

机械零件教学指导书

清华大学机械设计教研组 合编
中央广播电视大学机械组
吴宗泽 主编

中央广播电视大学出版社

机械零件教学指导书

清华大学机械设计教研组
中央广播电视大学机械组 合编
吴宗泽 主编

中央广播电视大学出版社

机械零件教学指导书

清华大学机械设计教研组 合编
中央广播电视大学机械组
吴宗泽 主编

中央广播电视大学出版社出版
新华书店北京发行所发行
北京印刷一厂印装

开本 787×1092 1/16 印张 9.5 千字 236

1986年1月第1版 1986年4月第1次印刷

印数 1—46,000

书号: 15300·33 定价: 1.35 元

前 言

本书是中央广播电视大学《机械零件》课程的辅助教材。目的在于帮助学生深入理解和掌握本课程的主要内容。

在本书的主要章节中,一般包括:基本内容和教学要求,辅导课教案,习题提示和补充例题,思考题等几个部分。每章的教学内容都分为要求熟练掌握、要求掌握及一般了解内容三类,以指明学习重点。本书以辅导课教案的形式对重点内容进行研讨,可供学生自学或教师备课参考,但是并不意味着这是辅导课的唯一合理教案,各辅导教师必须按照学生情况和基本要求决定辅导课的内容。考虑到书中例题尚不能满足部分同学的需要,故安排了习题提示和补充例题。思考题则是为了帮助学生检查学习效果,以改进学习方法。

书中各章写法不尽一致,有些次要章节内容较少,而另一些章节如齿轮,运用机械原理知识较多,因此就加入了“预备知识”一节,引导学生复习。

本书力求在思想方法和学习方法方面给学习者以更多启示,帮助学生深入学习和理解基本教材,而不是代替教材。书中有*号的是较难或较深的内容,请读者根据具体情况选学。

本书所采用的图、表、例题、公式和参考书标号都标有一个“Z”字(代表“指导书”的“指(Zhi)”字),以便与教材区别。如图 Z 7-1 代表《机械零件教学指导书》第七章第一图,而图 7-1 则代表教材《机械零件》第七章第一图;此外,如表 Z 7-1,例 Z 7-1, (Z 15-1)式, [Z 2] 等都是指导书用的代号。

本书各章由编写《机械零件》教材各章原教师写成,由吴宗泽担任主编。书后有机机械零件实验指导书,作为附录,由卢颂峰同志编写。

感谢俞海清同志审阅了全书并提出了很多宝贵意见。

本书编者恳切欢迎读者提出批评和意见。

编 者

1985.9

目 录

第一章 机械零件设计概述	(1)
一、基本内容和教学要求	(1)
二、辅导课教案	(1)
三、思考题	(3)
第二章 机械零件的强度	(5)
一、基本内容和教学要求	(5)
二、思考题	(5)
第三章 螺纹联接(附螺旋传动)	(6)
一、基本内容和教学要求	(6)
二、辅导课教案	(6)
三、思考题	(17)
四、补充习题	(18)
五、习题提示	(20)
第四章 键、销、过盈配合联接	(22)
一、基本内容和教学要求	(22)
二、思考题	(22)
第五章 传动总论	(24)
一、基本内容和教学要求	(24)
二、辅导课教案	(24)
三、思考题	(28)
第六章 带传动	(29)
一、基本内容和教学要求	(29)
二、辅导课教案	(30)
三、补充例题	(37)
四、习题提示	(38)
五、思考题	(39)
第七章 齿轮传动	(41)
(一) 圆柱齿轮	(41)
一、预备知识	(41)
二、基本内容和教学要求	(42)
三、辅导课教案	(42)
四、思考题	(52)
(二) 圆锥齿轮	(55)
一、基本内容和教学要求	(55)
二、辅导课教案	(55)
三、思考题	(57)
第八章 蜗杆传动	(59)

