

精密机械习题集

构件受力变形及其

力一般平面机构凸

机构和间歇机构联

弹性元件摩擦传动

性传动齿轮传动螺

传动轴和联轴器滑

轴承滚动轴承精密

系直线运动导轨限

器减振器及示数器

本习题集由分析思

题和设计计算题两

分组成为使学生更

地掌握解题方法和

骤还编入了例题解

习题集可作为工科

等院校中仪器仪表

密仪器及机械类专

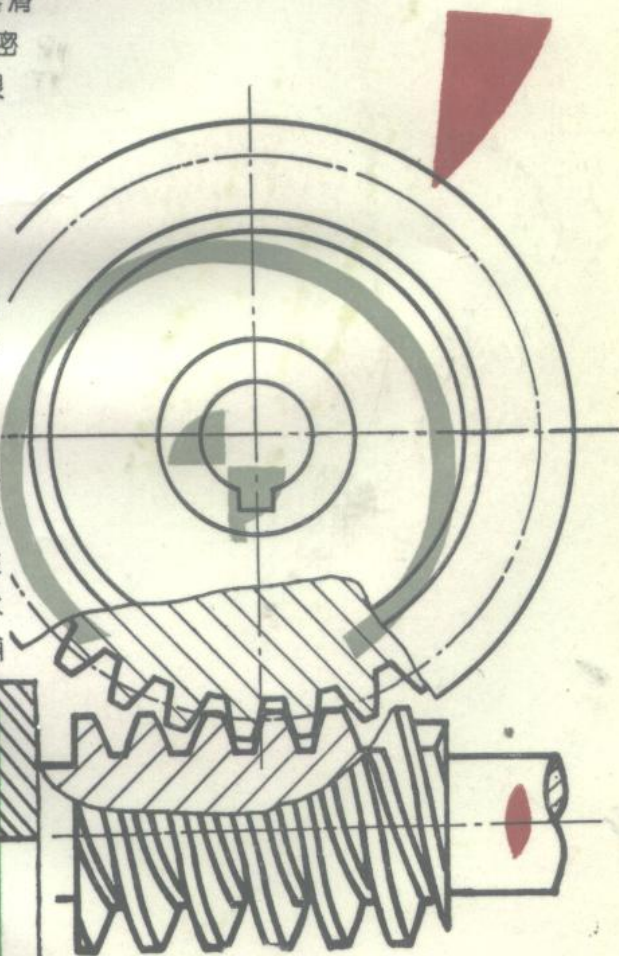
的教学用书也可作

报考硕士士研究生

复习参考工程技术

人员和自学学者的辅

王仲彬 编



北京理工大学出版社

TH 703
1103

精密机械习题集

王仲彬 编

北京理工大学出版社

(京)新登字 149 号

内容简介

本习题集的内容包括:构件受力变形及其应力、一般平面机构、凸轮机构和间歇机构、联接、弹性元件、摩擦传动、挠性传动、齿轮传动、螺旋传动、轴和联轴器、滑动轴承、滚动轴承、精密轴系、直线运动导轨、限位器、减振器及示数器等。

本习题集由分析思考题和设计计算题两部分组成。为使学生更好地掌握解题方法和步骤还编入了例题解。

本习题集可作为工科高等院校中仪器仪表、精密仪器及机械类专业的教学用书,也可作为报考硕士研究生的复习参考、工程技术人员和自学者的辅助读物。

图书在版编目(CIP)数据

精密机械习题集/王伸彬编. —北京:北京理工大学出版社,
1995

ISBN 7-81045-000-X

I. 精… II. 王… III. 机械, 精密—高等学校—习题—教学参
考资料 IV. TH-44

中国版本图书馆 CIP 数据核字(95)第 738 号

北京理工大学出版社出版发行

(北京市海淀区白石桥路 7 号)

(邮政编码 100081)

