

●机械设计与制造及其自动化专业系列教材辅导书

# 机械设计基础

## 知识要点及习题解析

主 编 刁彦飞 杨恩霞

副主编 孔凡凯 李立全

哈尔滨工程大学出版社

## 图书在版编目(CIP)数据

机械设计基础知识要点及习题解析/刁彦飞,杨恩霞  
主编. —哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2004  
ISBN 7-81073-623-X

I.机… II.①刁…②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 100868 号

---

## 内 容 简 介

本书针对“机械设计基础”课程内容,对各相应章节编写了知识要点、思考题、习题和全部习题的解答。书中思考题和习题着重于加强基本训练和加深对概念的理解,并做到理论联系实际。

书中题目共划分为 17 个章节,其中第 1~8 章是结合机构及机器动力学的内容编写的题目,第 9~17 章是结合常用联接、机械传动、轴系零部件的内容编写的题目。

本书可供高等院校机械类及相关专业的学生和业余自学者学习时使用,也可供从事相关专业的教师和科研人员参考。

---

哈尔滨工程大学出版社出版发行  
哈尔滨市南通大街145号 哈工程大学11号楼  
发行部电话:(0451)82519328 邮编:150001  
新华书店经销  
肇东粮食印刷厂印刷

\*

开本 787mm×1 092mm 1/16 印张 6.25 字数 110 千字

2004 年 9 月第 1 版 2004 年 9 月第 1 次印刷

印数:1—3 000 册

定价:10.00 元

# 前 言

为满足“机械设计基础”课程教学的需要,我们编写了这本《机械设计基础知识要点及习题解析》辅导书。参加该书编写的人员均是课程的任课教师。编写中以国家课程指导委员会所发布的教学基本要求和课程相应的教学大纲为准则,结合了教师们教学中的经验体会,并参阅了相关的教材和资料。

书中内容为知识要点、思考题、习题和习题解析。给出习题解析是为了便于读者进行自我考核与评价。在编写题目时,我们着重于加强基础训练和加深对概念的理解,同时注意做到理论联系实际。对于过偏过难的题目没有编入。

