

工 科 核 心 课 程 学 习 辅 导 丛 书

机械设计

学习要点与习题解析

杨昂岳 主编

依 据 教学大纲

紧 扣 权威教材

利 于 自学 辅导 考研

精 选 例 题 提示解题方法

模 拟 自 测 提供答案详解

国防科技大学出版社

理工科核心课程教学辅导丛书
机电类

机 械 设 计

学习要点与习题解析

主 编 杨昂岳

参编人员 杨昂岳 吴石林 夏宏玉
刘 磊 卢耀辉

国防科技大学出版社
长沙

内 容 简 介

本书是根据国家教育部颁布的高等工科院校“机械设计课程教学基本要求”及“机械设计基础课程教学基本要求”编写的学习辅导教材,全书共分十三章,各章包括内容提示、重点难点分析、例题详解、思考题与习题及习题答案等内容。

本书例题及习题大都选自26所重点大学考研试卷,具有广泛的代表性。本书可作为本、专科学生学习《机械设计》的辅导教材及自考生的自学辅导教材,还可作为硕士学位研究生报考人员的考前复习教材,也是教师备课、命题的重要参考资料。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计学习要点与习题解析/杨昂岳主编. —长沙:国防科技大学出版社,2004.8
ISBN 7-81099-120-5

I. 机… II. 杨… III. 机械设计—高等学校—教学参考资料 IV. TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(2004)第079045号

国防科技大学出版社出版发行

电话:(0731)4572640 邮政编码:410073

E-mail: gfkdcbs@public.cs.bn.cn

责任编辑:唐卫葳 责任校对:徐飞

新华书店总店北京发行所经销

国防科技大学印刷厂印装

*

787×1092 1/16 印张:16.75 字数:387千

2004年8月第1次印刷 印数:1-3000册

ISBN 7-81099-120-5/TH·4

定价:26.00元

前 言

《机械设计》是高等工科院校机械类专业的一门主干技术基础课程，它的主要任务是培养学生掌握通用机械零件的设计原理、方法和机械设计的一般规律，具有设计机械传动装置和简单机械的能力。《机械设计》在机械类本科教学体系中占有十分重要的地位，也是机械工程一级学科各专业硕士研究生入学考试的课程之一。该课程内容较多，具有很强的理论性与实践性，初学者往往感到内容抽象、工程实际问题多、不容易抓到重点等等。本书以机械设计的基本知识、基本理论和基本方法为重点，以掌握解题方法和技巧、突出重点和难点为原则，对具有普遍性的重点、难点问题，详尽地给予了分析和解答。

本书是根据教育部高教司制订的“机械设计（原机械零件）课程教学基本要求”及作者多年的教学经验，参考了国内较广泛使用的相关教材以及全国26所重点大学的“机械设计”、“机械设计基础”及“机械原理与零件”等近百套考研试卷，精心编写而成。全书共十三章，各章包括内容提示、要点分析、例题详解、习题及习题答案。在内容提示中，概述了主要内容、基本要求及重点、难点；在要点分析中，对应掌握的基本知识、基础理论和基本方法，尤其是重点、难点内容进行了分析、归纳和指导；在例题详解中，通过典型例题示范解答，分析了解题要点、思路 and 技巧；在习题中，每章按思考简答题、填空题、选择填空题和判断等四种题型归纳了概念性习题，并选择了较多的分析计算、作图类习题；除思考简答题外，全部给出了参考答案。

本书概念性思考题与习题较多，旨在帮助学生深入理解基本概念，可作为自测题和思考题。本书习题面广且有代表性，具有重要参考价值。

由于各高校使用的教材不尽相同，各种版本的教材所用符号也不尽相同。本书例题、习题中所用符号尽量与濮良贵等主编的《机械设计》（第七版）一致。

本书是在校本科生及广大自考人员学习《机械设计》课程的辅导教材和自学指南，也是考研人员复习备考的参考书，还是教师备课、命题的重要参考资料。

由于编著者水平及时间有限，书中错漏不当之处在所难免，恳请广大读者批评指正。

作 者

2004年5月

工科核心课程学习辅导丛书

机电类：

1. 机械原理·学习要点与习题解析
2. 机械设计·学习要点与习题解析
3. 电工电子技术·学习要点与习题解析
4. 理论力学·学习要点与习题解析
5. 材料力学·学习要点与习题解析
6. 机械电子学·学习要点与习题解析

策划：徐 飞 唐卫葳

目 录

第一章 机械设计总论

- 1.1 内容提示 (1)
- 1.2 重点难点分析 (2)
- 1.3 例题详解 (6)
- 1.4 思考题与习题 (9)
- 1.5 习题答案 (21)

