



机械设计 习题与解题分析

主编 喻子建 张磊 邵伟平



NEUPRESS
东北大学出版社

机械设计系列教材

机械设计习题与解题分析

主编 喻子建 张 磊 邵伟平

东北大学出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计习题与解题分析/喻子键等主编. —沈阳: 东北大学出版社, 2000.12
ISBN 7-81054-561-2

I. 机… II. 喻… III. 机械设计-高等学校-习题 IV. TH122-44

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 43650 号

内 容 简 介

本书是机械设计系列教材之一, 是与《机械设计》教材配套使用的, 也可单独使用。

本书选题主要以满足机械设计教学基本要求为主, 同时编录了一些工程技术实践题目和少量难度较大的研究性质的题目以开扩思路, 提高使用者的分析、解决有关机械设计问题的能力。全书共编录了思考题 288 题、习题 143 题、解题示例与题解 35 题, 此外还编写了两个机械设计大作业的指导书。

本书可供高等工科院校机械类各专业师生及报考硕士研究生的人员使用, 也可供有关工程技术人员参考。

©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

沈阳农业大学印刷厂印刷

东北大学出版社发行

开本: 787mm×1092mm 1/16

字数: 224 千字

印张: 8.75

印数: 1~5000 册

2000 年 12 月第 1 版

2000 年 12 月第 1 次印刷

责任编辑: 孙铁军 冯素琴

责任校对: 米 戎

封面设计: 唐敏智

责任出版: 秦 力

定价: 11.00 元

前 言

本书是机械设计系列教材之一,由思考题、习题、解题示例和大作业四个部分组成,与主教材《机械设计》配套使用,也可单独使用。

机械设计系列教材是由辽宁省高等工科机械基础教学研究会、东北大学国家工科机械基础课程教学基地、东北大学出版社共同组织编写。

本书选题主要以满足机械设计教学的基本要求为主,为提高使用者的分析、解决机械设计问题的能力,本书还编录了一些工程技术实践题目和少量难度较大的带有研究性质的题目。

书中各章所涉及到的名词、代号、公式全都采用了国家标准。解题示例中所用的图表及公式代号均指主教材《机械设计》相应各章中的图表及公式代号。解题示例中增加了适量的例题以帮助学生更好的理解、掌握教材内容,提高解题思路。题号中带有*号的题目有题解,带**号的题目取自近几年东北大学机械类学科硕士研究生入学考试题。

本书共编录了思考题 288 题、习题 143 题、例题与题解 35 题。

参加本书编写工作的有张磊(第一、三、四章),喻子建(第二、五、六、七、八、九、十三、十五章),张祖立(第十、十一、十四章),邵伟平(第十二章)。喻子建、张磊、邵伟平担任主编。本书由鄂中凯、高泽远任主审。

殷切希望广大读者对本书的错误及不妥之处提出宝贵意见。

编 者

2000 年 7 月

目 录

第一部分 思考题 习题 解题示例

第一章 机械设计基础知识.....	1
第二章 螺纹联接及轴毂联接	13
第三章 带传动	28
第四章 链传动	34
第五章 齿轮传动	38
第六章 蜗杆传动	58
第七章 其他传动	64
第八章 轴	65
第九章 滚动轴承	80
第十章 滑动轴承	91
第十一章 联轴器和离合器.....	100
第十二章 弹 簧.....	104
第十三章 机械设计现代方法简介(略)	

第二部分 大作业

第十四章 螺旋传动设计.....	109
第十五章 轴系部件设计.....	120
主要参考文献.....	133

第一部分 思考题 习题 解题示例

第一章 机械设计基础知识

思考题

- 1-1 本课程和以前学习的基础课相比有什么特点？如何学好这门课程？你准备如何改变自己的学习方法？
- 1-2 一部机器一般由哪几部分组成？机械设计课以研究哪一部分为主？
- 1-3 什么叫零件、构件和部件？什么叫通用机械零件？什么叫专用机械零件？
- 1-4 研究通用机械零件设计方法的一般步骤是什么？以某一机械零件和机械产品为例来体会这一问题。
- 1-5 试述本课程的内容、性质和任务，说明本课程在机械专业中所占的重要地位。
- 1-6 本课程与哪些先修课程有关？为了学好本门课，你准备怎样复习这些先修课？
- 1-7 机械设计的一般程序是什么？各阶段大致需完成哪些任务？
- 1-8 设计机器应满足的基本要求是什么？试以某一机器为例来说明。
- 1-9 什么是标准化、系列化和通用化？在机械设计中采用“三化”有哪些重要意义？
- 1-10 机械零件设计应满足哪些基本准则？
- 1-11 写出零件的强度条件表达式，并说明各符号代表的物理意义。
- 1-12 零件材料的极限应力 σ_{lim} 如何确定？
- 1-13 什么叫机械零件的失效？机械零件主要的失效形式有哪些？
- 1-14 什么是可靠性？可靠性与可靠度有什么不同？为什么要对零件进行可靠性计算？
- 1-15 机械设计中为什么常用等可靠度的零件？
- 1-16 提高机械零件强度的措施有哪些？
- 1-17 在什么条件下要按刚度设计机械零件？提高零件的刚度有哪些措施？某轴的材料从碳钢改为合金钢，其尺寸形状不变，轴的刚度能否提高，为什么？
- 1-18 选用机械零件材料时主要考虑什么原则？
- 1-19 钢常用的热处理方法有几种？各种热处理方法的目的是什么？
- 1-20 铸造零件与锻造零件相比有何优、缺点？设计时如何选择？
- 1-21 设计机械零件时，应从哪些方面考虑及如何改善零件的工艺性？
- 1-22 举例说明什么叫静载荷、变载荷、静应力和变应力？
- 1-23 变应力有哪几种基本类型？怎样区别它们？
- 1-24 什么是名义载荷、载荷系数及计算载荷？它们之间的关系怎样？
- 1-25 什么是零件的工作应力、计算应力、极限应力和许用应力？