本书可供高等院校机械类及相关专业的学生和业余自学者学习时使用,也可供从事相应专业的教学和科研人员参考。

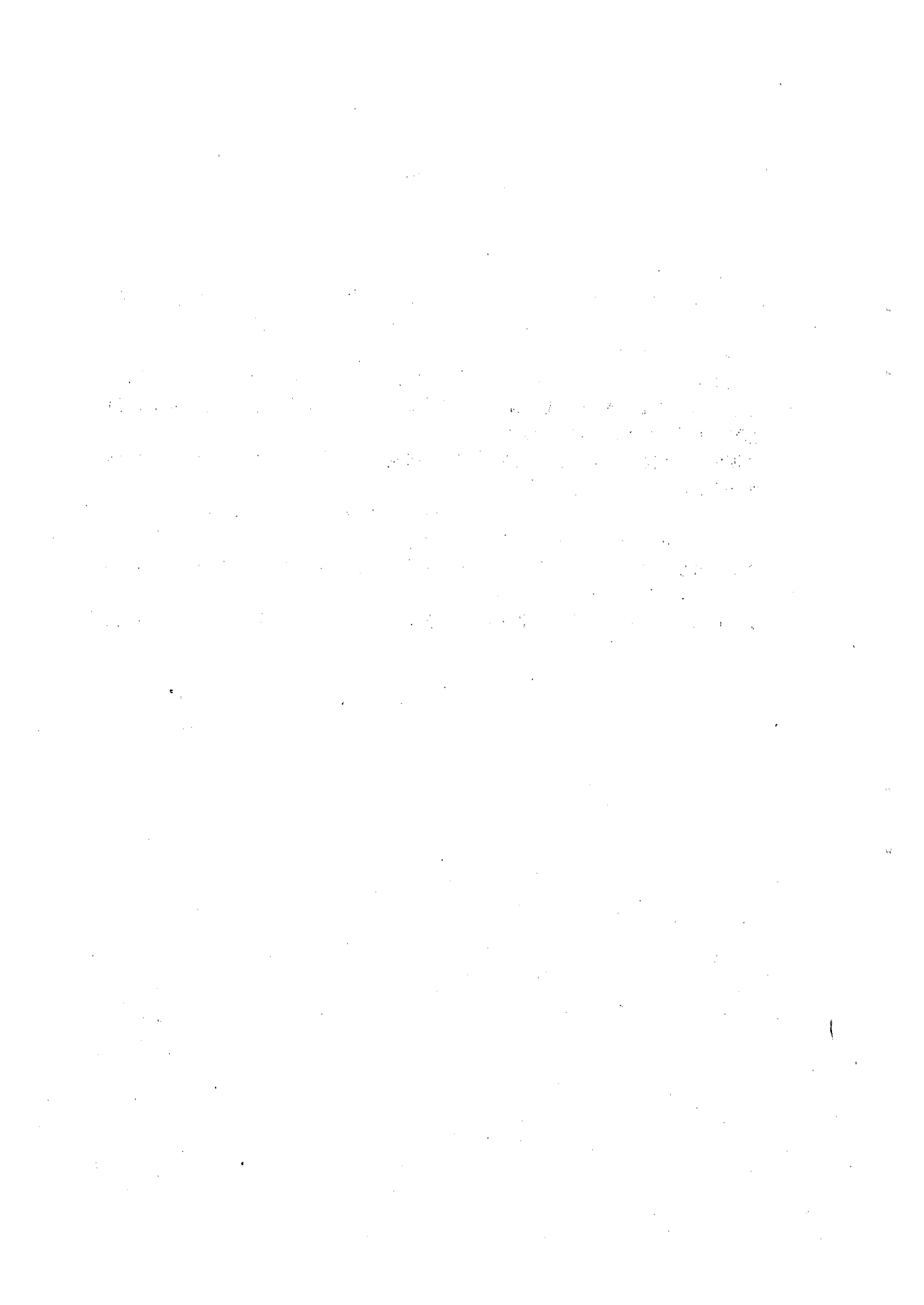
值得强调的是,使用本书时,应做到先独立解题,在充分思考、分析、求解的基础上,再对照习题答案。这样才能更好地发挥本书作用,并取得最佳学习效果。

参加本书编写的有:刁彦飞(第1、4、5、6、7、8章),杨恩霞(第13、14、15、16章),孔凡凯(第10、11、12章),李立全(第2、3、9、17章)。

我们诚恳希望读者对本书的错误及欠妥之处提出宝贵意见,对此,我们表示深深的谢意。

编 者

2004年6月



# 目 录

第1章 平面机构自由度和速度分析	1
1.1 知识要点	1
1.2 思考题	1
1.3 习 题	1
1.4 习题解析	3
第2章 平面连杆机构	5
2.1 知识要点	5
2.2 思考题	5
2.3 习 题	6
2.4 习题解析	8
第3章 凸轮机构	11
3.1 知识要点	11
3.2 思考题	11
3.3 习 题	12
3.4 习题解析	14
第4章 齿轮机构	19
4.1 知识要点	19
4.2 思考题	19
4.3 习 题	20
4.4 习题解析	21
第5章 轮 系	25
5.1 知识要点	25
5.2 思考题	25
5.3 习 题	25
5.4 习题解析	29
第6章 间歇运动机构	33
6.1 知识要点	33
6.2 思考题	33
6.3 习 题	33
6.4 习题解析	34
第7章 机械运转速度波动的调节	36
7.1 知识要点	36
7.2 思考题	36
7.3 习 题	36
7.4 习题解析	37