各地新华书店经售

北京地质印刷厂印刷

*

850×1168 毫米 32 开本 6.25 印张 158 千字

1995 年 5 月第一版 1995 年 5 月第一次印刷

ISBN 7-81045-000-X/TH·1

印数:1—2000 册 定价:6.00 元

※图书印装有误,可随时与我社退换※

前 言

本习题集是根据工科高等院校仪器仪表、精密机械、光学工程、光电技术、光电子技术、自动控制技术等专业学科的教学需要,在长期教学和实践的基础上编写的。它融汇了许多教师长期的教学经验,并广泛吸取了上述各专业学科的新成果、新资料。对于精密机械零部件设计和精密机械设计基础类课程是一本必要的配套教材。

本习题集的主要特点:

1. 所有选题紧密地与仪器仪表类专业的精密机械课程教学内容相结合,同时也采编了一些提高性和综合性的选题。

2. 题目类型多,有分析与思考型题,设计计算型题,结构设计型题,作图和改错题。它们不仅能使学生深化理解基本概念、基本理论,同时能培养学生的工程设计能力。

3. 习题集中除一、二、三、四章外的所有习题都可参照何献忠等著的《精密机械零件综合设计》一书中提供的程序文本及附有的通用软件,在 IBM、PC/XT 及其兼容机上进行解算或验算。

4. 习题集中的计算单位、设计参数、各种系数全部采用最新国家标准,有些采用新的设计方法和步骤。

本习题集由王仲彬编写,承王惠敏副教授审阅,所有插图由苑敏燕绘制。

本习题集曾得到北京理工大学光电工程系有关教师的支持和帮助,在此致以深切谢意。

由于编者水平所限,错误和不足之处在所难免,欢迎专家和读者批评指正。

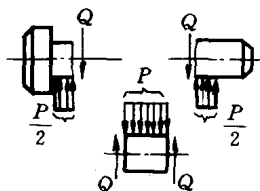
目 录

第一章	构件受力变形及其应力	(1)
第二章	一般平面机构	(15)
第三章	凸轮机构和间歇机构	(31)
第四章	联接	(41)
第五章	弹性元件	(53)
第六章	摩擦传动	(73)
第七章	挠性传动	(80)
第八章	齿轮传动	(90)
第九章	螺旋传动	(123)
第十章	轴和联轴器	(131)
第十一章	滑动轴承	(151)
第十二章	滚动轴承	(157)
第十三章	精密轴系	(174)
第十四章	直线运动导轨	(177)
第十五章	组合件	(184)
参考文献		(193)

第一章 构件受力变形及其应力

一、例题

例题 1 某挂钩用销钉联接如图 1-1 所示, 已知挂钩连接处的厚度 $\delta=15(\text{mm})$, 销钉材料为 45 号钢, 其许用剪应力 $[\tau]=60(\text{N}/\text{mm}^2)$, 许用挤压应力 $[\sigma]_y=180(\text{N}/\text{mm}^2)$, 拉力 $P=10000(\text{N})$, 试确定销钉直径。



[解] (1) 按剪切强度条件确定直径。剪切强度条件为

$$\tau = \frac{P/2}{A} = \frac{2P}{\pi d^2} \leq [\tau]$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2P}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{2 \times 10000}{\pi \times 60}} = 10.3(\text{mm})$$

(2) 按挤压强度条件确定直径。

挤压强度条件为:

$$\sigma = \frac{P}{d\delta} \leq [\sigma]_y$$

$$d \geq \frac{P}{2\delta[\sigma]_y} = \frac{10000}{2 \times 15 \times 180} = 1.85(\text{mm})$$

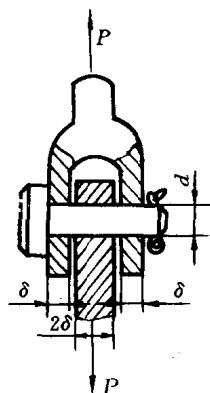


图 1-1

根据以上两种强度条件, 最后确定 $d=11(\text{mm})$ 。

结论: 取销钉直径 $d=11(\text{mm})$ 。

例题 2 某传动轴是由 45 号无缝钢管制成, 其外径 $D=90$

(mm), 内径 $d = 85$ (mm), 使用时承受最大扭矩 $M_{\max} = 1500$ (N · m), 已知钢管材料的许用剪应力 $[\tau] = 60$ (N/mm²); 许用的单位长度扭转角 $[\theta] = 2$ (°/m); 材料的剪切弹性模量 $G = 8 \times 10^4$ (MPa), 试校核轴的强度和刚度。

