重要标志。

所有机器都可依其复杂程度划分为一定数量的**部件**和**零件**。

组成机器的基本单元称为零件，如齿轮、轴和螺钉等，它们在制造过程中不需进行装配。由一些零件组合而成的装配单元或联接（如轴承、联轴器和铆钉联接），以及为完成同一使命在结构上组合在一起的一套协同工作的零件的总体（如减速机、变速箱）称为部件。

在研究零件时，常要根据该零件所应完成的职能把它与有关的其他零件联系起来综合考虑。因此，本课程将要讲授的多是一些部件，如螺纹联接、齿轮传动等等。为了讲授上的方便，将其统称为**机械零件**。

不同类型的机器经常采用的机械零件称为**通用零件**，如齿轮传动、螺纹联接和轴承等；只适用于一定类型机器的机械零件称为**专用零件**，如曲轴、阀和活塞等。本课程研究的只限于在普通条件下工作的一般参数的通用零件，不包括高速、高压、环境温度过高或过低等特殊条件下工作的以及尺寸特大或特小的通用零件。后者与专用零件同属于专业课程的研究范围。

机械零件课程将根据上述通用零件在机器中的工作条件，阐明其设计准则、设计方法和规范，以使获得正确设计和改进这些零件的基础知识。其中包括：如何选择零件的材料和确定零件的最适当的结构和尺寸；如何选择零件的精度等级和表面质量；如何规定制造上的技术条件等等。

机械零件课程是机械类各专业教学计划中的一门技术基础课，它将综合运用理论力学、材料力学、机械原理、机械制造基础、金属学和热处理、公差及技术测量、机械制图等先修课程的知识解决零件的设计问题，也将为学生进一步学习专业机器设备的课程打下基础。因此，在教学计划中，机械零件课程起着承上启下的作用。

二、机器应满足的要求

机械零件是机器的组成单元，为了能够较好地解决零件的设计问题，便需了解机器应满足的基本要求。

1. 使用方面：

（1）能胜任既定的工作职能，在预定的工作期限内具备一定的可靠性，能自始至终地正常工作。

（2）注意到“人-机”的各个联系环节，符合人体机能的要求。例如，要保证工人操作安全、方便省力；机器外观造型协调、大方；避免单调重复的人工操作；消除影响工人健康的噪声等等。

(3) 便于运输。

2. 经济方面

(1) 机器本身的制造成本低廉。

(2) 用该机器制出的产品成本低廉。

上述机器应满足的要求，绝大部分要靠机械零件的正确设计来保证。

要保证机器在使用上的可靠性，就要求有关零件具有足够的工作能力，这将在第一、二和第三章中讨论。

要使机器的制造成本低廉，就要求设计零件时合理地选择材料和制造方法，充分考虑装配工艺要求，合理地确定零件的结构，这些将在第四章中讨论。

第一章 机械零件的设计准则

§1 机械零件的失效和工作能力

零件失去设计时指定的效能，称为零件的失效。零件的失效包括有破坏的和非破坏的两种情况。零件的失效主要发生在下列几方面：①强度；②刚度；③摩擦和磨损；④振动等。同一种零件，由于自身条件和工作条件的不同，可能发生不同的失效形式。例如，齿面不淬硬的闭式齿轮传动，常因齿面接触强度不足，发生齿面疲劳磨损（点蚀）；而在多粉尘环境下工作的开式齿轮传动，则常因磨料磨损而报废。

为了避免零件的失效，应使零件具有足够的工作能力（对承受载荷而言也叫承载能力）。衡量零件工作能力的准则，随零件失效形式的不同而不同。例如，转轴的失效形式可能是疲劳断裂，也可能是弹性变形过大。在前一种情况下轴的工作能力决定于轴的疲劳强度，后一种情况则决定于轴的刚度。本节将介绍零件不失效所应具备的工作能力和计算准则，以及提高零件工作能力的主要措施。

一、机械零件的强度

1. 载荷和应力的分类

（1）载荷分类 作用在零件上的外力（或力矩）称为**载荷**。不随时间变化或变化缓慢的载荷称为**静载荷**（例如，锅炉的内压力）；随时间作周期性变化或非周期性变化的载荷称为**变载荷**（前者如空气压缩机曲轴所受的载荷，后者如汽车发动机曲轴所受的载荷）。