X第8章	回转件的平衡	39
8.1	知识要点	39
8.2	思考题	39
8.3	习题	39
9.4	习题解析	41
X第9章	机械零件设计概论	43
9.1	知识要点	43
9.2	思考题	43
第10章	联接	44
10.1	知识要点	44
10.2	思考题	44
10.3	习题	45
10.4	习题解析	47
第11章	齿轮传动	51
11.1	知识要点	51
11.2	思考题	51
11.3	习题	52
11.4	习题解析	54
X第12章	蜗杆传动	59
12.1	知识要点	59
12.2	思考题	59
12.3	习题	60
12.4	习题解析	62
第13章	带传动与链传动	66
13.1	知识要点	66
13.2	思考题	66
13.3	习题	67
13.4	习题解析	68
第14章	轴	74
14.1	知识要点	74
14.2	思考题	74
14.3	习题	75
14.4	习题解析	76
X第15章	滑动轴承	81
15.1	知识要点	81
15.2	思考题	81
15.3	习题	82
15.4	习题解析	82
第16章	滚动轴承	84
16.1	知识要点	84

16.2 思考题 .....	84
16.3 习题 .....	85
16.4 习题解析 .....	86
第 17 章 联轴器、离合器和制动器 .....	91
17.1 知识要点 .....	91
17.2 思考题 .....	91

填空题 选择题 判断题(改错) 简答题 计算题

2000

2001

2002

2003

2004



# 第 1 章 平面机构自由度和速度分析

## 1.1 知识要点

### 1.1.1 本章小结

1. 机构组成;
  2. 运动副及类型;
  3. 运动简图;
  4. 机构具有确定运动条件;
  5. 机构自由度计算;
  6. 速度瞬心及其在机构速度分析上的应用。
- 概念  
零件和构件  
↓  
和少 简图  
低副、高副、局部自由度

### 1.1.2 本章重点

机构自由度计算。

### 1.1.3 本章难点

复合铰链及虚约束的判定。

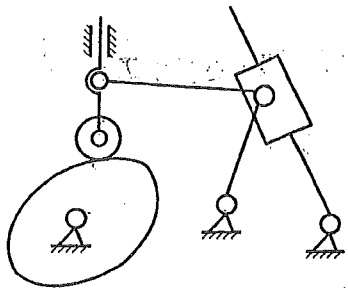
## 1.2 思考题

1. 两个做平面运动的构件, 在不受其他约束时, 共有几个自由度? 若将它们用一个转动副连接起来, 组成的系统共有几个自由度?
2.  $n$  个构件在同一处形成转动副, 那么该处应有的转动副的数目是多少?
3. 如果某机构满足具有确定运动的条件, 那么该机构是否一定具有确定运动? 举例说明。

## 1.3 习题

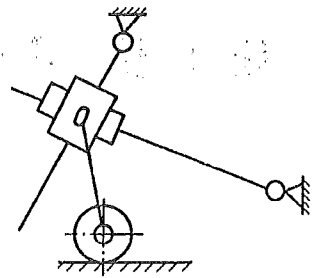
1-1 计算下列各图中所示机构的自由度。

(1)



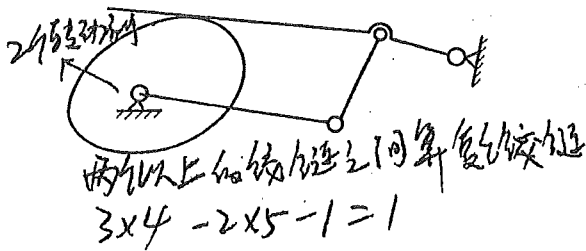
$$3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$$

(2)



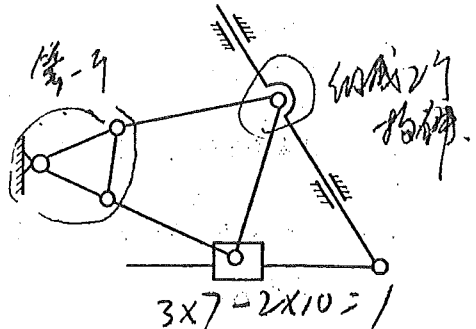
$$3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$$

(3)