第二章 螺纹联接与螺旋传动

- 2.1 内容提示 (26)
- 2.2 重点难点分析 (26)
- 2.3 例题详解 (29)
- 2.4 思考题与习题 (37)
- 2.5 习题答案 (47)

第三章 轴毂联接

- 3.1 内容提示 (53)
- 3.2 重点难点分析 (53)
- 3.3 例题详解 (54)
- 3.4 思考题与习题 (55)
- 3.5 习题答案 (59)

第四章 带传动

- 4.1 内容提示 (61)
- 4.2 重点难点分析 (61)
- 4.3 例题详解 (63)
- 4.4 思考题与习题 (66)
- 4.5 习题答案 (74)

第五章 链传动

- 5.1 内容提示 (79)
- 5.2 重点难点分析 (79)
- 5.3 例题详解 (81)
- 5.4 思考题与习题 (82)

5.5	习题答案	(87)
第六章 齿轮传动		
6.1	内容提示	(88)
6.2	重点难点分析	(88)
6.3	例题详解	(99)
6.4	思考题与习题	(103)
6.5	习题答案	(118)
第七章 蜗杆传动		
7.1	内容提示	(123)
7.2	重点难点分析	(123)
7.3	例题详解	(126)
7.4	思考题与习题	(128)
7.5	习题答案	(135)
第八章 滑动轴承		
8.1	内容提示	(137)
8.2	重点难点分析	(137)
8.3	例题详解	(141)
8.4	思考题与习题	(143)
8.5	习题答案	(150)
第九章 滚动轴承		
9.1	内容提示	(153)
9.2	重点难点分析	(153)
9.3	例题详解	(158)
9.4	思考题与习题	(163)
9.5	习题答案	(172)
第十章 联轴器和离合器		
10.1	内容提示	(177)
10.2	重点难点分析	(177)
10.3	例题详解	(178)
10.4	思考题与习题	(179)
10.5	习题答案	(183)
第十一章 轴		
11.1	内容提示	(185)

11.2 重点难点分析	(185)
11.3 例题详解	(190)
11.4 思考题与习题	(190)
11.5 习题答案	(197)

第十二章 弹 簧

12.1 内容提示	(199)
12.2 重点难点分析	(199)
12.3 思考题与习题	(200)
12.4 习题答案	(204)

第十三章 机械设计综合题

13.1 内容提示	(205)
13.2 例题详解	(205)
13.3 习 题	(211)
13.4 习题答案	(213)

附 A 期末考试试卷及考研试卷选

A1 期末考试试题一	(217)
A2 期末考试试题二	(222)
A3 考研试题一	(226)
A4 考研试题二	(230)
A5 考研试题三	(233)
A6 考研试题四	(236)

附 B 期末考试试题及考研试题答案

B1 期末考试试题一答案	(240)
B2 期末考试试题二答案	(243)
B3 考研试题一答案	(246)
B4 考研试题二答案	(250)
B5 考研试题三答案	(252)
B6 考研试题四答案	(255)

参考文献	(259)
------	-------

第一章 机械设计总论

1.1 内容提示

本章涵容了教材中的绪论,机械及机械零件设计概要,机械零件的强度,摩擦、磨损及润滑概述等几章的内容。具体内容包括:

1. 机械在国民经济建设中的地位和作用。
 2. 本课程的内容、性质、任务和学习方法。
 3. 机械设计的一般程序。
 4. 机械零件设计的一般步骤和方法。
 5. 机械零件的失效形式和设计准则。
 6. 机械零件的材料及其选用。
 7. 机械零、部件所载荷及应力的类型,变应力的种类和特点。
 8. 静应力下机械零件的强度判断方式,单向应力状态及复合应力状态下危险剖面上计算应力及表面接触应力的计算。
 9. 变应力作用下机械零件的强度问题:(1)变应力作用下机械零件的失效特征及影响疲劳强度的主要因素;(2)疲劳曲线($\sigma - N$ 曲线)、极限应力图($\sigma_m - \sigma_a$ 图)、疲劳损伤累积假说(曼耐尔定理)的含义及极限应力的确定方法;(3)变应力作用下机械零件的强度计算。
 10. 摩擦、磨损和润滑在机械制造中的意义。
 11. 干摩擦、边界摩擦、混合摩擦和液体摩擦的特点,各类摩擦状态对摩擦系数 μ 的影响,干摩擦的机理。
 12. 摩擦与磨损的相互关系,磨损对机械寿命和性能的影响,磨损的实质和基本规律,磨损的分类,各类磨损的影响因素,减少磨损的各种措施。
 13. 润滑的作用,润滑材料的分类,各类润滑材料的性能指标,润滑剂的选用原则。
- 本章的重点内容是零件的失效形式和设计准则,稳定循环变应力作用下单向应力状态及复合应力状态下的强度计算,各种摩擦及磨损的机理、物理特征及其影响因素。难点是变应力作用下零件的疲劳曲线、极限应力图、疲劳损伤累积假说及其应用。