按机器设计任务书指定的功率（或阻力矩）而不考虑其他影响因素求得的作用在零件上的载荷，称为**名义载荷**，用 F 代表。考虑了冲击、振动和载荷分布等影响载荷值的因素，将名义载荷修正后用于零件设计计算的载荷，称为**计算载荷**，用 F_c 代表。通常可令

表 1-1 原动机和工作机的性质举例

原 动 机	工作平稳	电动机、汽轮机、燃气轮机
	轻度冲击	多缸内燃机
	中等冲击	单缸内燃机
工 作 机	工作平稳。起动载荷在名义载荷的 125% 以下	通风机、离心泵、车床、钻床、磨床、发电机、带式运输机
	轻度冲击。起动载荷在名义载荷的 150% 以下	轻型传动装置、铣床、滚齿机床、六角车床、带有较重飞轮的活塞式泵和压缩机、链式运输机
	中等冲击。起动载荷在名义载荷的 200% 以下	可逆转的传动装置、刨床、插床、插齿机、带有较轻飞轮的活塞式泵和压缩机、螺旋运输机、刮板运输机、带有较重飞轮的螺旋式压力机和偏心压力机、织布机、粗纺机
	严重冲击。起动载荷在名义载荷的 300% 以下	起重机、掘土机、挖泥船、破碎机、锯木机、磨石机、球磨机、滚磨机、带有较轻飞轮的螺旋压力机和偏心压力机、剪断机、锤

$$F_c = KF \quad (1-1)$$

式中的 K 为载荷系数（或称工作情况系数），它与原动机和工作机的性质（表1-1）、运转速度和载荷分布等因素有关，详见以后各章。

（2）应力分类 应力随时间变化的特性不同，可分为静应力和变应力，见图1-1。不

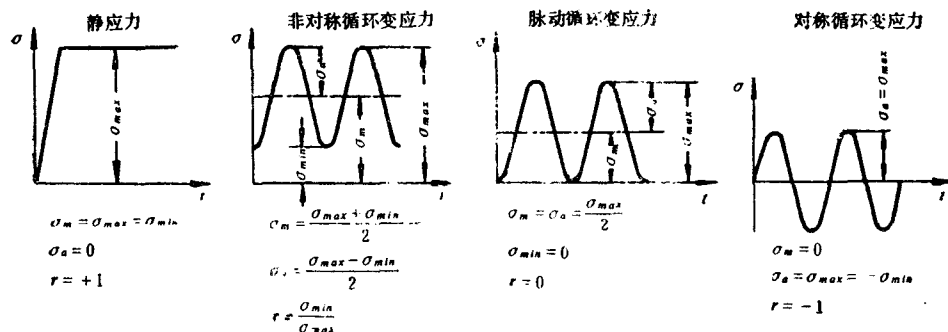


图 1-1 应力的类型

随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力，它只能在静载荷作用下产生。随时间变化的应力称为变应力。变应力由变载荷产生，也可能由静载荷产生。如图1-2，当重物由卷扬机以等速提升时，为一静载荷，但它在各零件上产生的应力却不一定都是静应力。变应力可归纳为：非