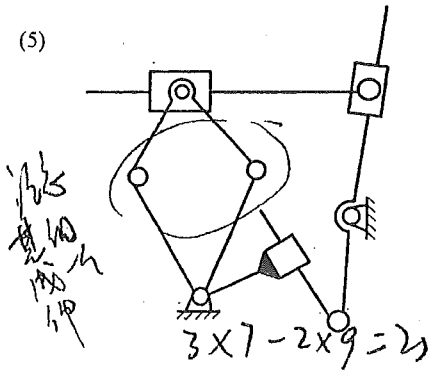
$$3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$$

(4)



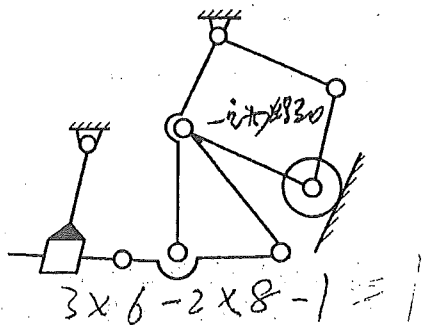
$$3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$$

(5)



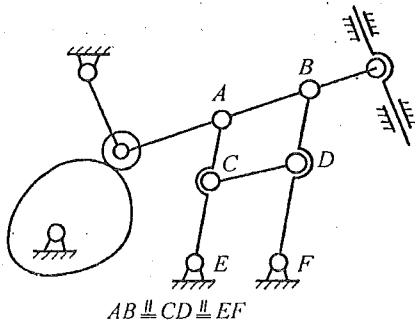
$$3 \times 7 - 2 \times 9 = 2$$

(6)



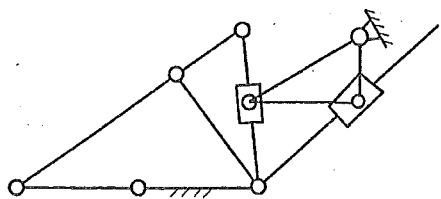
$$3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$$

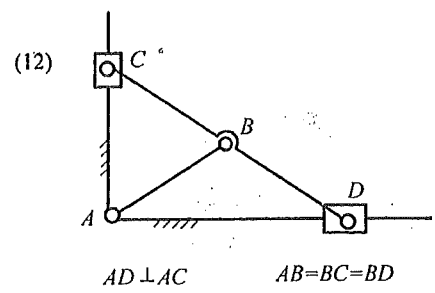
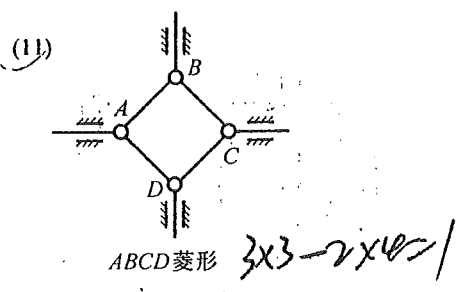
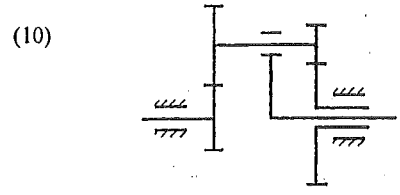
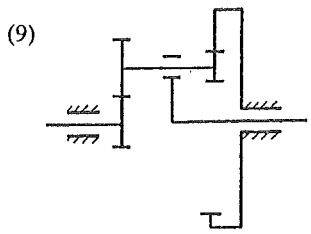
(7)



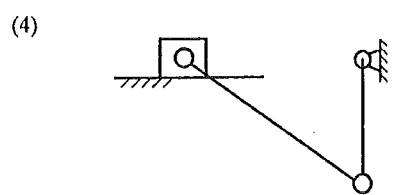
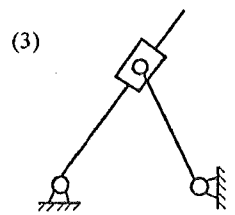
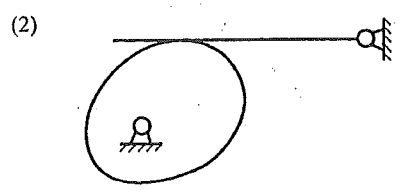
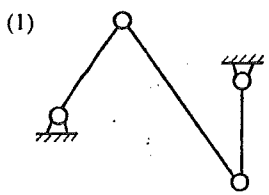
$$AB \perp CD \perp EF$$