一、基本内容和教学要求	(59)
二、辅导课教案	(59)
三、补充例题	(65)
四、习题提示	(66)
五、思考题	(66)
第九章 链传动	(67)
一、基本内容和教学要求	(67)
二、辅导课教案	(67)
三、补充例题	(72)
四、思考题	(73)
第十章 摩擦轮传动和无级变速器	(75)
一、基本内容和教学要求	(75)
二、思考题	(75)
第十一章 轴	(76)
一、基本内容和教学要求	(76)
二、辅导课教案	(76)
三、习题提示	(83)
四、思考题	(83)
第十二章 滚动轴承	(85)
一、基本内容和教学要求	(85)
二、教材的补充内容	(85)
三、辅导课教案	(88)
四、习题提示	(96)
五、思考题	(96)
第十三章 滑动轴承	(98)
一、基本内容和教学要求	(98)
二、辅导课教案	(98)
三、补充例题	(102)
四、习题提示	(105)
五、思考题	(105)
第十四章 联轴器和离合器	(108)
一、基本内容和教学要求	(108)
二、选择联轴器类型的原则	(108)
三、思考题	(108)
第十五章 弹簧	(110)
一、基本内容和教学要求	(110)
二、辅导课教案	(110)
三、补充内容——组合弹簧的设计计算	(114)
四、思考题	(116)
参考文献	(118)
附录 机械零件测绘和实验指导书	(119)
(一) 轴系结构测绘	(119)

(二) 螺栓组联接实验	(120)
(三) 液体动压轴承实验	(125)
(四) 带传动实验	(131)
(五) 齿轮传动效率实验	(135)
(六) 减速器拆装实验	(140)

第一章 机械零件设计概述

一、基本内容和教学要求

这一章包括了本课程的基本概念。在开始学习本课程时,对此章内容的理解还只能是比较肤浅的,以后将会更深刻地理解它。但是目前仍有必要尽可能好地掌握本章的主要内容,为以后的学习打下基础。在复习时除学习本章教材以外,应对手册有一大致了解。

1. 熟练掌握内容

- (1) 机械零件的失效分析概念;
- (2) 简单零件的等强度设计方法。

2. 掌握内容

- (1) 机械零件的计算准则;
- (2) 机械零件的材料选用原则;
- (3) 机械零件的结构工艺性;
- (4) 机械设计中的标准化。

3. 一般了解内容

- (1) 机械应满足的基本要求;
- (2) 机械零件设计的一般步骤。

二、辅导课教案

1. 讨论什么叫失效?(定义见教材)

能不能说机械设计就是防止失效?

分析下列零件的失效方式:汽车轮胎、起重机吊钩、电梯用钢丝绳、家用自来水龙头和自来水笔尖。通过上述分析是否能对这些零件的设计方法得到启示。

2. 什么叫等强度设计?采用等强度设计有什么好处?是否有些零件不采用等强度设计?为什么?

3. 失效分析例题,进一步分析教材中例 1-1,如果把例 1-1 的结构予以改进,是否可以提高其铆接接头效率?

(1) 采用两个铆钉(图 Z 1-1 a),取 $t=55\text{ mm}$, $S=7\text{ mm}$, (例 1-1 中求得的)

铆钉直径按钉剪切条件求得,两个铆钉剪切

$$F_1 = 2 \times \frac{\pi}{4} d^2 [\tau]$$
$$d = \sqrt{\frac{4 F_1}{2 \pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 50000}{2 \times \pi \times 180}} = 13.3\text{ mm}$$

由教材题 1-5 附表取钉直径 14 mm , 孔直径 $d=14.5\text{ mm}$ (精配合)

由板边剪切失效求 e_1, e , 考虑每个钉承受外载荷的 50% , a, b, c, f 各负担外载荷的 $1/4$ 。

$$\frac{F_1}{2} = 2(e_1 - d)S[\tau] \quad \text{得 } e_1 = 24.4\text{ mm} \quad \text{取 } e_1 = 25\text{ mm}$$

$$\frac{F_4}{2} = 2 \left(e - \frac{d}{2} \right) S [\tau] \quad \text{得 } e = 17.2 \text{ mm} \quad \text{取 } e = 18 \text{ mm}$$

由上面各尺寸可以求得几种失效的强度:

铆钉剪切 $F_1 = 2 \times \frac{\pi}{4} d^2 [\tau] = 2 \times \frac{\pi}{4} \times 14.5^2 \times 180 = 59447 \text{ N}$

板挤压 $F_2 = 2 \times d \times S [\sigma]_p = 2 \times 14.5 \times 7 \times 400 = 81200 \text{ N}$

板拉断 $F_3 = (t - d) S [\sigma] = (55 - 14.5) \times 7 \times 200 = 56700 \text{ N}$

板边剪切 $F_4 = 2 (e_1 - d) S [\tau] + 2 \left(e - \frac{d}{2} \right) S [\tau]$
 $= 2 \times (25 - 14.5) \times 7 \times 180 + 2 \times \left(17 - \frac{14.5}{2} \right) \times 7 \times 180 = 51030 \text{ N}$