[解] (1) 强度校核。传动轴的最大剪应力 $\tau_{\max}$ 为

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\rho}}$$

$$W_{\rho} = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \alpha^4) = \frac{\pi \times (90)^3}{16} \left[1 - \left(\frac{85}{90} \right)^4 \right] \\ = 29255 (\text{mm}^3)$$

$$\tau_{\max} = \frac{1500000}{29255} = 51.3 (\text{N/mm}^2)$$

$$\tau_{\max} < [\tau] = 60 (\text{N/mm}^2)$$

(2) 刚度校核。轴的单位长度相对扭转角为

$$\theta = \frac{M_{\max}}{GJ_{\rho}} \times \frac{180}{\pi} \times 1000 (\text{°/m})$$

$$J_{\rho} = \frac{\pi D^4}{32} (1 - \alpha^4) \\ = \frac{\pi \times (90)^4}{32} \left[1 - \left(\frac{85}{90} \right)^4 \right] = 1316462 (\text{mm}^4)$$

$$\theta = \frac{1500000}{8 \times 10^4 \times 1316462} \times \frac{180}{\pi} \times 1000 \\ = 0.816 (\text{°/m}) < [\theta] = 2 (\text{°/m})$$

结论: 经校核, 该传动轴的强度和刚度都满足安全要求。

例题 3 一简支梁, 如图 1-2 所示, 已知 $Q = 5000$ (N), $l = 100$ (mm), 梁的许用弯曲应力 $[\sigma] = 160$ (MPa), 试求梁的抗弯截面矩量。

[解] (1) 画出梁的受力简图。

(2) 求支反力 R_A 和 R_B 。根据对称关系可求得

$$R_A = R_B = \frac{1}{2} Q = 2500 (\text{N})$$

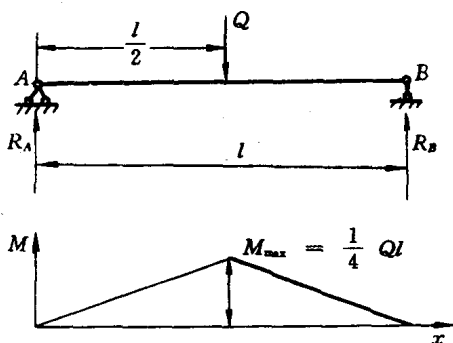


图 1-2

(3)作弯矩图。弯矩图如图 1-2 所示。

$$M_{\max} = \frac{1}{4}Ql = \frac{1}{4} \times 5 \times 10^5 \\ = 12.5 \times 10^4 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

(4)确定梁的抗弯截面矩量。根据强度条件确定梁的抗弯截面矩量。

$$W \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{12.5 \times 10^4}{160} = 781.25 (\text{mm}^3)$$

例题 4 图 1-3 所示为一皮带传动轴, 皮带轮直径 $D=500$ (mm)。皮带轮位于两支承中间, 即距离 $a=500$ (mm)。皮带拉力 $T=800$ (N), $t=400$ (N)。轴材料的 $[\sigma]=50$ (N/mm²)。试确定轴的直径 d 。

[解] (1)确定轴的外负荷。因皮带轮位于轴的中间, 皮带轮作用在轴上的外力为 $T+t$; 两支承处的反作用力为

$$R_A = R_B = \frac{T+t}{2} = \frac{800+400}{2} \\ = 600 (\text{N})$$

扭矩 M_n 为

$$M_n = \frac{TD}{2} - \frac{tD}{2} = \frac{D}{2}(T-t)$$

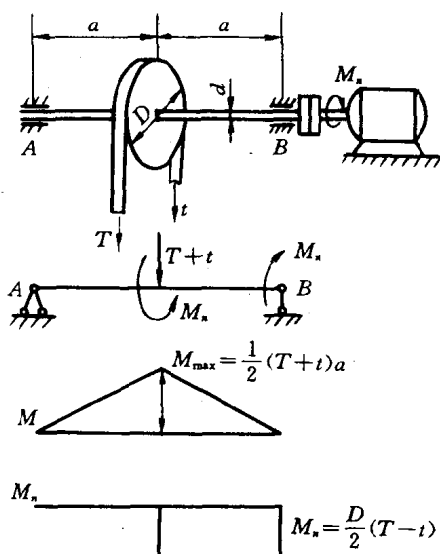


图 1-3

$$= \frac{500}{2} \times (800 - 400) = 10^5 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