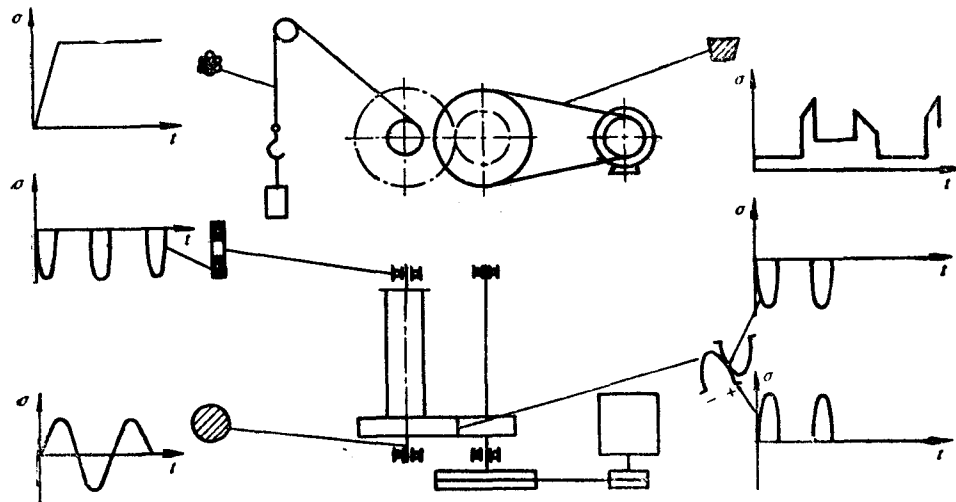


图 1-2 卷扬机各零件的应力

对称循环变应力、脉动循环变应力和对称循环变应力三种类型（见图1-1）。

若变应力的最大应力为 $\sigma_{\max}$ 、最小应力为 $\sigma_{\min}$ 时，则其平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 分别为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (1-2)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (1-3)$$

最小应力与最大应力之比为变应力的循环特性 r ，即

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (1-4)$$

零件的损坏形式与零件中应力的类型有关，故在建立零件的强度计算条件时，应首先弄清零件所受应力的类型。

2. 机械零件的整体强度

(1) 静应力下的强度 在静应力下工作的塑性材料零件，应按照不发生塑性变形的条件进行强度计算，取材料的屈服极限 (σ_s 、 τ_s) 作为极限应力。在简单应力下的强度条件为

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S_\sigma]} \quad \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_s}{[S_\tau]} \quad (1-5)$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma} \geq [S_\sigma] \quad S_\tau = \frac{\tau_s}{\tau} \geq [S_\tau] \quad (1-6)$$

式中 σ 、 τ ——零件危险剖面处的最大正应力和剪应力；

$[\sigma]$ 、 $[\tau]$ ——许用应力；

$[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ ——许用安全系数；

S_σ 、 S_τ ——实际安全系数。

在复合应力下工作的塑性材料零件，可根据第三强度理论或第四强度理论来确定其强度条件。对于弯扭复合应力，当采用第三强度理论时，其强度条件为

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} \quad (1-7)$$

$$S = \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}} \geq [S]$$

式中 S 、 $[S]$ ——复合应力下的实际安全系数和许用安全系数。

对于塑性材料，可取 $\frac{\sigma_s}{\tau_s} = 2$ ，代入上式后得

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \quad (1-8)$$

由于塑性材料的组织比较均匀，零件的绝对尺寸对材料的强度影响不大。在应力集中处，局部的塑性变形使尖峰应力得到一定程度的展平并使材料的强度提高。因此，在静应力下，不考虑绝对尺寸和应力集中的影响。

当材料的均匀性、外载荷的准确性和计算精确性为一般情况时，取许用安全系数 $[S_\sigma] = [S_\tau] = [S] = 1.5 \sim 2$ 。

若工作条件允许零件有一定的塑性变形，由于塑性变形使超过弹性极限的应力在零件剖面上重新分布和材料的强度提高，则零件承受的载荷可适当增大。此时应将零件在最大允许塑性变形下能承受的载荷作为极限载荷。

在静应力下工作的脆性材料零件，应按照不发生破断的条件进行强度计算，取材料的强度极限 σ_B 或 τ_B 作为极限应力。简单应力下的强度条件为

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{[S_\sigma]} \quad \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_B}{[S_\tau]} \quad (1-9)$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_B}{\sigma} \geq [S_\sigma] \quad S_\tau = \frac{\tau_B}{\tau} \geq [S_\tau] \quad (1-10)$$

在复合应力下工作的脆性材料零件，可根据第一强度理论来确定其强度条件。当为弯扭复合应力时，其强度条件为

$$\frac{1}{2}[\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}] \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{[S]} \quad (1-11)$$

$$S = \frac{2\sigma_B}{\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}} \geq [S] \quad (1-12)$$