铆缝接头效率 $\eta = \frac{F_4}{F_0} = \frac{51030}{77000} = 66.3\%$

由上面的分析可知,采用两个铆钉以后,钉直径减小,板拉断强度 F_3 比一个铆钉时加大了,但铆缝接头效率 η 并未有显著增加,而且 F_2 很大,不能称为等强设计,应改进。

(2) 采用两个铆钉(图 Z 1-1 a),并按等强度计算求各部分尺寸。

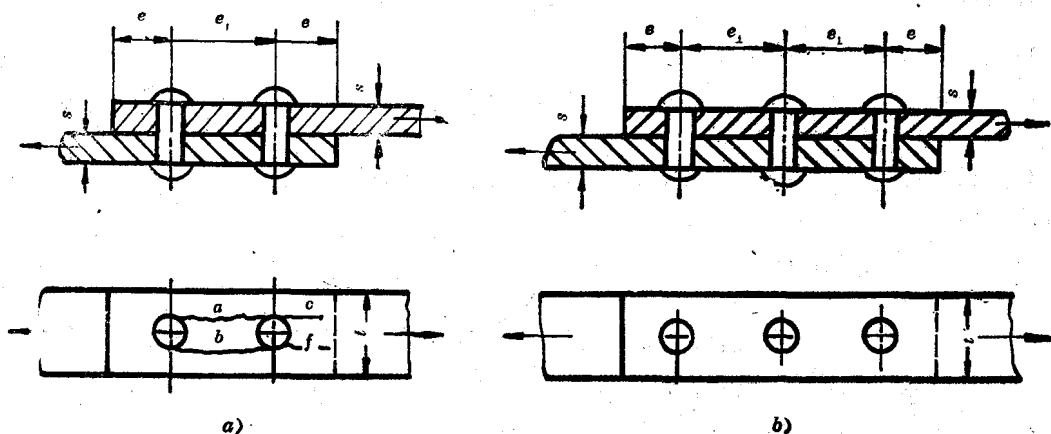


图 Z1-1 例1-1的改进

铆钉剪切 $F_1 = 2 \times \frac{\pi}{4} d^2 [\tau] \quad (1)$

板挤压失效 $F_2 = 2 d S [\sigma]_p \quad (2)$

板拉断 $F_3 = (t - d) S [\sigma] \quad (3)$

板边剪切 $\frac{F_4}{2} = 2 (e_1 - d) S [\tau] \quad (4)$

$\frac{F_4}{2} = 2 \left(e - \frac{d}{2} \right) S [\tau] \quad (5)$

由(1)式 $d = \sqrt{\frac{4 F_1}{2 \pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 50000}{2 \times \pi \times 180}} = 13.3 \text{ mm}$

取钉直径为 14 mm, 孔直径 $d = 14.5 \text{ mm}$

由(2)式 $S = \frac{F_2}{2 d [\sigma]_p} = \frac{50000}{2 \times 14.5 \times 400} = 4.31 \text{ mm} \quad \text{取 } S = 4.5 \text{ mm}$

由(3)式 $t = \frac{F_3}{S[\sigma]} + d = \frac{50000}{4.5 \times 200} + 14.5 = 70.06 \text{ mm}$ 取 $t = 70 \text{ mm}$

由(4)式 $e_1 = \frac{F_4}{4S[\tau]} + d = \frac{50000}{4 \times 4.5 \times 180} + 14.5 = 29.9 \text{ mm}$ 取 $e_1 = 30 \text{ mm}$

由(5)式 $e = \frac{F_4}{4S[\tau]} + \frac{d}{2} = \frac{50000}{4 \times 4.5 \times 180} + \frac{14.5}{2} = 22.7 \text{ mm}$ 取 $e = 24 \text{ mm}$

校核:

$$F_1 = 2 \times \frac{\pi}{4} d^2 [\tau] = 2 \times \frac{\pi}{4} \times 14.5^2 \times 180 = 59447 \text{ N}$$

$$F_2 = 2 d S [\sigma]_p = 2 \times 14.5 \times 4.5 \times 400 = 52200 \text{ N}$$

$$F_3 = (t - d) S [\sigma] = (70 - 14.5) \times 4.5 \times 200 = 49950 \text{ N (略低于 } 50000 \text{ N)}$$

$$F_4 = 2 (e_1 - d) S [\tau] + 2 \left(e - \frac{d}{2} \right) S [\tau]$$

$$= 2 \times (30 - 14.5) \times 4.5 \times 180 + 2 \times \left(24 - \frac{14.5}{2} \right) \times 4.5 \times 180 = 52245 \text{ N}$$