1.2 重点难点分析

1. 机械零件所受的应力类型及其相应的强度计算式

机械零件所受的应力可分为静应力和变应力两大类。依据两类不同性质的应力作用下零件将发生的失效形式的不同,可建立相应的强度计算式。

进行静应力作用下强度计算时,要根据应力状态来确定零件危险剖面上的最大工作应力。当单向应力状态时,计算应力就是其最大工作应力;当复合应力状态时,塑性材料零件的最大工作应力常按第三强度理论计算。

变应力可由变载荷产生,也可由静载荷产生。在变应力种类中,稳定循环单向变应力是最基本的变应力。它又按循环特征 r 值的不同,分为对称循环变应力($r = -1$)、脉动循环变应力($r = 0$)和非对称循环变应力($0 < r < 1, -1 < r < 0$)。不论稳定循环变应力的 r 为何值,其强度计算都是 $S = \sigma_r / \sigma_{\max} \geq [S]$,即安全系数 = $\frac{\text{极限应力}}{\text{最大工作应力}} \geq$ 许用安全系数。从研究问题的角度出发,可把任何稳定非对称循环变应力看做是由一静应力(其大小等于原变应力的平均应力 σ_m)和一对称循环变应力(其最大应力等于原变应力的应力幅 σ_a)所叠加而成的变应力,如图 1-1 所示。这样分解,有助于理解为何在考虑疲劳强度因素对极限应力的影响时,只需用综合影响系数 $(K_\sigma)_D$ (或 $(K_t)_D$) 修正变应力中的应力幅 σ_a 部分,而不必修正平均应力 σ_m 。

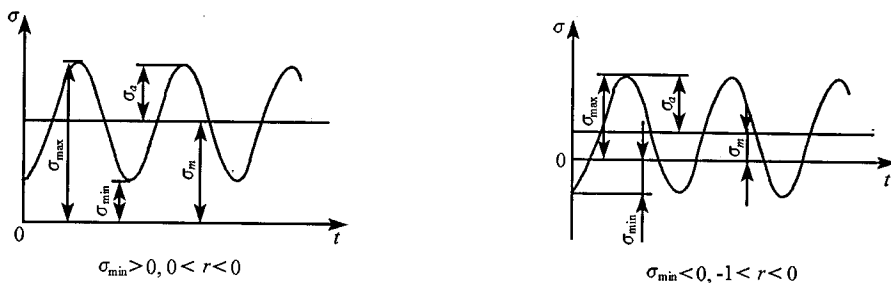


图 1-1

2. 疲劳曲线($\sigma - N$ 曲线)及极限应力图($\sigma_m - \sigma_a$ 图)的含义与应用

(1) 金属材料的疲劳曲线($\sigma - N$ 曲线)是取同一 r 值、不同 N 值时做试验得到的。它表示在给定循环特征 r 的条件下,应力循环次数 N 与疲劳极限的关系曲线。疲劳曲线方程为 $\sigma_N^m = \text{常数}$,如图 1-2 所示。由试验得知,不同材料具有不同的疲劳曲线。就图 1-2 而言,曲线 AB 上的点均表示对应 N 时的极限应力值。随应力 σ 的减小,材料到破坏时经历的循环次数 N 就相应增加。取 N_0 为循环基数,其对应的应力值称为疲劳极限 σ_r 。不

同材料的 N_0 值不同。 N_0 将 $\sigma - N$ 曲线分为无限寿命区 ($N > N_0$ 区) 及有限寿命区 ($N < N_0$ 区)。在 $N < N_0$ 区内, 曲线上各点代表的应力值称为有限寿命条件下的疲劳极限应力 σ_{rN} 。可根据疲劳曲线方程导出 σ_{rN} 的计算式: $\sigma_{rN} = \sqrt[m]{N_0/N} \cdot \sigma_r = k_N \sigma_r$, 式中 $k_N = \sqrt[m]{N_0/N}$ 称为寿命系数。当 $N \geq N_0$ 时, 取 $k_N = 1$, 则 $\sigma_{rN} = \sigma_r$; 当 $N < N_0$ 时, $k_N > 1$, 显然 $\sigma_{rN} > \sigma_r$, 即有限寿命的疲劳极限应力大于疲劳极限值。这就意味着, 零件按有限寿命设计和按无限寿命设计将获得不同结构的基本尺寸。因此, 要分清按哪一种情况设计。当 $r = -1$ 时, $\sigma_r = \sigma_{-1}$, 只要知道材料及 N , 便可按上式计算出 σ_{-1N} 值及进行安全系数 S 计算和强度校核。