最大弯矩位于跨度中点(皮带轮处),其值:

$$\begin{aligned} M_{\max} &= R_a a = 600 \times 500 \\ &= 3 \times 10^5 (\text{N} \cdot \text{mm}) \end{aligned}$$

画出弯矩和扭矩图,由图可知危险截面在中点。

(2)求轴的直径 d 。若按第四强度理论确定轴的直径 d

$$\begin{aligned} d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{M^2 + 0.75 M_n^2}}{\pi [\sigma]}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{(3 \times 10^5)^2 + 0.75 \times (10^5)^2}}{\pi \times 50}} \\ &= 39.92 (\text{mm}) \end{aligned}$$

若按第三强度理论确定轴的直径 d

$$\begin{aligned}
 d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{M^2 + M_n^2}}{\pi[\sigma]}} \\
 &= \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{(3 \times 10^5)^2 + (10^5)^2}}{\pi \times 50}} \\
 &= 40.1(\text{mm})
 \end{aligned}$$

结论:根据以上计算,取 $d=42(\text{mm})$

二、设计计算题

1. 如图 1-4 所示各杆受力情况,试求各杆在 $A-A, B-B, C-C$ 截面上的轴向力。

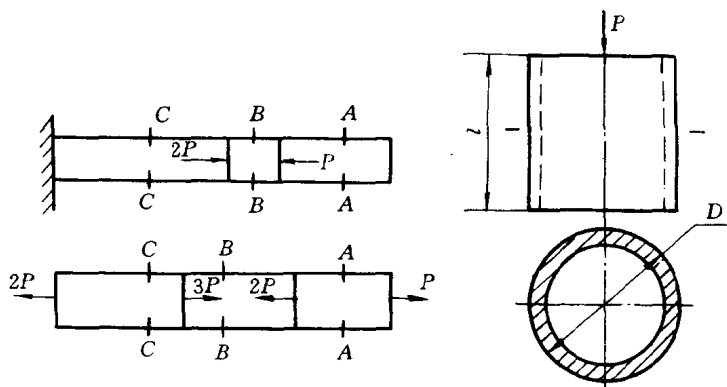


图 1-4

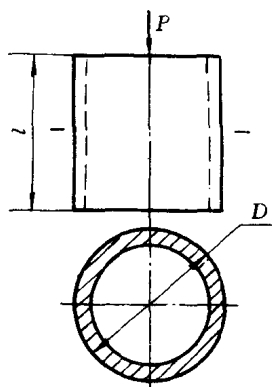


图 1-5

2. 管状铸铁短圆柱的外径 $D=250(\text{mm})$ 如图 1-5 所示,承受的壓力 $P=50 \times 10^4(\text{N})$ 。若材料許用壓應力為 $[\sigma]=30(\text{MPa})$,柱長 $l=3.5(\text{m})$,求圓柱壁厚及其總縮短量。(材料彈性模量 $E=1.2 \times 10^5 \text{MPa}$)

3. 一段圓鋼管承受 $5(\text{kN})$ 的徑向壓力,材料許用應力 $[\sigma]=120(\text{MPa})$,若鋼管的壁厚是它外徑的 $1/8$,試按強度條件求鋼管所需的 minimum 外徑。

4. 一圓鋼杆長 $0.6(\text{m})$,須承受 $0.7(\text{kN})$ 的拉伸負荷,杆的許用應力 $[\sigma]=100(\text{MPa})$,材料彈性模量 $E=20 \times 10^4(\text{MPa})$,杆端