无孔板强度

$$F_0 = t S [\sigma] = 70 \times 4.5 \times 200 = 63000 \text{ N}$$

铆接接头效率

$$\eta = \frac{F_3}{F_0} = \frac{49950}{63000} = 79.3\%$$

由上面计算可知,采用两个铆钉,并按等强度设计,可提高铆接接头效率。

(3) 采用 3 个铆钉(图 Z 1-1 b), 并按等强度设计可进一步提高铆接接头效率, 请读者自己计算。(计算结果 $d = 11 \text{ mm}$, $S = 4 \text{ mm}$, $t = 74 \text{ mm}$, $e_1 = 24 \text{ mm}$, $e = 18 \text{ mm}$, $\eta = 85.1\%$)

(4) 请考虑能否进一步增加铆钉数以提高铆接接头效率? 有什么限制?

4. 对习题 1-4 的提示(图 Z 1-2)

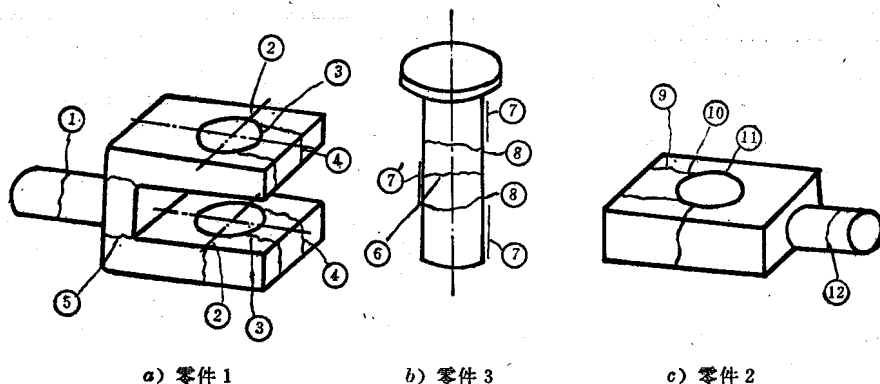


图 Z 1-2 对习题 1-4 的提示

①—杆拉断 ②—拉断 ③—挤压 ④—剪切 ⑤—剪切 ⑥—杆弯曲 ⑦⑦'—挤压
⑧—剪切 ⑨—剪切 ⑩—挤压 ⑪—拉断 ⑫—杆拉断

5. 结合习题 1-1 介绍《机械零件课程设计手册》, 了解手册各部分的内容和作用, 以便今后使用。目前重点看第一部分, 自学前言及目录。

三、思考题

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?

2. 设计机器应满足哪些基本要求? 请你以一种机器为例(如汽车、电风扇或其他机器)说明设计时应考虑哪些要求?

3. 设计机械零件有哪些步骤? 为什么采用功能-原理-结构的分析步骤。以某一零件或机械产品为例体会这一设计的分析方法(如汽车反光镜, 车床卡盘等)。

4. 如何分析机械零件的主要失效形式? 试在自行车脚蹬到后轮这一传动系统中, 分析各种零件的失效方式。

5. 什么是机械零件的计算准则? 常采用的准则有哪些?

6. 什么是可靠性? 可靠性和可靠度有什么关系?

7. 常用的机械零件设计和计算方法有几种? 都是什么? 为什么不能只采用理论设计一种方法?

8. 设计计算与校核计算有什么不同?

9. 选择机械零件材料要考虑什么原则?

10. 钢、铸铁、铜合金和铝合金在成分、性质、用途方面有什么不同? ①

11. 高碳钢、中碳钢、低碳钢在成分、性质、用途方面有什么不同?

12. 钢常用的热处理方法有几种? 正火和调质在处理方法、效果和应用方面有什么不同?

13. HB、HRC、HV 代表什么? 他们之间有什么关系? 在手册上是否有表可查? 能否找出 HB 与 HRC 之间大致的数量关系?

14. 材料硬度与机械加工方法之间有什么关系? 用一般硬质合金刀具车削零件时, 零件硬度不高于多少比较合理? 硬度在 HRC 60 以上的零件常用什么方法加工?

15. 铸造零件与锻造零件相比有何优缺点? 设计时如何选择?