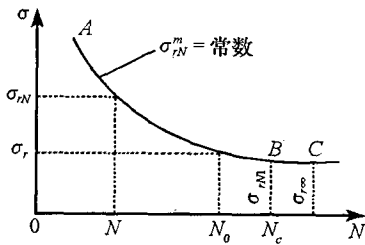


图 1-2 疲劳曲线

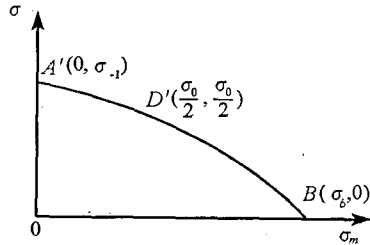


图 1-3 塑性材料极限应力图

(2) 材料的极限应力图 ($\sigma_m - \sigma_a$ 图) 是在同一 N 值 (常取 $N = N_0$)、不同 r 值时试验得到的, 如图 1-3 所示。为方便作图及应用, 一般采用折线 AGC 代替曲线 AGC (对塑性材料为折线 ADB), 得到简化极限应力图, 如图 1-4 所示。图中, 折线 AGC 上的点表示对应于 $-1 \leq r \leq +1$ 时的极限应力。横坐标轴上任何一点都代表应力幅 $\sigma_a = 0$ 的应力即静应力, GC 线上任一点均代表极限应力等于屈服极限 σ_s 的变应力状况。只要塑性材料所受的工作应力处于 $OAGC$ 区域内, 则表示不发生破坏; 如在此区域外, 则表示一定发生破坏, 且由 GC 线确定极限应力的材料在过载时首先可能发生的是屈服失效; 如工作应力正好处于折线 AGC 上, 则表示工作应力状况正好达到极限状态。由于金属材料制成的机械零件总会存在几何形状变化、尺寸大小不同、加工质量及强化差异等因素的影响, 使得零件的疲劳极限要小于材料试件的疲劳极限。所以在计算机械零件强度时, 要考虑应力集中、绝对尺寸和表面状态等对疲劳强度的影响, 因此要引入综合影响系 $K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q}$

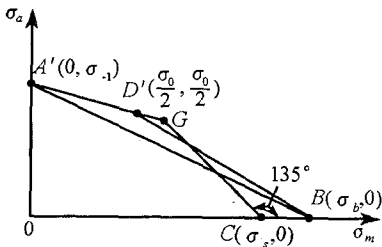


图 1-4 塑性材料简化极限应力图

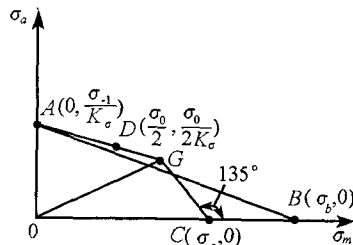


图 1-5 考虑 K_σ 、 ϵ_σ 、 β_σ 及 β_q 影响的极限应力图

或 $K_r = \left(\frac{k_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{\beta_r} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q}$, 对变应力的应力幅部分进行修正, 用 K_r 修正后的塑性材料零件极限应力曲折线 AGC 表示, 极限应力图如图 1-5 所示。