点的容许变形为 $0.5(\text{mm})$ ，试求该杆所需的最小直径。

5. A2 钢板在 25(t) 冲床上冲孔如图 1-6 所示。材料的剪切强度极限 $\tau_b=400(\text{MPa})$ ，冲孔直径 $d=18(\text{mm})$ ，求所能冲出通孔钢板的最大厚度。

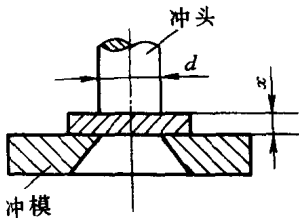


图 1-6

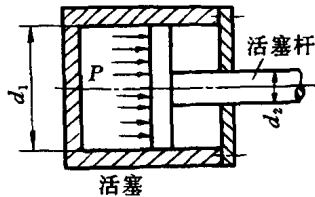


图 1-7

6. 已知薄壁圆轴外径为 $38(\text{mm})$ ，壁厚为 $2(\text{mm})$ ，承受转矩 $100(\text{N} \cdot \text{m})$ ，材料剪切弹性模量为 $8 \times 10^4(\text{MPa})$ ，许用剪切应力为 $80(\text{MPa})$ ，允许扭转角为 $1(^{\circ}/\text{m})$ ，试校核该轴的强度和刚度。

7. 某汽缸活塞直径 $d_1=60(\text{mm})$ 如图 1-7 所示，活塞杆直径 $d_2=20(\text{mm})$ ，若单位汽压 $P=1(\text{N}/\text{mm}^2)$ ，求活塞杆截面上的应力为多少？

8. 某吊环螺钉如图 1-8 所示，材料为 A2，其极限应力 $\sigma_s=220(\text{MPa})$ ，安全系数 $n=6.5$ ，螺钉的最大受力 $P=500(\text{N})$ ，试确定螺钉直径 d 。

9. 某支架构件采用铆钉联接，单个铆钉受力如图 1-9 所示，已知铆钉直径为 $3(\text{mm})$ ，材料的许用剪应力 $[\tau]=80(\text{MPa})$ ，若最大负荷 $P=500(\text{N})$ ，试校核铆钉是否安全？

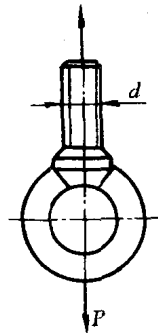


图 1-8

10. 一螺栓联接结构如图 1-10 所示，承受最大拉力 $P=1200(\text{N})$ ，螺栓材料为 30 号钢，其许用剪应力为 $[\tau]=80(\text{MPa})$ ，试确定螺栓直径 d 。

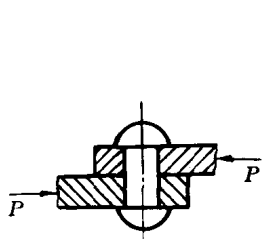


图 1-9

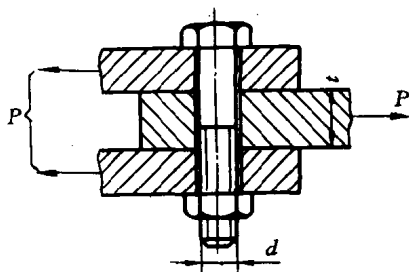


图 1-10

11. 一套筒联轴节用圆柱销如图 1-11 所示, 两轴直径 $D=25$ (mm), 需传递的最大力矩 $M=150(\text{N} \cdot \text{m})$ 。若圆柱销材料为 A2, 其剪切强度极限 $\tau_b=360(\text{MPa})$, 试确定圆柱销直径。

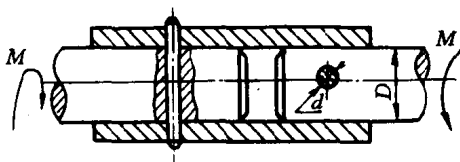


图 1-11

12. 齿轮与轴用平键联接如图 1-12 所示, 需传递的力矩 $M=1960(\text{N} \cdot \text{m})$, 已知轴直径 $d=70(\text{mm})$, 键的尺寸为 $b \times n \times l=20 \times 12 \times 100(\text{mm})$, 键的许用剪应力 $[\tau]=58.8(\text{MPa})$, 试校核键的剪切强度。(作用在键上的圆周力 $P=2M/d$)

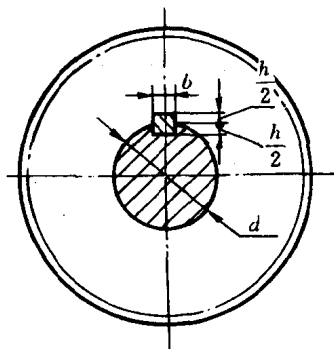


图 1-12

13. 某联接键的尺寸为 $b \times n \times l=10 \times 8 \times 35(\text{mm})$ 如图 1-13

所示, 若键的许用剪应力 $[\tau]=60(\text{MPa})$, 试求加在摇柄端部的最大允许力 P 为多少?