1-26 影响材料的极限应力的因素有哪些？

1-27 σ_a , σ_m , $\sigma_{\max}$, $\sigma_{\min}$, r 五个参数各代表什么？绘图说明当 $\sigma_m = 250$ MPa, $r = 0.25$ 时应力随时间的变化曲线。

1-28 试述选择许用安全系数的原则和方法是什么？

1-29 试说明同一材料的疲劳曲线与疲劳极限线图各是在什么条件下得出来的？找出两图上的共同点。

1-30 什么叫循环基数 N_0 ？什么叫条件疲劳极限 σ_{rN} 和疲劳极限 σ_r ？两种疲劳极限之间有什么关系？

1-31 线性疲劳损伤累积方程(Miner 方程)的意义是什么？

1-32 试说明等效系数 ϕ_σ 的几何意义和物理意义。

1-33 影响材料疲劳强度的主要因素有哪些？原因是什么？这些因素对变应力的哪一部分有影响？

1-34 ϕ_σ 代表什么？材料的强度愈高, ϕ_σ 值是愈大还是愈小？

1-35 综合影响系数 K_σ , K_τ 如何定义？其计算公式是什么？

1-36 什么是有效应力集中系数？机械零件设计中, 常见的应力集中源有哪些？有三个形状尺寸一样, 工作条件也相同, 分别用铸铁、低强度钢、高强度钢制造的零件, 哪个零件的有效应力集中系数最大？

1-37 简化的疲劳极限线图如何绘制？有何用处？

1-38 根据疲劳损伤累积假说来判断零件受单向规律性不稳定变应力时, 应力幅先高后低, 或应力幅先低后高, 哪种情况对材料发生疲劳破坏更危险些？为什么？

1-39 ** 为提高零件的疲劳强度通常采取哪些措施？

1-40 单向和双向稳定变应力有何区别？如何计算承受这类应力零件的强度？

1-41 ** 什么叫接触应力和接触强度？影响接触应力大小的因素有哪些？

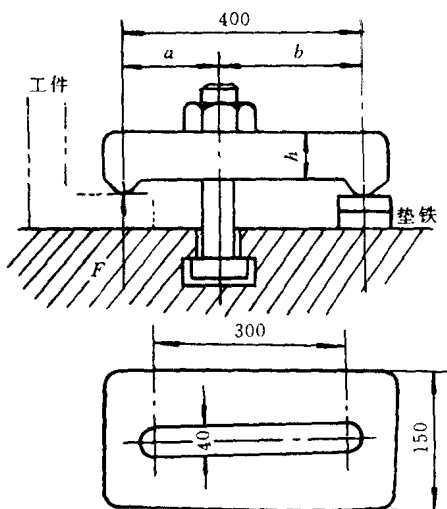
1-42 举例说明零件的结构及工艺对被设计零件疲劳强度的影响。

习 题

1-43 用压板夹持加工零件, 要求夹持力 $F = 20000$ N, 压板材料的许用应力为: 弯曲 $[\sigma_b] = 55$ MPa; 拉伸 $[\sigma] = 50$ MPa; 剪切 $[\tau] = 44$ MPa。