在进行机械零件的安全系数计算时, 首先要求出机械零件危险剖面上的最大工作应力 σ_{\max} 及最小工作应力 σ_{\min} , 计算出 σ_m 及 σ_a , 然后在极限应力图中标出工作应力点 $M(\sigma_m, \sigma_a)$ 的位置, 计算安全系数 S 所用的极限应力 σ_r 应是零件极限应力折线 AGC 上某一个点所代表的应力。该点位置要由零件工作应力的变化规律确定。零件工作应力变化规律通常有三种: ① $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ (例如绝大多数转轴的应力状况), 计算时所用极限应力的循环特性必须与零件工作应力的循环特性相同。② $\sigma_m = \text{常数}$ (例如弹簧振动时的应力状况), 计算时所用的极限应力的平均应力必须与零件工作应力的平均应力相同。③ $\sigma_{\min} = \text{常数}$ (例如紧螺栓联接中螺栓受轴向变载荷时的应力状况), 计算时所用的极限应力必须与零件工作应力的最小应力相同。依上述原则, 确定所用极限应力在极限应力曲线上的位置。在工程设计中, 当难以确定所设计的机械零件的应力变化规律时, 一般可按 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 的简单应力循环规律处理。所以在此只讨论稳定循环单向应力状态 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 时的 σ_r 的确定方法。在图 1-5 上连接 OG , 将图分为 OAG 区和 OGC 区, 若零件工作应力点 $M(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 OAG 区, 连 OM 并延长与 AG 直线相交, 交点 $M'(\sigma'_{me}, \sigma'_{ae})$ 所代表的应力值即为所求 $\sigma'_{\max} = \sigma'_{me} + \sigma'_{ae}$, 联立 AG 直线方程与 $OM(M')$ 直线方程求解得 $\sigma'_{\max} = \sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m) / [K_s \sigma_a + \psi_s \sigma_m]$, 零件的安全系数 $S_s = \sigma'_{\max} / (\sigma_a + \sigma_m) = \sigma_{-1} / [K_s \sigma_a + \psi_s \sigma_m]$, 其强度条件为 $S_s \geq [S_s]$; 若零件工作应力点 $N(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 OGC 区, 其极限应力由 GC 直线确定, 显然 $\sigma'_{\max} = \sigma'_m + \sigma'_a = \sigma_s$, 零件的安全系数 $S_s = \sigma'_{\max} / (\sigma_a + \sigma_m) = \sigma_s / (\sigma_a + \sigma_m)$, 其强度条件为 $S_s \geq [S_s]$ 。由此可知, 在 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 条件下, 凡工作应力点位于 OGC 区并由 GC 线决定极限应力时, 只需进行静强度计算。

对于剪切变应力, 只需把上述 S 计算公式中的正应力 σ 改为剪应力 τ 即可。

当设计的零件应力循环次数 N 在 $10^3 < N < N_0$ 的范围时, 进行疲劳强度计算所用的极限应力 σ_{\lim} 应是有限寿命条件下的疲劳极限 $\sigma_{iN}, \sigma_{rN} = k_N \sigma_r$ 。所以安全系数计算式为 $S_s = \sigma_{rN} / (\sigma_a + \sigma_m) = k_N \sigma_r / (\sigma_a + \sigma_m)$ 。

3. 影响机械零件疲劳强度的主要因素

影响机械零件疲劳强度的主要因素有材料性能、应力循环特征 r 、应力循环次数 N 、应力集中、绝对尺寸和表面状态等。在进行疲劳强度计算时, 必须充分考虑这些影响因素。要注意两点:

(1) 因为在其他条件相同下, 钢的强度越高, 综合影响系数 K_s 或 K_r 值越大, 所以对于用高强度钢制造的零件, 为了得到提高强度的效果, 必须采取减少应力集中及适当提高表面质量的措施。

(2) 在考虑应力集中影响时, 若零件危险剖面处有多个不同的应力集中源, 则应取诸有效应力集中系数 k_s (或 k_r) 中较大者, 并代入式 $K_s = \left(\frac{k_s}{\epsilon_s} + \frac{1}{\beta_s} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q}$ (或 $K_r =$

$(\frac{k_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{\beta_r} - 1) \frac{1}{\beta_q}$) 中计算。

4. 工程中的摩擦、磨损和润滑问题

摩擦、磨损和润滑是一门综合性的学科,涉及到物理、化学、弹塑性力学、金属材料学、机械学和粘性流体力学等科学知识。在工程实际中,摩擦、磨损和润滑现象不是孤立的,而是互相影响的。如跑合磨损可以使摩擦系数减少;粘着磨损会使摩擦系数增大,甚至卡死。还应当注意到,摩擦和磨损在一般情况下是有害的,但在某些情况下却是有益的。例如零件的摩擦、磨损,使其寿命缩短,效率降低,是有害的。但在摩擦传动和带传动中,摩擦力的增大则对传动是有利的。

5. 常见的摩擦状态及其形成条件和特点

干摩擦,严格来说只能在理想洁净的干燥表面及真空条件下才可能出现。而通常的干摩擦,是指没有给摩擦表面加入润滑剂时的摩擦。流体摩擦,其表面间有足够厚的油层,将两表面完全隔开,摩擦发生在润滑剂内部,是属于润滑剂的内摩擦,所以摩擦系数很小,但是这种摩擦状态不容易获得。边界摩擦,其表面间存在着一层极薄的润滑膜,它不能将两表面完全隔开,其润滑作用取决于润滑剂的粘度、润滑剂所含的活性物质及润滑膜与摩擦表面的相互作用。混合摩擦是在同一接触表面间同时出现上述几种摩擦状态的摩擦,是生产实际中最常见的摩擦状态。