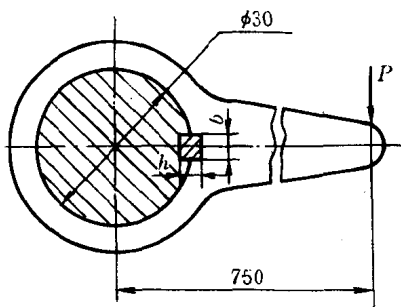


图 1-13

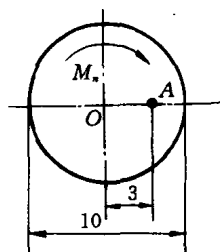


图 1-14

14. 轴受纯扭转时,横截面上的内力和应力是什么? 横截面上每点的应力是否相同?

15. 有一实心轴如图 1-14 所示,横截面上的扭矩 $M_n = 14 \text{ (N} \cdot \text{m)}$,轴的直径为 10(mm),求离中心 3(mm)处 A 点的剪应力大小和方向。

16. 试求图 1-15 所示圆轴截面 A-A;B-B;C-C 上的扭矩大小和方向。图中 $M_1 = 50 \text{ (N} \cdot \text{m)}$, $M_2 = 150 \text{ (N} \cdot \text{m)}$, $M_3 = 250 \text{ (N} \cdot \text{m)}$, $M_4 = 50 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ 。

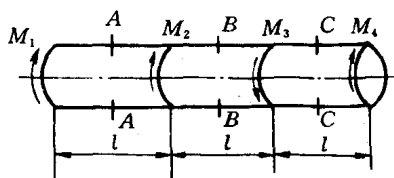


图 1-15

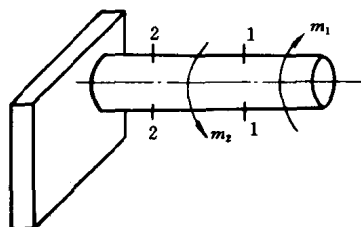


图 1-16

17. 有一等截面圆轴如图 1-16 所示,轴长 100(mm),左端固定,右端作用有外扭矩 $m_1 = 490 \text{ (N} \cdot \text{m)}$,轴中间作用有外扭矩 $m_2 = 196 \text{ (N} \cdot \text{m)}$,试计算截面 1-1,2-2 处的扭矩,并画出扭矩图。

18. 某传动轴工作时传递的最大扭矩为 $M_n = 7800 \text{ (N} \cdot \text{m)}$,已知材料的许用剪应力 $[\tau] = 58.8 \text{ (MPa)}$,试为下述两种情况选择

轴的直径：(1)实心圆截面；(2)空心圆截面，内外直径之比 $\alpha = d/D = 7/8$ 。并比较两种截面轴的截面。

19. 一钢轴传递的扭矩 $M_n = 1754 (\text{N} \cdot \text{m})$ ，其许用应力 $[\tau] = 39.2 (\text{MPa})$ ，试决定轴的直径，并校核轴在长度 $l = 1 (\text{m})$ 时扭转角（材料剪弹性模量 $G = 78400 \text{MPa}$ ，许用单位扭转角 $[\theta] = 0.3^\circ$ ）。

20. 已知实心圆轴承受的最大扭矩为 $M_n = 3900 (\text{N} \cdot \text{mm})$ ，若材料的许用剪应力为 $[\tau] = 20 (\text{MPa})$ ，试按强度条件确定圆轴直径。

21. 一直径为 $10 (\text{mm})$ 的实心轴，长 $l = 1 (\text{m})$ ，两端受外力矩 $M = 14 (\text{N} \cdot \text{m})$ 的作用，轴的材料为钢（材料剪弹性模量 $G = 80000 \text{MPa}$ ），试求此轴的最大剪应力 $\tau_{\max}$ 和两个端面的相对扭转角 φ 。