16. 在《机械零件课程设计手册》上能查到的机械零件是否都是标准件?

17. GB 799-76, JB 923-66, YB 167-65 代表什么意思?

18. 机械设计为什么要考虑结构工艺性问题? 应从哪些方面来考虑结构工艺性?

① 10~15 为金属材料复习题

第二章 机械零件的强度

一、基本内容和教学要求

在机械零件计算中,强度计算占很大比重。由于机械零件所受的载荷大部分是变化的,因此变载荷强度计算很重要。

本章是对材料力学有关部分的重点复习和扩展。其中有部分内容在材料力学中已经学过。必要时请复习材料力学有关章节。

接触应力问题在机械零件中经常遇到(齿轮、蜗杆、摩擦轮、滚动轴承等),在此介绍其计算公式。该公式的推导比较复杂,属于弹性力学范围,故不予介绍。

1. 熟练掌握内容

- (1) 载荷和应力分类;名义载荷和计算载荷;
- (2) 许用应力和安全系数。

2. 掌握内容

- (1) 静应力下机械零件的强度计算;
- (2) 疲劳曲线($\sigma-N$ 曲线)和简化极限应力图($\sigma_m-\sigma_a$);
- (3) 单向和双向(弯、扭复合)稳定变应力下的强度计算;
- (4) 接触应力计算公式,接触疲劳强度。

3. 一般了解内容

非稳定变应力下的疲劳强度计算。

二、思考题

1. 名义载荷与计算载荷有何区别?
2. 稳定变应力有几种类型? 试各举 1~2 个实例。
3. 选择静应力安全系数和疲劳应力安全系数的原则是什么?
4. 什么叫有限寿命设计和无限寿命设计? 分别应用于什么场合?
5. 疲劳曲线($\sigma-N$ 曲线)是怎样画成的? 在强度计算中有什么用处?
6. 简化极限应力图($\sigma_m-\sigma_a$)如何绘制? 有何用处?
7. 试述单向和双向稳定变应力的区别?
8. 什么是接触应力? 哪些因素影响接触应力大小?

第三章 螺纹联接(附螺旋传动)

一、基本内容和教学要求

螺纹零件是机械零件课程中的主要典型零件之一,它与先修课程(理力、材力、机械制图、机械原理、金属材料及热处理)关系密切。设计螺纹零件要应用到机械设计中的失效分析、条件计算、参数选择、选用标准件、计算中的反复校核以及结构设计等方面内容。掌握了这些设计方法后,学习其它联接件就容易得多了。

本章教学要求:

1. 熟练掌握内容

- (1) 螺栓组的受力分析(螺栓布置对螺栓受力的影响,力系的简化,力的叠加原理);
- (2) 螺纹联接的设计计算方法(螺栓的失效形式和设计准则,试算方法)。

2. 掌握内容

- (1) 螺栓组联接结构设计的一般原则,联接结构设计。
- (2) 通过习题、作业、练习具有查阅手册,选标准件,查表格的能力。
- (3) 学习等强度设计概念在设计中的应用。
- (4) 通过螺旋作业,掌握机械设计的一般方法和步骤。

3. 一般了解内容

- (1) 联接螺纹和传动螺旋的不同工作要求。
- (2) 螺纹联接的不同结构对螺栓受力的影响。
- (3) 联接的有关尺寸和标准件尺寸间的关系。
- (4) 结构与工艺(凸台、沉孔)的关系,结构与装配(扳手尺寸)的关系。
- (5) 提高螺栓联接强度的措施。

二、辅导课教案

首先学习本章思考题;2、8、11、13、21、22、23、24然后学习下列例题。

例 Z3-1 图 Z 3-1 为夹紧联接螺栓,(螺栓数目 $Z=2$)已知轴的直径 $d=50\text{ mm}$, $L=400\text{ mm}$,及 $W=110\text{ N}$,轴与毂间摩擦系数 $f_c=0.13$,试确定联接螺栓的直径和长度。联接尺寸 $L_f=24\text{ mm}$,可靠系数 K_n 取 1.3。

解

1. 如图 Z 3-1 示联接受旋转力矩 $T=W \cdot L$,夹紧联接是借助于两个螺栓拧紧后,毂(夹箍)与轴间产生的摩擦力传递旋转力矩。

参看式(3-7)得, $K_n T \leq 2 f_c Q_p \cdot d$

$$Q_p \geq \frac{K_n \cdot W \cdot L}{2 \cdot f_c \cdot d} = \frac{1.3 \times 110 \times 400}{2 \times 0.13 \times 50} = 4400\text{ N}$$