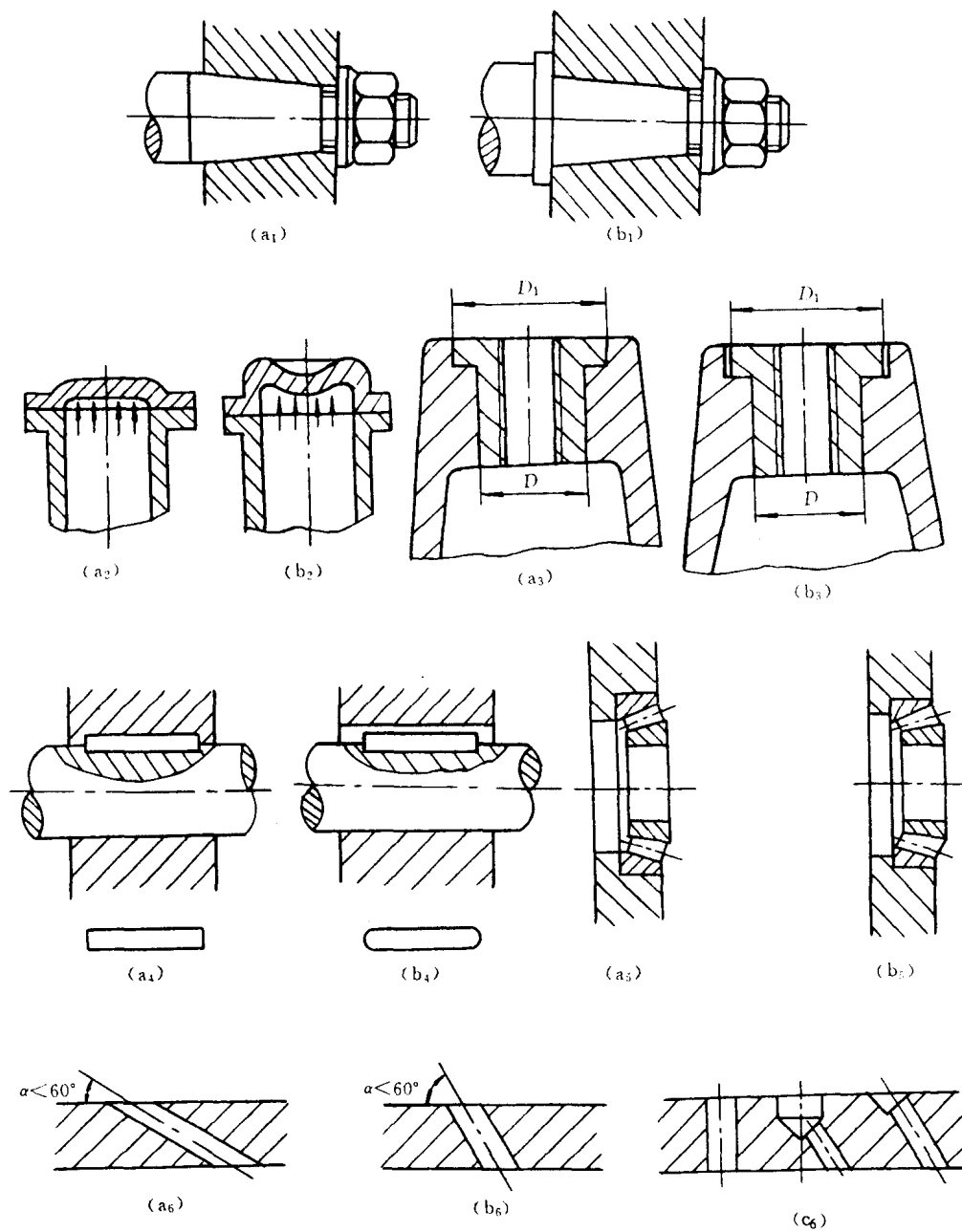
(1) 分析螺栓装在什么位置时, 压板最易失效;

(2) 按最不利条件确定压板厚度 h 。



题 1-43 图

1-44 根据机械零件结构和工艺方面的要求分析下面几个方案中,哪个合理?并说明理由。



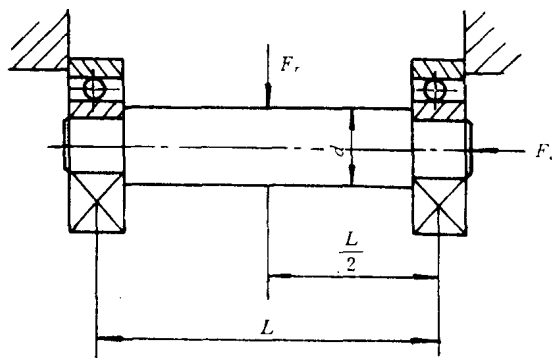
题 1-44 图

1-45 从手册中查找下面各材料的名称和性能数据,并填入表中:

材料牌号	材料名称	抗拉强度极限 σ_B/MPa	屈服强度极限 σ_s/MPa	延伸率 $\sigma_s/\%$	硬度 HB	弹性模量 E/MPa
HT200						
ZG270-500						
Q235						
45 调质						
40Cr 调质						
QA19-4						

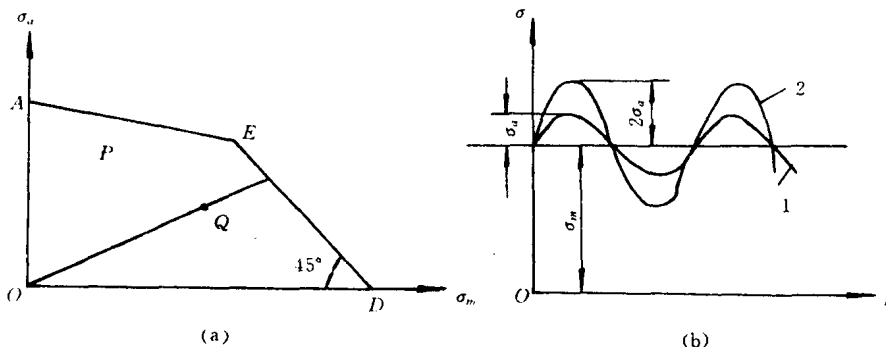
1-46 已知 $\sigma_{\min} = 500 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 300 \text{ MPa}$, 求 $\sigma_{\min}$, σ_m , r , 并画出变应力图。

1-47 图示为一转轴, 在轴上作用有轴向力 $F_a = 3000 \text{ N}$ 和径向力 $F_r = 6000 \text{ N}$, 支点间距 $L = 300 \text{ mm}$, 轴的直径 $d = 50 \text{ mm}$, 求力 F_r 作用面上的 $\sigma_{\max}$, $\sigma_{\min}$, σ_m , σ_a , r , 并画出变应力图。



题 1-47 图

1-48 材料的简化疲劳极限线图和应力循环图如下:



题 1-48 图

(1) 设应力循环曲线 1 和 2 的工作应力点分别为 Q' 和 Q , 试将 Q' 点表示在材料的简化疲劳极限图上。

(2) Q , Q' 两点的循环特性是否相同? 根据应力循环图写出 Q , Q' 两点的循环特性 r 的表

达式。

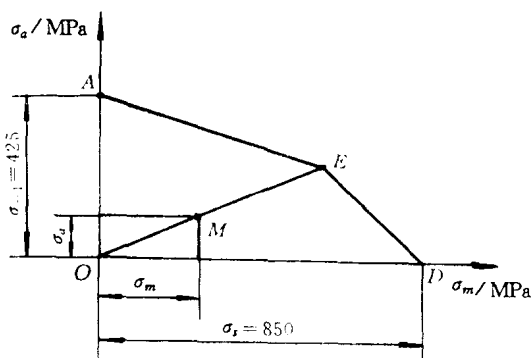
(3) Q, P 两点应力状态下零件的破坏形式有何不同?