22. 一实心圆轴承受的最大扭矩 $M_{\max} = 250 (\text{N} \cdot \text{m})$ ，许用剪应力 $[\tau] = 60 (\text{MPa})$ ，许用单位扭转角 $[\theta] = 0.5 (^\circ/\text{m})$ ，材料的剪弹性模量 $G = 80000 (\text{MPa})$ ，试确定轴的直径 d 。

23. 一皮带轮传动轴，其结构尺寸如图 1-17 所示，皮带分别与水平面成 60° 和 45° 角。小皮带轮直径为 $120 (\text{mm})$ ，皮带张力分别为 $1600 (\text{N})$ 和 $600 (\text{N})$ ；大皮带轮直径为 $200 (\text{mm})$ ，皮带张力分别为 $1300 (\text{N})$ 和 $700 (\text{N})$ 。求传动轴的最大弯矩和最大扭矩。

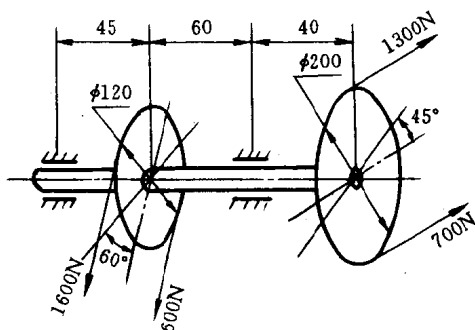


图 1-17

24. 一阶梯圆轴如图 1-18 所示, AC 段直径 $d_1=20(\text{mm})$, CB 段直径 $d_2=26(\text{mm})$, 轮 3 输入功率为 $2(\text{kW})$, 转速 $n=200(\text{r}/\text{min})$, 轮 1 输出功率为 $0.8(\text{kW})$, 材料剪弹性模量 $G=8 \times 10^4 (\text{MPa})$, 许用单位扭转角 $[\theta]=2(^{\circ}/\text{m})$, 试校核该轴的强度和刚度并作出扭矩图。[转矩 $m=9.549 \times \text{功率}(\text{kW})/\text{转速}(\text{r}/\text{min})$ ($\text{kN} \cdot \text{m}$)]