2. 确定螺栓直径:

- (1) 按式(3-17),采用试算法;螺栓强度选 4.6 级, $\sigma_s=240\text{ MPa}$

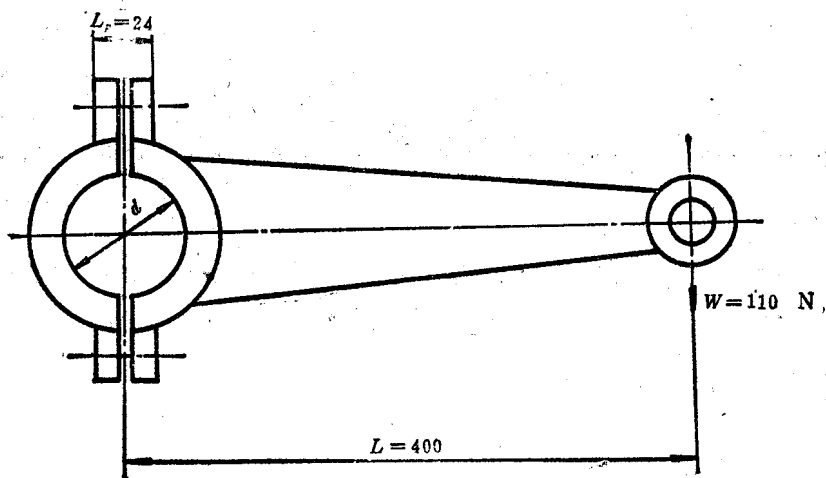


图 Z 3-1 夹紧联接螺栓

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 Q_p}{\pi [\sigma]}}$$

式中 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$, 按表 3-5 不控制预紧力的紧螺栓随螺栓公称直径不同, 安全系数 S 不同, 在公称直径未确定前应采用试算法:

1) 据表 3-5, M 6~M 16 时 $S=4\sim3$

设螺栓直径为 M 6 ($d_1=4.918\text{ mm}$), $S=4$ 。则 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{240}{4} = 60\text{ MPa}$

按式(3-17) $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4400}{\pi \times 60}} = 11.02\text{ mm}$, 估计偏小。

2) 设螺栓直径为 M 16 ($d_1=13.835\text{ mm}$) $S=3$

则 $[\sigma] = \frac{240}{3} = 80\text{ MPa}$

按式(3-17) $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4400}{\pi \times 80}} = 9.54\text{ mm}$ 估计偏大。

3) 设螺栓直径为 M 10 ($d_1=8.376\text{ mm}$), $S=3.55$ (由插值法求得) 则 $[\sigma] = \frac{240}{3.55} =$

67.6 MPa

按式(3-17) $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4400}{\pi \times 67.6}} = 10.3\text{ mm}$ 。估计偏小。

4) 设螺栓直径为 M 12 ($d_1=10.106\text{ mm}$) $S=3.35$

则 $[\sigma] = \frac{240}{3.35} = 71.6\text{ MPa}$

按式(3-17) $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4400}{\pi \times 71.6}} = 10.09\text{ mm}$ 。

选用 M 12 ($d_1=10.106\text{mm}$) 螺栓。

(2) 利用“假想危险断面面积法”避免试算

不控制预紧力的紧螺栓联接，安全系数 S 随螺栓公称直径不同而变化(表3-5)。在设计螺栓时，因直径预先不知道，要根据假定的螺栓直径选定安全系数，有时要进行多次试算(见前面的计算实例)。表 Z 3-1 中给出“假想危险断面面积 A_s ”，用它可避免试算，其原理如下：

$$\text{按式 (3-16)} \quad \frac{1.3 Q_p}{A} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} \quad \text{在此 } A = \frac{\pi}{4} d_1^2$$

$$\text{可写作} \quad \frac{A}{S} \geq \frac{1.3 Q_p}{\sigma_s}$$

$$\text{令} \quad A_s = \frac{A}{S}$$

$$\text{则} \quad A_s \geq \frac{1.3 Q_p}{\sigma_s}$$

表 Z 3-1 直接给出各种公称直径的 A_s 值，当已知 Q_p 、 σ_s 时，可由表 Z 3-1 按 A_s 直接查得螺栓直径。

$$\text{在此要求 } A_s \geq \frac{1.3 Q_p}{\sigma_s} = \frac{1.3 \times 4400}{240} = 23.83 \text{ mm}^2 \text{ (螺栓强度级别 4.6 级，材料用 A 3) 由表 Z 3-1, M 12 螺栓 } A_s = 23.94 \text{ mm}^2 > 23.83 \text{ mm}^2$$