通常用膜厚比 $\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{a1} + R_{a2}}}$ 判别摩擦状态:当 $\lambda < 0.4$ 时为边界摩擦;当 $0.4 \leq \lambda \leq 3$ 时,为混合摩擦;当 $\lambda > 3$ 时,为流体摩擦。

6. $\eta v/p$ 与润滑状态

摩擦特性曲线的横坐标 $\eta v/p$ 是无量纲参量,随着 $\eta v/p$ 的变化,摩擦副的润滑状态跟着变化。当 $\eta v/p$ 增大时,摩擦状态由边界摩擦过渡到混合摩擦、流体摩擦。摩擦系数 μ 在边界摩擦区和混合摩擦区由大变小,但在流体摩擦区,随着 $\eta v/p$ 的增大,由于流体运动阻力增大,摩擦系数 μ 缓慢增大。影响摩擦特性的因素有:润滑油的动力粘度 η ,速度 v ,最小油膜厚度 h_{\min} ,表面粗糙度 R_a 。边界润滑时, $h_{\min} \rightarrow 0$;混合润滑时, $h_{\min} \approx R_a$;流体润滑时, $h_{\min} \gg R_a$ 。磨损只发生在边界润滑和混合润滑状态下,流体润滑状态下几乎无磨损。

7. 磨损过程曲线

客观地说,机械零件的磨损是难以避免的。磨损过程曲线展示了机械零件磨损的普遍规律,通过对曲线进行分析可知,要想使零件的使用寿命延长,可以采用下面的措施:(1)缩短跑合时间,即严格遵守跑合规程,适当加研磨剂,跑合后换油清洗干净。(2)合理选用润滑剂,降低磨损率 ϵ ,延长第 II 阶段的时间,推迟到 III 阶段的到来,这样就能延长零件的寿命。

金属零件接触表面的磨损以粘着磨损、磨料磨损和接触疲劳磨损为重点,学习时应弄清楚磨损机理及减少磨损的措施。在生产实际中,单一形式的磨损较少出现,通常出现的是多种磨损形式共存的复合形式。学习中要注意与后续章节的齿轮传动、蜗杆传动、链传动、滑动轴承和滚动轴承等章节的失效分析结合起来,这样才能对各种磨损的机理逐步加深理解。

8. 润滑剂及其主要的性能指标

润滑油是粘性流体,符合粘性定律表达式 $\tau = -\eta \frac{\partial v}{\partial y}$ 。润滑油粘度是重要的概念,要弄清楚它的物理意义和常用单位的换算。对粘—温、粘—压特性及其对润滑的影响要有一定的了解。要掌握润滑剂的选用原则。

学习润滑剂及其主要的性能指标时,重点应放在润滑油上,对其他润滑剂只要求作一般了解。

1.3 例题详解

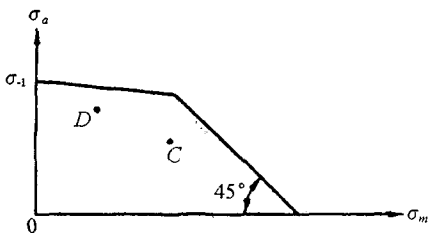
本章习题可分三种类型:一是基本概念题,内容涉及面较广,涉及到机械零件设计概要(机械零件的主要失效形式、设计的基本要求、计算准则、设计方法及步骤、材料选用原则、标准化等)、机械零件的强度问题及摩擦、磨损和润滑的基本概念及机理;二是机械零件疲劳强度的计算;三是绘制零件的极限应力图,并用图解法求极限应力值。其中零件的疲劳强度计算与画极限应力图又往往是结合在一起的,本章习题中的“大题”多是这一类型,而且又多集中在单向稳定变应力时机械零件的疲劳强度计算问题上。

【例 1.1】在图示零件极限应力图上,工作点 C 和 D 为斜齿轮轴上两种应力工作点。试在图中标出对应的极限应力点,并说明分别会出现什么形式的破坏?