在静应力下,当脆性材料的组织不均匀时,零件的绝对尺寸越大,存在影响脆性破坏的各种缺陷的可能性越大,对降低材料强度的影响越严重。材料越不均匀,这种现象越显著。脆性材料在破坏前没有显著的变形,不能缓和应力集中。对于组织均匀而塑性低的材料,如低温回火的高强度钢,应考虑应力集中;对组织不均匀的脆性材料,如灰铸铁,由于材料本身的不均匀性引起的应力集中,远远超过由于零件形状和机械加工等原因引起的应力集中,使后者对零件的强度无显著影响,故计算时可不予考虑。

考虑了上述情况,一般可取许用安全系数 $[S_0] = [S_1] = [S] = 3 \sim 9$,小值用于无应力集中的情况。

(2) 变应力下的强度 在变应力作用下,零件的损坏将是疲劳断裂。表面无缺陷的金属

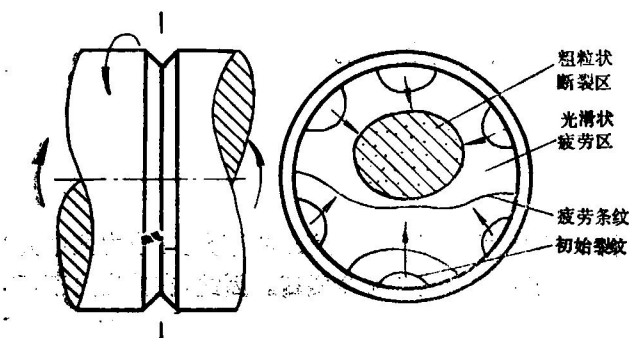


图 1-3 应力集中很高的转轴在对称弯曲循环时的疲劳剖面

金属材料,其疲劳断裂过程分为两个阶段。首先在金属材料表层形成初始裂纹,然后裂纹尖端在剪切应力下发生反复塑性变形,使裂纹扩展以致断裂。实际上,材料内部的夹渣、微孔、晶界等和表面上加工造成的划伤、裂纹、酸洗小坑等均起着初始裂纹的作用,因此,零件的疲劳过程多属于第二阶段。零件上的圆角、凹槽、缺口等所造成的应力集中,能促使表面裂纹的生成和发展。裂纹的数目随着载荷的增加而增加。

疲劳断裂剖面由光滑的疲劳发展区和粗粒状的断裂区组成(图1-3)。在变应力下零件反复变形,裂纹边缘时而接近并互相压紧,时而分开,使疲劳发展区呈光滑状态,在电镜放大下观察,有以初始裂纹为中心的间隔规则的疲劳条纹,每一条纹表示每次应力循环的裂纹延伸位置。粗粒状的

断裂区是由于剩余净断面在静应力下强度不足发生破坏而造成的。图1-4为内燃机车球墨铸铁曲轴疲劳断裂的照片。疲劳剖面上两种区域分布的位置和比例与应力的循环特性、过载程度和应力集中的大小有关。

变应力的极限应力称为疲劳极限,以 $\sigma_{r,N}$ 表示。即在一定的循环特性 r 下,应力循环 N 次,材料不发生疲劳破坏的最大应力。



图 1-4 球墨铸铁曲轴疲劳断裂照片

用横坐标表示应力循环次数 N 或 $\lg N$ 、纵坐标表示疲劳极限 σ_{rN} 或 $\lg \sigma_{rN}$ 的曲线称为应力疲劳曲线，简称疲劳曲线(图1-5)。金属材料的疲劳曲线有两种类型：一种是当循环次数 N 超过某一值 N_0 以后，曲线即趋于水平，亦即当 $N > N_0$ 时，疲劳极限不再随循环次数的增加而降低。 N_0 称循环基数。另一种曲线没有水平部分(图1-6)，有色金属及一些高硬度合金钢的疲劳曲线多属于这一类。