1-49 * 某合金结构钢制成的轴类零件受弯曲稳定变应力作用, 最大工作应力 $\sigma_{\max} = 400 \text{ MPa}$, 循环特性 $r = -0.25$, 已知材料的拉伸强度极限 $\sigma_B = 1000 \text{ MPa}$, 屈服强度极限 $\sigma_s = 800 \text{ MPa}$, 对称循环疲劳强度极限 $\sigma_{-1} = 450 \text{ MPa}$, 脉动循环疲劳强度极限 $\sigma_0 = 700 \text{ MPa}$, 求:

- (1) 绘制材料的简化疲劳极限线图;
- (2) 在简化疲劳极限线图上标明工作应力点 M ;
- (3) 分析说明零件在简单加载情况下可能的主要失效形式。

1-50 一个用40Cr制成的零件, 已知其最大工作应力为 $\sigma_{\max} = 185 \text{ MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{\min} = -75 \text{ MPa}$, 表面状态系数 $\beta = 1$ (表面抛光), 有效应力集中系数 $k_\sigma = 1.3$, 绝对尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.9$; 其材料的疲劳强度极限 $\sigma_{-1} = 350 \text{ MPa}$, 屈服强度极限 $\sigma_s = 550 \text{ MPa}$, $\phi_\sigma = 0.5$; 求:

- (1) 画出材料的简化疲劳极限线图;
- (2) 求出下面各工作应力点在简单加载情况下的安全系数 S_σ 。 Q ($\sigma_m = 0, \sigma_a = 200 \text{ MPa}$), M ($\sigma_m = 55 \text{ MPa}, \sigma_a = 130 \text{ MPa}$), S ($\sigma_m = 300 \text{ MPa}, \sigma_a = 30 \text{ MPa}$), T ($\sigma_m = 300 \text{ MPa}, \sigma_a = 0$)。

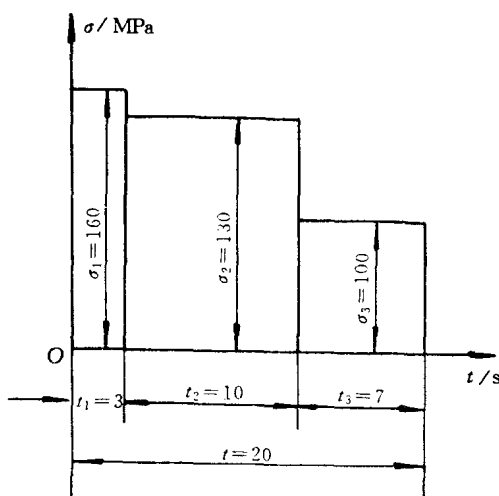


题 1-52 图

1-51 一钢制零件, 其最大工作应力 $\sigma_{\max} = 300 \text{ MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{\min} = -50 \text{ MPa}$ 有效应力集中系数 $k_a = 1.41$, 绝对尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.91$, 表面状态系数 $\beta = 1$, 材料的 $\sigma_B = 800 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 520 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 450 \text{ MPa}$, $\sigma_0 = 600 \text{ MPa}$, 疲劳安全系数 $[S_\sigma] = 1.3$, 静应力下的安全系数 $[S] = 2$, 按无限寿命考虑, 试校核该零件的安全系数。

1-52 已知一合金结构钢的简化疲劳极限线图如图所示。等效系数 $\phi_\sigma = 0.43$, 若零件工作应力点 M 恰在 OE 线上, 其最大工作应力 $\sigma_{\max} = 426 \text{ MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{\min} = 106 \text{ MPa}$, 有效应力集中系数 $k_\sigma = 1.42$, 绝对尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.91$, 表面状态系数 $\beta = 1$, 试求按简单加载情况下零件的安全系数(按无限寿命考虑)。

1-53 已知某钢材料的机械性能为 $\sigma_s = 1000 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 500 \text{ MPa}$, $\sigma_0 = 800 \text{ MPa}$, 试绘制简化疲劳极限线图。由该材料制成的零件承受非对称循环变应力作用, 已知循环特性 $r = 0.3$, 工作应力 $\sigma_{\max} = 800 \text{ MPa}$, 有效应力集中系数 $k_\sigma = 1.49$, 绝对尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.83$, 表面状态系数 $\beta = 1$, 按简单加载情况在图中标出工作应力点及极限应力点, 并判断过载时哪种破坏的可能性大, 验算其安全系数。