选用 M12 螺栓。

表 Z 3-1

螺栓假想危险断面面积 $A_s = \frac{A}{S}$

公称直径 (mm)	内径 d_1 (mm)	危险断面面积 $A (\text{mm}^2) \quad A = \frac{\pi}{4} d_1^2$	安全系数 S		假想危险断面面积 $A_s (\text{mm}^2)$	
			碳 钢	合 金 钢	碳 钢	合 金 钢
6	4.918	19.0	4	5	4.75	3.8
8	6.647	34.7	3.8	4.8	9.13	7.23
10	8.376	55.1	3.55	4.6	15.52	11.98
12	10.106	80.2	3.35	4.4	23.94	18.23
(14)	11.835	110.0	3.15	4.2	34.92	26.19
16	13.835	150.3	3	4	50.11	37.58
(18)	15.294	183.7	2.8	3.77	65.61	48.73
20	17.294	234.9	2.65	3.56	88.64	65.98
(22)	19.294	292.4	2.5	3.34	116.95	87.54
24	20.752	338.2	2.36	3.15	143.32	107.37
(27)	23.752	443.1	2.18	2.8	203.25	158.25
30	26.211	539.6	2	2.5	269.79	215.83
36	31.670	787.7	1.84	2.5	428.12	315.10
42	37.129	1082.7	1.69	2.5	640.66	433.09
48	42.588	1424.5	1.53	2.5	931.05	569.80

3. 确定螺纹联接件尺寸：

(1) 选螺母，按 GB 52-76, M 12, 高度 $H=10 \text{ mm}$

(2) 选弹簧垫圈按 GB 93-76, 垫圈 12, 厚度 $S=3.5$

(8) 选螺栓, 考虑螺母 $H=10$, 垫圈 $S=3.5$ 联接尺寸 $L_F=24$, 按 GB 30-76, 选用六角头螺栓 M 12 $\times$ 40。

*例 Z3-2 吊架由工字钢和张紧螺杆 E 、 F 组成, ABC 为三个铰接支点, 利用花兰螺母 D 调整工字钢的水平位置, 调整后加载 $W=6000$ N。支座 A 用 4 个螺栓固定在混凝土墙上。(图 Z3-2)

1. 已知螺杆材料为 A3(4.6 级), 试确定螺杆直径。
2. 已知支座 A 材料为铸铁, 支座与混凝土墙面间摩擦系数 $f_c=0.4$, 支座 A 销轴距混凝土墙面距离 $l=50$ mm, 试确定支座 A 螺栓组的螺栓直径