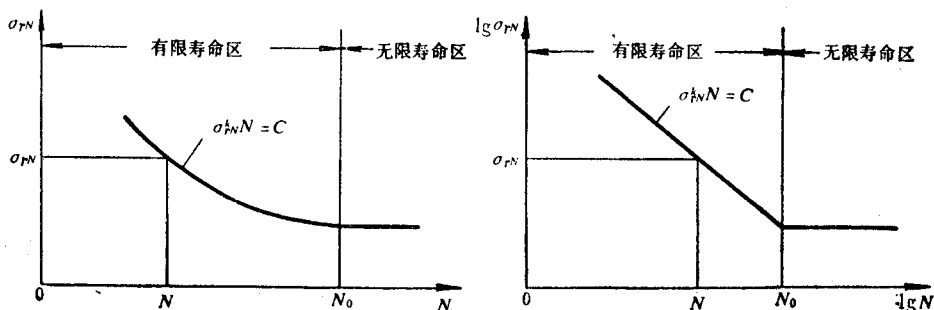


图 1-5 有水平部分的疲劳曲线

由于材料性质不同， N_0 将在很大的范围内变动。通常，钢的强度越高， N_0 值越大。如按硬度不同来粗略划分， $HB < 350$ 的钢， $N_0 \approx 10^7$ ； $HB \geq 350$ 的钢， $N_0 \approx 25 \times 10^7$ 。因此可将有水平部分的疲劳曲线分为两个区域： $N \geq N_0$ 时为无限寿命区， $N < N_0$ 时为有限寿命区。在无限寿命区内，疲劳极限为常数，称为持久疲劳极限。在有限寿命区内，循环特性为 r 、循环次数为 N 的疲劳极限用 σ_{rN} 和 τ_N 表示，疲劳曲线用下列公式表示

$$\begin{cases} \sigma_{rN}^k N = C \\ \tau_N^k N = C' \end{cases} \quad (1-13)$$

式中 C, C' ——常数；

k ——随应力状态不同的幂数，例如，弯曲状态时 $k = 9$ 。

通常在手册中给出的是循环次数为 10^7 时的疲劳极限，以 σ_r 表示。例如，对称循环疲劳极限 σ_{-1} 、 τ_{-1} 。

对于工作 N 次循环的零件，受简单变应力时的强度条件为

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{rN}}{[S_\sigma]} \quad \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_N}{[S_\tau]} \quad (1-14)$$

塑性材料受复合变应力时的强度条件为

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{rN}}{[S]} \quad (1-15)$$

对于塑性材料，取 $[S_\sigma] = [S_\tau] = [S] = 1.5 \sim 4.5$ ，对于脆性材料，取 $[S_\sigma] = [S_\tau] = 2 \sim 6$ 。无应力集中时，取小值。

上述为疲劳强度的简单近似计算，精确计算所采用的强度条件为

$$S \geq [S]$$

$$(1-16)$$

有关疲劳强度安全系数 S 的计算见第二章。

(3) 提高零件强度的措施 设计时所选用的零件结构和加工工艺对零件的工作能力有很大影响。在零件尺寸不变的情况下, 采用合理的结构和工艺可使零件的工作能力得到很大的提高, 其基本原则是使载荷和应力在作用面上尽量均匀分布, 以充分利用材料的工作能力, 使零件的工作能力达到最大。

避免载荷集中, 使载荷沿作用面均匀分布的方法有: 去掉引起载荷集中的多余材料 (如桶形轮齿); 提高分度精度 (如花键); 自动调节载荷分布 (如自位轴承) 等。

减少应力集中, 削减尖峰应力的方法有: 加大剖面尺寸过渡处的圆角半径; 提高表面光洁度; 采用表面强化工艺 (如渗碳、氰化、氮化和喷丸、滚压) 等。

3. 机械零件的表面强度

(1) 表面接触强度 两相接触的球体在无载时, 理论上为点接触, 若在外载荷 F_n 作用下互相压紧, 则接触处发生弹性变形, 形成一个半径为 a 的圆形接触面 (图1-7)。由弹性力学的赫兹 (Hertz) 公式得

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F_n}{4} \frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{\rho}}} \quad (1-17)$$

式中 ρ ——两球体的综合曲率半径, 即

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \quad (1-18)$$

ρ_1, ρ_2 ——两球体半径;

E_1, E_2 ——两球体材料的弹性模量;

ν_1, ν_2 ——两球体材料的泊松比。

在接触面上应力呈椭球形分布, 作用在接触面中心的最大接触压应力为

$$\sigma_H = \frac{3F_n}{2\pi a^2} \quad (1-19)$$

将(1-17)式代入上式得

$$\sigma_H = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{6F_n \left(\frac{\frac{1}{\rho}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \right)} \quad (1-20)$$