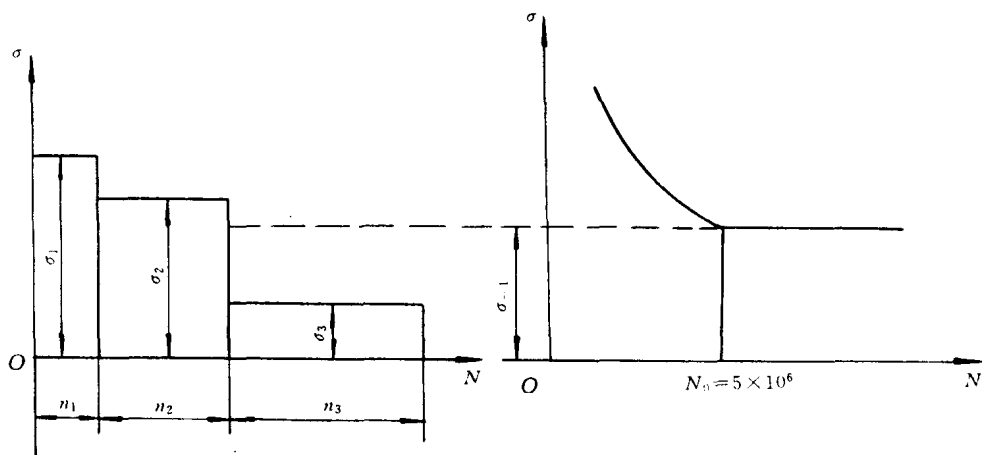


题 1-55 图

1-54 一试件在非稳定对称循环弯曲应力下工作,循环基数 $N_0 = 10^7$,材料常数 $m = 9$,其疲劳强度极限 $\sigma_{-1} = 400$ MPa,在当量应力 $\sigma_1 = 600$ MPa 时工作循环次数 $n_1 = 10^5$ 。试用 Miner 方程估计,再受 $\sigma_2 = 450$ MPa 时,到疲劳破坏前还能继续工作多少循环次数。

1-55 * 转轴承受规律性非稳定对称循环变应力作用名义应力如图所示,其工作时间 $t_k = 500$ h,转速 $n = 100$ r/min,材料为 45 钢调质,其硬度为 217 HB, $\sigma_{-1} = 300$ MPa, $m = 9$, $N_0 = 10^7$, $k_\sigma = 1.9$, $\epsilon_\sigma = 0.75$, $\beta = 1$,许用安全系数 $[S] = 1.5$,求寿命系数 K_N ,条件疲劳极限 σ_{-1N} ,并核验收疲劳强度是否安全。

1-56 已知某钢制零件在应力循环基数 $N_0 = 5 \times 10^6$ 次的疲劳极限应力为 σ_{-1} ,它承受非稳定对称循环变应力作用,如图所示。已知 $m = 9$,各级当量应力大小为 $\sigma_1 = 1.5\sigma_{-1}$, $\sigma_2 = 1.2\sigma_{-1}$, $\sigma_3 = 0.4\sigma_{-1}$,统计得各级循环次数的比值为 $n_1:n_2:n_3 = 1:2:3$ 。试估计该零件能够工作的总寿命。



题 1-56 图

1-57 * 试画出机械零件的疲劳极限线图(特殊点标出坐标值),并据此推导出零件在非对称循环应力作用下(工作应力点 M 在疲劳区),计算安全系数的表达式($r = \text{常数}$)。

1-58 某钢制零件承受非对称循环(循环特性 $r = -0.4$)的两级应力(不稳定变应力)作用,第一级名义应力最大值 $\sigma_1 = 500$ MPa,作用 10^5 次,第二级名义应力最大值 $\sigma_2 = 400$ MPa,作用 2×10^5 次,如该钢材的标准平滑试件试验得的 $\sigma_{-1} = 500$ MPa, $\sigma_0 = 800$ MPa,循环基数 $N_0 = 10^7$ 次,材料常数 $m = 9$,该零件的有效应力集中系数 $k_\sigma = 1.62$,绝对尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.83$,表面状态系数 $\beta = 0.95$ 。试估算该零件的计算安全系数。

解 题 示 例

例 1-1 某转动心轴,其危险剖面上的平均应力为 $\sigma_m = 20$ MPa,应力幅 $\sigma_a = 30$ MPa,试求最大应力 $\sigma_{\max}$,最小应力 $\sigma_{\min}$ 和循环特性 r 。

解 最大应力为

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = 20 + 30 = 50 \text{ MPa}$$

最小应力为

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a = 20 - 30 = -10 \text{ MPa}$$

循环特性为

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-10}{50} = -0.2$$

该变应力为非对称循环变应力。

例 1-2 某静止构件受弯曲应力 $\sigma_b = 150 \text{ MPa}$, 扭转剪应力 $\tau_T = 50 \text{ MPa}$; 材料为 35 钢 ($\sigma_B = 540 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 320 \text{ MPa}$)。试分别用第一、三、四强度理论求计算应力 σ_{ca} , 并校核静强度是否安全? 用哪个强度理论较为合理?