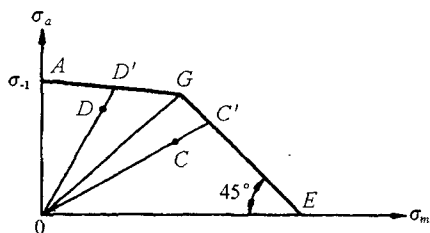
解题要点:

1° 斜齿轮轴上既承受弯矩,又承受扭矩,为转轴,所以轴上各点应力循环特性 $r =$ 常数, C 、 D 两点对应的极限应力点分别是 OC 、 OD 与极限应力线的交点 C' 、 D' 。

2° $r =$ 常数时, OAG 区域内工作应力点的失效形式为疲劳失效; OGE 区域内工作应力点的失效形式为屈服失效,其极限应力为 σ_s 。



例 1.1 图



例 1.1 答图

解:

如图所示, C 点对应的极限应力点为 C' , D 点对应的极限应力点为 D' 。

C 点会出现屈服失效(塑性变形), D 点会出现疲劳失效。

【例 1.2】 45 钢经调质后的性能为 $\sigma_{-1} = 300\text{N/mm}^2$, $m = 9$, $N_0 = 10^7$, 以此材料作试件进行试验, 先以对称循环变应力 $\sigma_1 = 500\text{N/mm}^2$ 作用 $n_1 = 10^4$ 次, 再以 $\sigma_2 = 400\text{N/mm}^2$ 作用于试件, 求还能循环多少次才会使试件破坏。

解题要点:

这是属于不稳定变应力作用下的疲劳强度计算问题, 应根据疲劳损伤累积假说

(Miner 假说) 进行计算: $\sum_{i=1}^2 \frac{n_i}{N_i} = 0.7 \sim 2.2$, 现取等号右边为 1 计算。

解:

$$\sigma_{-1}^m N_0 = \sigma_r^m N_r$$

$$N_1 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m = 10^7 \times \left(\frac{300}{500} \right)^9 \approx 10^5 \times 1.00777$$

$$N_2 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_2} \right)^m = 10^7 \times \left(\frac{300}{400} \right)^9 \approx 10^5 \times 7.50847$$

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1, n_2 = \left(1 - \frac{n_1}{N_1} \right) N_2 = 6.7634 \times 10^5$$

【例 1.3】 某发动机连杆危险剖面处的直径 $d = 70\text{mm}$, 当汽缸发火时, 连杆受到压力 500kN ; 在吸气开始时, 受到拉力 120kN 。连杆表面精磨并用优质碳素钢制造, 连杆材料的 $\sigma_B = 630\text{MPa}$, $\sigma_S = 350\text{MPa}$, $\sigma_{-1} = 210\text{MPa}$, $\sigma_0 = 380\text{MPa}$ 。试求连杆的安全系数。

解题要点:

1° 连杆所受应力为非对称循环变应力, 可据其所受最大拉、压载荷计算出最大、最小应力, 进而算出平均应力及应力幅。

$$2^\circ \quad \psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$$

解:

$$(1) \sigma_{\max} = \frac{120 \times 10^3}{\pi(35)^2} = 31.2\text{MPa}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-500 \times 10^3}{\pi(35)^2} = -129.9\text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{31.2 - 129.9}{2} = -49.35\text{MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{31.2 - (-129.9)}{2} = 80.55\text{MPa}$$

(2) 确定综合影响系数 $(k_\sigma)_D$

设 $d = 70\text{mm}$ 光轴无应力集中, 取有效应力集中系数 $k_\sigma = 1$; 查钢材的尺寸及截面形状系数 ϵ_σ 图得 $\epsilon_\sigma \approx 0.67$; 查钢材的表面质量系数图得 $\beta_\sigma \approx 0.92$; 表面未进行强化处理, 取强

化系数 $\beta_q = 1$ 。

$$K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} = \left(\frac{1}{0.67} + \frac{1}{0.92} - 1 \right) \frac{1}{1} \approx 1.58$$

(3) 受循环弯曲应力时的材料常数(等效系数) ψ_σ :

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 \times 210 - 380}{380} \approx 0.105$$

(4) 按 $r = C$ 求计算安全系数 S_{ca}

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{210}{1.58 \times 80.55 + 0.105 \times (-49.35)} \approx 1.72$$

【例 1.4】 一转轴材料为 45 钢调质, 受规律性非稳定对称循环变应力作用, 各级应力的最大值分别为 $\sigma_{1\max} = 125\text{N/mm}^2$, $\sigma_{2\max} = 115\text{N/mm}^2$, $\sigma_{3\max} = 100\text{N/mm}^2$, 作用次数分别为 $n_1 = 3 \times 10^3$ 次, $n_2 = 7 \times 10^4$ 次, $n_3 = 4 \times 10^6$ 次, 并已知 $\sigma_{-1} = 250\text{N/mm}^2$, $m = 9$, $N_0 = 10^7$, $k_\sigma = 1.76$, $\epsilon_\sigma = 0.78$, $\beta = 0.95$, $\psi_\sigma = 0.34$, 许用安全系数 $[n_{ca}] = 1.5$, 试校核该轴的疲劳强度。

解题要点:

1° 该轴疲劳强度计算属单向不稳定变应力作用下的疲劳强度计算问题, 用疲劳损伤累积假说进行计算;

2° 弯曲疲劳极限的综合影响系数:

$$K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q}$$

其中: k_σ 、 ϵ_σ 、 β 题中已给, 强化系数 β_q 题中未给, 当作表面未进行强化处理, $\beta_q = 1$ 。

3° 对称循环变应力循环特性 $r = -1$, 零件的极限应力为 $\sigma_{-1e} = \sigma_{-1}/K_\sigma$ 。

4° 在计算安全系数时, 在 σ_i 中选一个作为计算时采用的应力值, 一般选最大者 σ_1 或作用时间最长者, 求出应力情况系数 k_s , $k_s = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^z n_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m}$, 再代入计算安全系数公式 $n_{ca} = \frac{\sigma_{-1e}}{k_s \sigma_1}$ 中。

解:

$$K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} = \left(\frac{1.76}{0.78} + \frac{1}{0.95} - 1 \right) \times 1 \approx 2.31$$

$$\sigma_{-1e} = \sigma_{-1}/K_\sigma = 108.2\text{N/mm}^2$$

选 $\sigma_{1\max}$ 为计算应力值(因 $\sigma_{1\max}$ 最大):

$$\begin{aligned} k_s &= \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^z n_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{1\max}} \right)^m} \\ &= \sqrt[9]{\frac{1}{10^7} \left[3 \times 10^3 + 7 \times 10^4 \times \left(\frac{115}{125} \right)^9 + 4 \times 10^6 \times \left(\frac{100}{125} \right)^9 \right]} = 0.7278 \end{aligned}$$

$$n_{ca} = \frac{\sigma_{-1e}}{k_s \sigma_{1\max}} = 1.19 < [n_{ca}]$$

若选 $\sigma_{3\max}$ 为计算值(因 $n_3 = 4 \times 10^6$ 次最大):

$$k_s = \sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^z n_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{3\max}} \right)^m}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{10^7} \left[3 \times 10^3 \times \left(\frac{125}{100} \right)^9 + 7 \times 10^4 \times \left(\frac{115}{100} \right)^9 + 4 \times 10^6 \right]} = 0.90975$$

$$n_{ca} = \frac{\sigma_{-1e}}{k_s \sigma_{3\max}} = 1.189 < [n_{ca}]$$

该轴疲劳强度不足。

1.4 思考题与习题

【题 1.1】 思考题

- (1) 机械设计的程序是什么?其各阶段大致需要完成哪些任务?
- (2) 试述机械零件设计的一般步骤。
- (3) 常用的机械零件设计方法有哪些?
- (4) 什么是机械零件的失效?机械零件的主要失效形式有哪些?试结合日常接触的机械举出其中几种零件的失效形式并分析其原因。
- (5) 机械零件设计计算准则与失效形式有什么关系?有哪些常用的计算准则?它们是针对什么失效形式建立的?
- (6) 什么是标准化、系列化和通用化?在机械设计中采用“三化”具有什么重要意义?
- (7) 什么是静载荷、变载荷、静应力和变应力?试举出两个机械零件在工作时受静载荷作用而产生变应力的例子。
- (8) 作用在机械零件上的变应力有哪几种类型?如何区分它们?
- (9) 何谓工作载荷、名义载荷和计算载荷?名义载荷与计算载荷有何关系?
- (10) 怎样区分表面挤压应力和表面接触应力?试说明两圆柱体接触应力计算公式

$$\sigma_{H\max} = \sqrt{\frac{F_n}{\pi L} \cdot \frac{1/\rho_1 \pm 1/\rho_2}{(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2}}$$

中各符号的意义。

- (11) 稳定循环变应力的 σ_{\max} 、 σ_{\min} 、 σ_a 、 σ_m 、 r 五个参数各代表什么?试列出根据已知零件的 σ_{\max} 、 σ_{\min} 计算 σ_a 、 σ_m 及 r 的公式。
- (12) 试根据材料的疲劳曲线($\sigma - N$ 曲线),说明什么叫循环基数 N_0 、条件疲劳极限 σ_{rN} 和疲劳极限 σ_r ,并根据疲劳曲线方程导出 σ_{rN} 的计算式。
- (13) 试述金属材料的疲劳断裂过程。
- (14) 影响机械零件疲劳强度的主要因素有哪些?原因是什么?为什么影响因素中的 K_σ 、 ϵ_σ 、 β 只对变应力的应力幅部分有影响?
- (15) 零件设计中常见的应力集中源有哪些?若零件危险剖面上有几个应力集中源,