当两球体外接触时, (1-18)式取“+” (图1-7); 内接触 (图1-8a) 时, 取“-”; 球和平面接触 (图1-8b) 时, 取平面的曲率半径 ρ_2 为 ∞ 。

两个长度均为 L 的圆柱体, 无载时为线接触, 在外载荷 F_n 作用下压紧, 形成边长为 $2b$ 和 L 的矩形接触面 (图1-9)。由赫兹公式得

$$b = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi L} \frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{\rho}}} \quad (1-21)$$

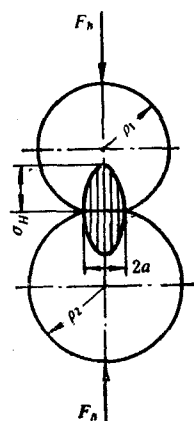


图 1-7 两球体接触

式中 ρ ——两圆柱体的综合曲率半径, 即

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \quad (1-22)$$

ρ_1 、 ρ_2 ——两圆柱体半径。

在接触宽度 $2b$ 上应力呈椭圆曲线分布, 作用在中点的最大接触压应力为

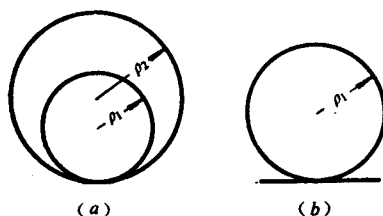


图 1-8 两球体内接触、球和平面接触

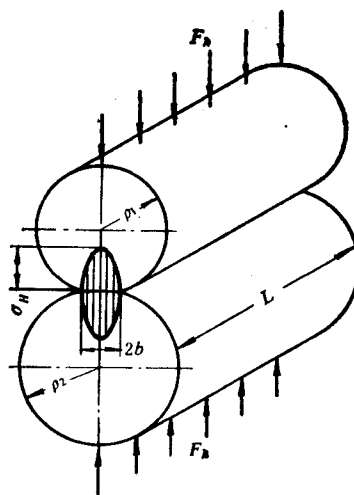


图 1-9 两圆柱体接触

$$\sigma_H = \frac{2F_n}{\pi b L} \quad (1-23)$$

将(1-21)式代入上式得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi L \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \rho}} \quad (1-24)$$

当两圆柱体材料均为钢时, $E_1 = E_2 = E$, $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$, 则

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E}{L \rho}} \quad (1-24a)$$

两圆柱体为外接触时, (1-22) 式取“+”; 内接触时, 取“-”; 圆柱体和平面接触时, 取平面的曲率半径 ρ_2 为 ∞ 。

若接触体不是上述的几何形体, 而是其它形状时, 可根据具体情况将接触点附近的形状近似地看成球、圆柱或平面来计算。

从(1-20)和(1-24)式可以看出, 在接触应力状态下, 应力与载荷之间并不成线性关系。

两个接触零件在运转时, 工作面上各点是周期性的接触, 产生的接触应力属于变应力, 例如, 在相啮合的两齿轮的齿面、凸轮和从动件的工作表面、滚动轴承的滚动体和内外圈工作表面上都产生接触应力。如果接触应力达到一定值, 经过一定的循环次数, 接触表层将产生微小裂纹, 随着循环次数的增加, 裂纹进一步发展, 最后使表层材料呈小片状剥落, 称为**表面疲劳磨损(点蚀)**。其结果是使工作表面失去正确的形状, 导致运转不平稳, 引起动载荷和噪音, 并造成工作表面的强烈磨损。

一般认为表面疲劳磨损是由于最大剪应力 τ_{max} 作用的结果。最大剪应力位于接触表面以下的一定深度(对于钢来说, $\tau_{max} = 0.3\sigma_H$, 若为圆形接触面, τ_{max} 发生在深度约为 $0.5a$ 处; 矩形接触面, τ_{max} 发生在深度等于 $0.4b$ 处), 在最大剪应力处首先出现裂纹, 然后逐渐发展到外表面, 渗入裂纹内的润滑油在外载荷的作用下产生内压力, 使裂纹继续发展, 最后导致