解 (1) 求材料的许用拉应力

由于 $\sigma_s/\sigma_B = 320/540 = 0.593$, 按表 1-3 用内插法得

$$[S] = 1.4 + \frac{(0.593 - 0.55)}{(0.7 - 0.55)} \times (1.8 - 1.4) = 1.51$$

许用拉应力为

$$\sigma = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{320}{1.51} = 212 \text{ MPa}$$

(2) 按第一、三、四强度理论求计算应力 σ_{ca}

按第一强度理论得

$$\begin{aligned} \sigma_{ca} &= \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_T^2} = \frac{150}{2} + \sqrt{\left(\frac{150}{2}\right)^2 + 50^2} \\ &= 165.12 \text{ MPa} \end{aligned}$$

按第三强度理论得

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_T^2} = \sqrt{150^2 + 4 \times 50^2} = 180.28 \text{ MPa}$$

按第四强度理论得

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_T^2} = \sqrt{150^2 + 3 \times 50^2} = 173.20 \text{ MPa}$$

(3) 结论

由于许用拉应力 $[\sigma] = 212 \text{ MPa}$ 均大于按第一、三、四强度理论所求得计算应力 σ_{ca} , 所以该构件强度足够, 较为安全。但由于 35 钢是塑性材料, 故用三、四强度理论较合理。

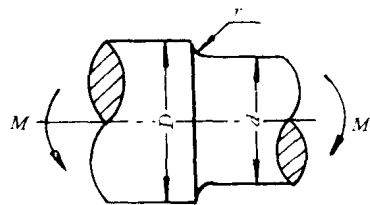
例 1-3 如图所示, 某轴受弯矩 M 作用。已知: 材料为优质碳素结构钢, 其抗拉强度极限 $\sigma_B = 600 \text{ MPa}$; $D = 60 \text{ mm}$; $d = 55 \text{ mm}$; $r = 1.5 \text{ mm}$; 表面精车削加工 (表面粗糙度 $R_a = 1.6 \mu\text{m}$); 调质处理。求过渡圆角处的有效应力集中系数 k_σ 、绝对尺寸系数 ε_σ 和表面状态系数 β 。

解 (1) 有效应力集中系数 k_σ

$$\frac{D-d}{r} = \frac{60-55}{1.5} = 3.33$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5}{55} = 0.0273$$

为求 $(D-d)/r = 3.33$ 及 $r/d = 0.0273$ 参数下的 k_σ 值, 须先从附表 1-2 中查出 $(D-d)/$



例 1-3 图 轴的过渡圆角

$r=2$ 和 4 以及 $r/d=0.02$ 和 0.03 下的 k_σ 值,然后通过插值计算才可求得所要求的 k_σ 值。计算步骤如下:

查附表 1-2,在 $(D-r)/r=2$ 和 $\sigma_B=600$ MPa 条件下, $r/d=0.02$ 时, $k_\sigma=1.47$, $r/d=0.03$ 时, $k_\sigma=1.67$;通过内插法可求得 $(D-d)/r=2$, $r/d=0.0273$ 时的应力集中系数为

$$k_\sigma = 1.47 + \frac{0.0273-0.02}{0.03-0.02}(1.67-1.47) = 1.616$$

再查附表 1-2,在 $(D-d)/r=4$ 和 $\sigma_B=600$ MPa 条件下, $r/d=0.02$ 时, $k_\sigma=1.86$, $r/d=0.03$ 时, $k_\sigma=1.88$;通过内插法可求得 $(D-d)/r=4$, $r/d=0.0273$ 时的应力集中系数为

$$k_\sigma = 1.86 + \frac{0.0273-0.02}{0.03-0.02}(1.88-1.86) = 1.875$$

最后再通过内插法计算即可求得 $(D-d)/r=3.33$ 和 $r/d=0.0273$ 时的有效应力集中系数为

$$k_\sigma = 1.616 + \frac{3.33-2}{4-2}(1.875-1.616) = 1.79$$

(2)绝对尺寸系数 ϵ_σ

查附表 1-4,当 $d=55$ mm,材料为碳素结构钢时, $\epsilon_\sigma=0.81$ 。

(3)表面状态系数 β

查附表 1-5,当材料的 $\sigma_B=600$ MPa 及表面精车削加工 ($R_a=1.6$ μm) 时, $\beta=0.95$ 。

在疲劳强度计算中,应根据具体情况选取 β 值。例如,零件表面只经过切削加工或不加工时,则应按附表 1-5 选取 β 值;若零件表面不仅机械加工而且经过强化工艺处理,则应按附表 1-6 选取 β 值。

例 1-4 一优质碳素结构钢零件,其 $\sigma_B=560$ MPa, $\sigma_s=280$ MPa, $\sigma_{-1}=250$ MPa。承受工作变应力 $\sigma_{\max}=155$ MPa, $\sigma_{\min}=30$ MPa。零件的有效应力集中系数 $k_\sigma=1.65$,绝对尺寸系数 $\epsilon_\sigma=0.81$,表面状态系数 $\beta=0.95$ (精车)。如取许用安全系数 $[S]=1.5$ 。校核此零件的强度是否足够。

解 (1)计算应力幅和平均应力

应力幅

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} = \frac{(155 - 30)}{2} \\ &= 62.5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

平均应力

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} = \frac{(155 + 30)}{2} \\ &= 92.5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(2)计算疲劳强度安全系数

据表 1-5 查得等效系数 $\psi_\sigma=0.30$ (拉压应力,车削表面)。

计算安全系数为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{250}{\frac{1.65}{0.81 \times 0.95} \times 62.5 + 0.30 \times 92.5} = 1.545$$

(3) 计算静强度安全系数

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_s}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{280}{62.5 + 92.5} = 1.81$$

由上述计算结果可知,该零件的疲劳强度和静强度安全系数均大于许用安全系数 $[S] = 1.5$,故零件强度足够。

例 1-5 一转轴受规律性非稳定非对称循环变应力作用,其各级变应力的 σ_a 和 σ_m 的名义值见下表的第二、第三列。各级变应力的循环次数见第四列。材料为 45 钢调质, $\sigma_{-1} = 250$ MPa, $m = 9$, $N_0 = 10^7$ 。 $k_{\sigma} = 1.76$, $\epsilon_{\sigma} = 0.78$, $\beta = 0.95$, $\psi_{\sigma} = 0.34$ 。许用安全系数 $[S] = 1.5$ 。求该轴的计算安全系数 S_{σ} 。