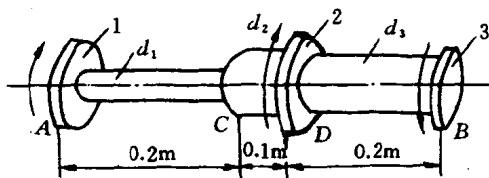


图 1-18

25. 试求图 1-19 中各梁的支点反力和 $n-n$ 截面上的内力。

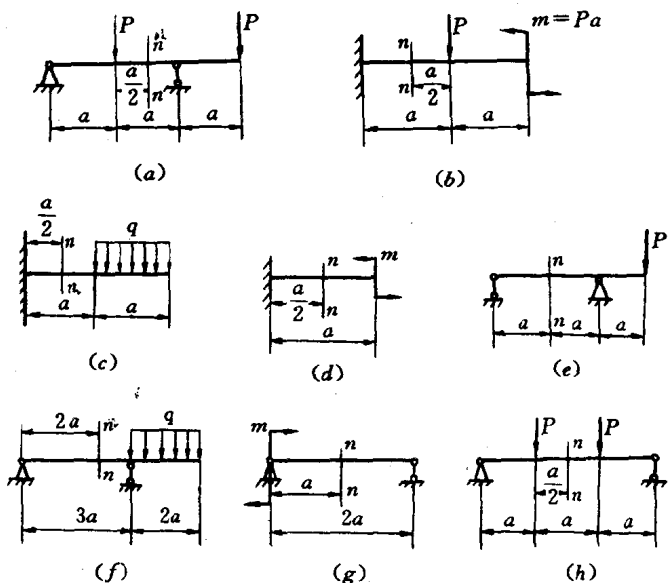


图 1-19

26. 用截面法求图 1-20 中各梁在 $n-n$ 截面上作用的弯矩和支

点反力。

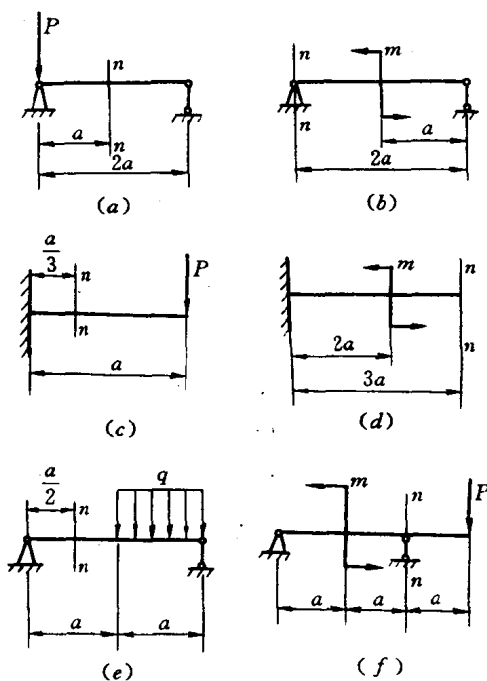


图 1-20

27. 一简支梁如图 1-21 所示, 承受一集中力偶矩 M 的作用, M 的作用点 D 离两端的距离分别为 a 和 b , 且 $a > b$, 试列出梁的内力方程, 并画出内力图。

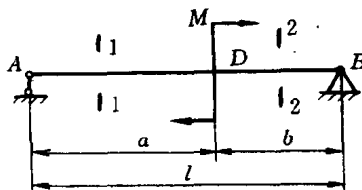


图 1-21

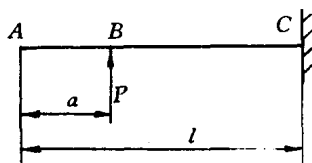


图 1-22

28. 如图 1-22 所示, 悬臂梁距自由端 a 处, 受一集中负荷 P

的作用,试求固定端约束反力,列出内力方程,并作内力图。

29. 试求如图 1-23 所示的梁指定截面 D 上的剪力和弯矩。

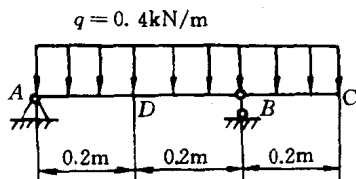


图 1-23

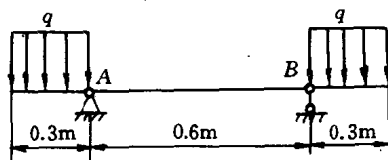


图 1-24

30. 一外伸梁如图 1-24 所示。两端外伸部分都承受均布负荷 $q = 2.5 \text{ (kN/m)}$, 梁为矩形截面, 宽度 $b = 16 \text{ (mm)}$, 高度 $h = 24 \text{ (mm)}$, 许用弯曲应力 $[\sigma] = 80 \text{ (MPa)}$, 试校核梁内最大正应力。

31. 一空心圆轴如图 1-25 所示, AB 两端支承, 长 $l = 340 \text{ (mm)}$; 在离一端 $a = 120 \text{ (mm)}$ 处受集中负荷 $P = 3920 \text{ (N)}$ 的作用。许用弯曲应力 $[\sigma] = 98 \text{ (MPa)}$ 。试校核弯曲强度。若不满足强度时, 应如何修改。

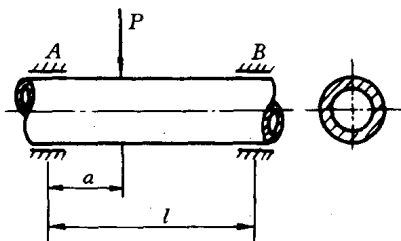


图 1-25

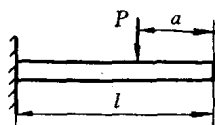


图 1-26

32. 一悬臂梁如图 1-26 所示, 离自由端为 a 处受一集中力 P 的作用, 试求支点反力, 并列出弯矩方程和画出弯矩图。

33. 一简支梁如图 1-27 所示, AB 受一集中力 P 的作用, 其尺寸关系如图示。试求梁的支点反力和梁中点处的弯矩值, 画出弯矩图。

34. 有一等截面悬臂梁如图 1-28 所示, 左端作用有集中负荷