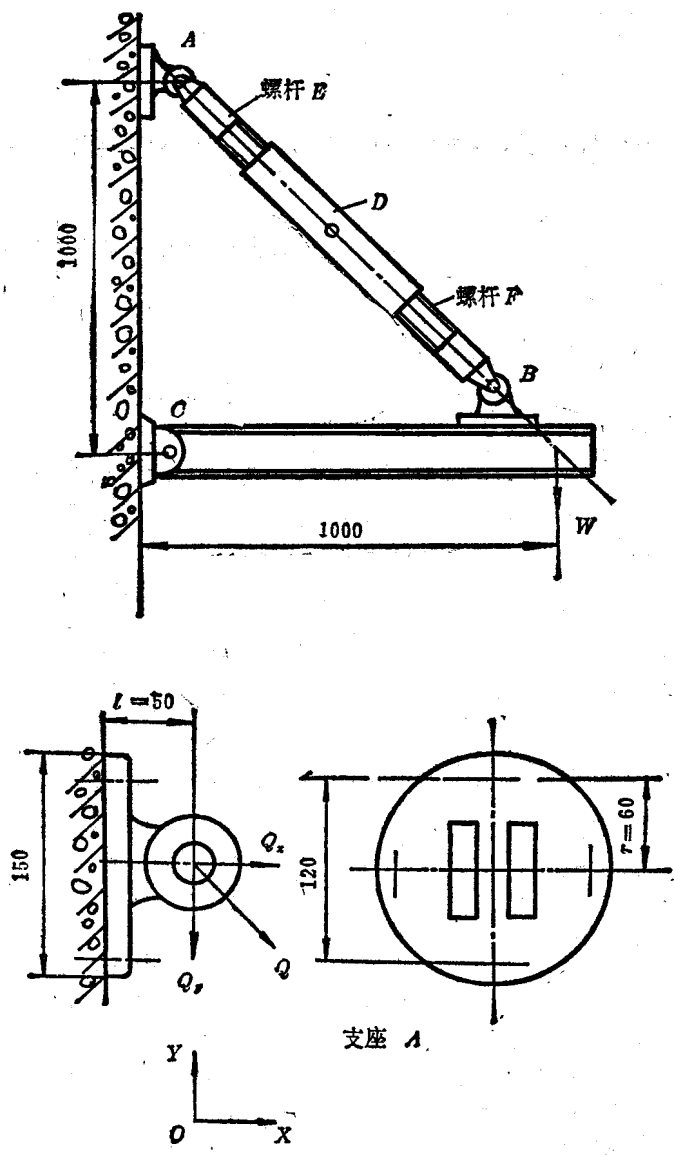


图 Z3-2 吊架

解

要点提示

1. 确定螺杆直径

(1) 花兰螺丝 D 一端为右旋, 另一端为左旋, 花兰螺母转一圈, 二螺杆轴向共移动二个螺距 $2P$ 。调整后加载, 螺杆是松螺栓联接。

(2) 分析螺杆受力 Q

$$Q = \frac{W}{\cos 45^\circ} = \frac{6000 \text{ N}}{\cos 45^\circ} = 8485.3 \text{ N}$$

(3) 确定螺杆直径

按松螺栓式(3-15) $d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]}}$

已知螺杆材料 A_3 (4.6 级), $\sigma_s = 240 \text{ N/mm}^2$,

取 $S = 1.7$, $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{240}{1.7} = 141.2 \text{ MPa}$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 8485.3}{\pi \times 141.2}} = 8.75 \text{ mm}$$

按 GB 196-63, 取 M 12 ($d_1 = 10.106 \text{ mm}$)

2. 铰支座 A 螺栓组设计

(1) 螺栓组受力分析

联接受到翻转力矩 $M = Q_Y \cdot l = 6000 \times 50 = 3 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$

联接受到横向外载荷 $Q_Y = Q \cdot \cos 45^\circ = 6000 \text{ N}$

联接受到轴向外载荷 $Q_X = Q \cdot \sin 45^\circ = 6000 \text{ N}$

(2) 确定螺栓的预紧力 Q_P :

确定螺栓的预紧力 Q_P 应从以下三方面考虑: 第一、在横向外载荷 Q_Y 作用下, 应保证支座 A 不滑移, 按不滑移条件:

$f_c(ZQ_P - Q_X) \geq K_n \cdot Q_Y$; 第二、支座 A 受翻转力矩 M , 应保证支座最上端有足够的挤压应力 $\sigma_{P\min}$, 防止支座最上端出现

缝隙。按式(3-13)不离缝条件, $\sigma_{P\min} = \frac{ZQ_P}{A} - \frac{Q_X}{A} - \frac{M}{W} \geq 0$;

第三、支座 A 最下端的最大挤压应力 $\sigma_{P\max}$ 不应超过混凝土墙面的最大许用挤压应力 $[\sigma]_P$, 按式(3-12)不压坏条件:

$$\sigma_{P\max} = \frac{ZQ_P}{A} - \frac{Q_X}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma]_P$$

螺纹除用于联接、传动外, 也可用于调整。

松螺栓, 无 1.3

1. 螺栓组受到哪些载荷(力、力矩)? 载荷向哪一点简化?
2. 螺栓组有哪几种失效? 失效的后果是什么
3. 螺栓受到什么力? 它与螺栓组受力有何关系?
4. 哪些失效与预紧力 Q_P 有关? Q_P 的大小受什么限制?
5. 为什么翻转力矩 M 对底板滑动没有影响?
6. 在此采用近似方法, 忽略刚度影响, 精确计算见 [4] 取

$$f_c \left(ZQ_P - \frac{C_F}{C_L + C_F} Q_X \right) \geq K_n Q_Y$$

$$\sigma_{P\min} = \frac{ZQ_P}{A} - \frac{C_F}{C_L + C_F} \times \frac{Q_X}{A} - \frac{M}{W} \geq 0$$

$$\sigma_{P\max} = \frac{ZQ_P}{A} - \frac{C_F}{C_L + C_F} \times \frac{Q_X}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma]_P$$