解 (1) 计算各级变应力的当量应力 σ_i

根据式(1-33)

$$\begin{aligned}\sigma_i &= \left[\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}\beta} \sigma_a + \sigma_m \psi_{\sigma} \right]_i \\ &= \left[\frac{1.76}{0.78 \times 0.95} \times \sigma_a + 0.34 \times \sigma_m \right]_i\end{aligned}$$

σ_i 的计算结果见下表的第五列。

例 1-5 表		例 1-5 的计算数据			MPa
应力级序号	应力幅 σ_a	平均应力 σ_m	循环次数 n_i	当量应力 σ_i	
1	120	20	3×10^3	292	
2	110	20	7×10^4	268	
3	90	20	4×10^6	220.6	

(2) 求当量应力循环次数 N_v

因 σ_3 小于材料的 σ_{-1} ,故对零件不会造成疲劳损伤,在求 N_v 时不计入。

根据式(1-39)

$$\begin{aligned}N_v &= \sum_{i=1}^2 \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m n_i = \left(\frac{292}{292} \right)^9 \times 3 \times 10^3 + \left(\frac{268}{292} \right)^9 \times 7 \times 10^4 \\ &= 3.53 \times 10^4\end{aligned}$$

(3) 求寿命系数 K_N

根据式(1-40)

$$K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{3.53 \times 10^4}} = 1.8724$$

(4) 求计算安全系数 S

根据式(1-41)

$$S = \frac{K_N \sigma_{-1}}{\sigma_1} = \frac{1.8724 \times 250}{292} = 1.6 > [S] = 1.5$$

结论:该转轴疲劳强度足够安全。

例 1-6 估算一起重机吊钩上端螺纹部分的疲劳寿命。已知:吊钩上端螺纹为标准的 M64 粗牙螺纹;吊钩材料为 20 钢,其 $\sigma_B = 410$ MPa, $\sigma_s = 245$ MPa;螺纹部分所受载荷情况如

下表所示,该表系用统计方法而得出。

各工况下螺纹部分所受的名义应力列于下表的第三列;每天每一名应力作用的循环次数列于下表的第一列;由表可知,吊钩每天工作的总循环数 $N_d = 144$ 次,故每天各应力水平所占循环数的百分比 n_i/N_d 列于例 1-6 表的第二列。

解 (1) 确定计算应力(当量应力) σ_i

① 根据 20 钢的 σ_B 从 [10] 表 5.2 得螺纹的有效应力集中系数 $k_\sigma = 3.0$, 由 [10] 图 4.23 得 M64 螺栓的尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.85$, 由 [10] 图 4.31 得粗车的表面状态系数 $\beta = 0.88$, 由此得

$$\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} = \frac{3.0}{0.85 \times 0.88} = 4.0$$

② 螺栓的应力状态是规律性非稳定脉动循环变应力, 为简化计算起见, 将其视为对称循环变应力。这样就可以将名义应力 σ 直接乘上系数 $k_\sigma/(\epsilon_\sigma \beta) = 4.0$ 得计算(当量)应力 σ_i , 列于下表的第四列。

(2) 估算材料的疲劳极限和确定材料的 $\sigma-N$ 曲线

① 估算材料的疲劳极限

由于没有进行 20 钢的疲劳试验, 因此只能用近似法获得材料的疲劳极限和 $\sigma-N$ 曲线。

根据表 1-4 的经验公式得

$$\begin{aligned}\sigma_{-1} &= 0.23(\sigma_s + \sigma_B) = 0.23 \times (245 + 410) \\ &= 150.7 \text{ MPa}\end{aligned}$$

将例 1-6 表中第四列数据与疲劳极限 σ_{-1} 相比较可见, 其中大部分计算应力的数值均大于 $\sigma_{-1} = 150.7 \text{ MPa}$ 。因此, 这种应力变化情况属于有限寿命计算。

例 1-6 表

例 1-6 的计算数据

每天工作的 循环数 n_i	循环数占的 百分比 $\frac{n_i}{N_d}/(10^{-2})$	名义应力 σ/MPa	当 $k_\sigma/(\epsilon_\sigma \beta) = 4.0$ 时	
			计算应力 $\sigma_i = \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma$ /MPa	到达破坏时的 循环数 N_i
1	0.69	80.4	321.6	4×10^3
3	2.08	78.5	314	6×10^3
5	3.47	73.6	294.4	2.5×10^4
7	4.86	69.7	278.8	4×10^4
9	6.24	63.8	255.2	1×10^5
11	7.64	59.8	239.2	1.7×10^5
13	9.02	55.9	223.6	3.5×10^5
15	10.4	51.0	204	1.4×10^5
17	11.8	46.6	186.4	8×10^6
19	13.2	41.2	164.8	$> 10^7$
21	14.6	34.3	137.2	$> 10^7$
23	16.0	14.2	56.8	$> 10^7$

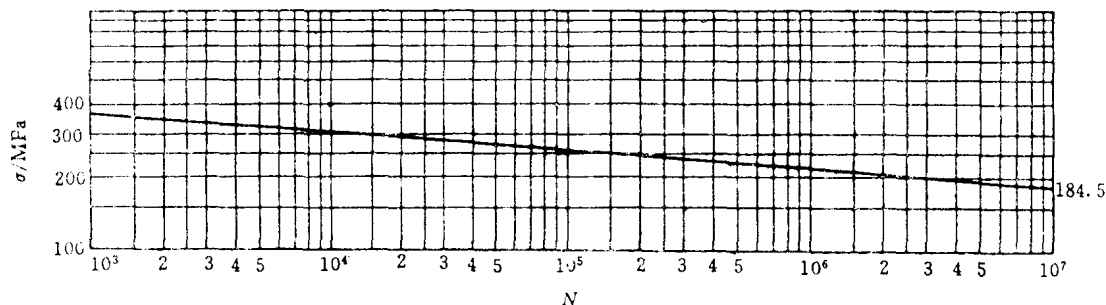
② 确定材料的 $\sigma-N$ 曲线

在缺少材料的 $\sigma-N$ 曲线条件下, 可用如下办法绘制近似的 $\sigma-N$ 曲线: 在双对数坐标纸上作两点, 一点的横坐标是 $N = 10^3$, 纵坐标是 $\sigma = 0.9\sigma_B = 0.9 \times 410 = 369 \text{ MPa}$; 另一点的横坐标是 $N = 10^7$, 纵坐标是 $\sigma_{-1} \approx 0.45\sigma_B = 0.45 \times 410 = 184.5 \text{ MPa}$, 连接这两点得一斜线, 此斜

线即为 20 钢的 σ - N 曲线, 如例 1-6 图所示。

(3) 吊钩螺栓部分的寿命估算

由例 1-6 图的 σ - N 曲线, 查出在应力水平 σ_i 下到达破坏的应力循环数 N_i , 其值列于例 1-6 表的第五列。



例 1-6 图 20 钢的 σ - N 曲线

按表 1-4 的经验公式求得的疲劳极限 $\sigma_{-1t} = 150.7$ MPa; 而按材料 σ - N 曲线近似作图法求得的 $\sigma_{-1t} = 184.5$ MPa, 说明两种近似求法之间有差别。本题取后者作为判断 σ_i 是否构成疲劳损伤的依据, 凡小于 $\sigma_{-1t} = 184.5$ MPa 的计算应力均不构成疲劳损伤, 因而在计算总寿命 N 时略去不计。

将例 1-6 表中的第二、五列数据代入式 (1-39) 中, 可求得总寿命 N , 即

$$N = 1 / \left(\frac{0.0069}{4 \times 10^3} + \frac{0.0208}{6 \times 10^3} + \frac{0.0347}{2.5 \times 10^4} + \frac{0.0486}{4 \times 10^4} + \frac{0.0624}{10^5} + \frac{0.0764}{1.7 \times 10^5} + \frac{0.0902}{3.5 \times 10^5} + \frac{0.104}{1.4 \times 10^6} + \frac{0.118}{8 \times 10^6} \right)$$

$$= 1.082 \times 10^5$$

因每天工作循环数为 144, 故工作天数为

$$\frac{1.082 \times 10^5}{144} = 752 \text{ 天}$$

如该起重机每年工作 360 天, 则工作年数为

$$\frac{752}{360} = 2.09 \text{ 年}$$

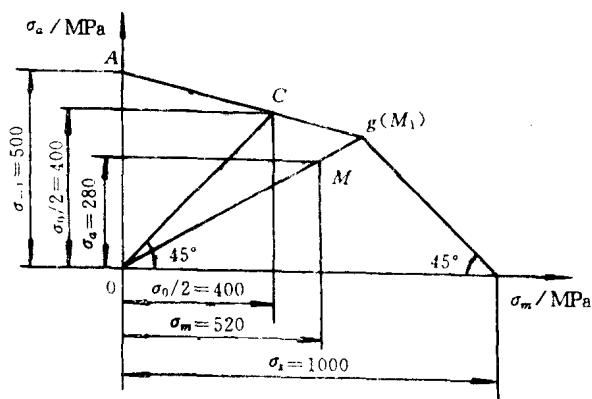
即该吊钩每工作两年以后, 必须更新, 以确保安全工作。

1-53 题解

(1) 绘制简化疲劳极限线图

已知 $\sigma_s = 1000$ MPa, $\sigma_{-1} = 500$ MPa, $\frac{\sigma_0}{2} = 400$ MPa, 作谢林森折线图如解 1-53 图。

(2) 计算应力幅和平均应力



解 1-53 图

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

$$\sigma_{\min} = r\sigma_{\max} = 0.3 \times 800 = 240 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{800 - 240}{2} = 280 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{800 + 240}{2} = 520 \text{ MPa}$$

(3) 绘工作应力点及极限应力点

根据 σ_a, σ_m 数值, 在题解图中作出点 M , 则 M 点即为该零件工作应力点。从图中原点过 M 点作射线, 交谢林森折线于 M_1 点, 则 M_1 点即为极限应力点。

(4) 验算安全系数

从解图可知, 极限应力点 M_1 与 AE, DE 交点 E 接近, 故该零件的失效形式可能是疲劳失效或者是静强度失效; 因此应同时对两种安全系数进行校核。

疲劳强度安全系数

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

式中

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 \times 500 - 800}{800} = 0.25$$

则

$$S_\sigma = \frac{500}{\frac{1.49}{0.83 \times 1} \times 280 + 0.25 \times 520} = 0.79$$

静强度安全系数

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{1000}{280 + 520} = 1.25$$