(8)





1-2 求下列各小题中机构的全部瞬心。



### 1.4 习题解析

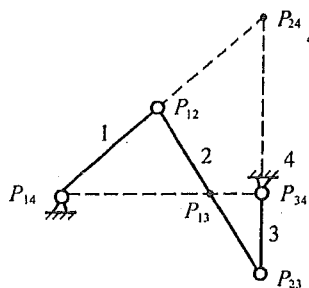
1-1 解

- (1)  $3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$ ;
- (2)  $3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$ ;
- (3)  $3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$ ;

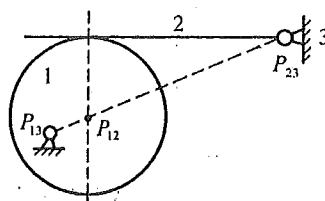
- (4)  $3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$ ;
- (5)  $3 \times 7 - 2 \times 9 = 3$ ;
- (6)  $3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$ ;
- (7)  $3 \times 8 - 2 \times 11 - 1 = 1$ ;
- (8)  $3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$ ;
- (9)  $3 \times 3 - 2 \times 3 - 2 \times 1 = 1$ ;
- (10)  $3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 \times 1 = 2$ ;
- (11)  $3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$ 。

1-2 解

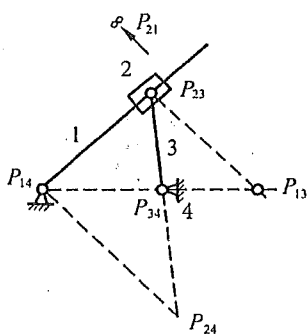
(1)



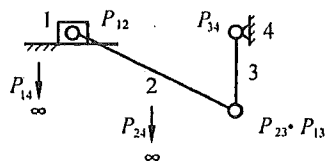
(2)



(3)



(4)



## 第2章 平面连杆机构

### 2.1 知识要点

#### 2.1.1 本章小结

1. 铰链四杆机构的基本形式和特性;
2. 铰链四杆机构中曲柄存在的条件;
3. 铰链四杆机构的演化;
4. 简单四杆机构设计。

三种基本类型的判断。

#### 2.1.2 本章重点

本章重点是铰链四杆机构的曲柄存在条件和曲柄摇杆机构的三个特性。

#### 2.1.3 本章难点

本章的难点是曲柄存在条件的应用和四杆机构设计。

### 2.2 思考题

1. 铰链四杆机构的类型有哪几种?
2. 铰链四杆机构、曲柄滑块机构和摆动导杆机构中有曲柄的条件是什么?
3. 何谓“整转副”? 铰链四杆机构中, 整转副存在的条件是什么?
4. 何谓“曲柄”? 铰链四杆机构中, 曲柄存在的条件是什么?
5. 平面四杆机构的  $K$  值和  $\theta$  角是怎样定义的? 它们之间有何关系? 如何用几何作图法求出四杆机构的极位夹角  $\theta$ ?
6. 什么是曲柄摇杆机构的急回特性?
7. 对于具有急回特性的平面四杆机构, 当改变其曲柄的回转方向时, 其急回特性有无改变?
8. 曲柄滑块机构是否具有急回特性? 又在何种情况下出现死点位置?
9. 机构的压力角  $\alpha$  和传动角  $\gamma$  是如何定义的? 它们之间有何关系?
10. 如何求出曲柄摇杆机构和曲柄滑块机构的最大压力角  $\alpha_{\max}$  或最小传动角  $\gamma_{\min}$ ?
11. 何谓机构的死点位置? 如何求机构的死点位置?
12. 曲柄滑块机构主要用于什么场合? 试举出一些应用例子。
13. 以曲柄为原动件, 摆动导杆机构有无死点位置? 为什么?
14. 铰链四杆机构具有双曲柄的条件是什么? 双曲柄铰链四杆机构有无急回特性? 为

什么?

15. 曲柄摇杆机构在何位置上压力角最大? 在何位置上传动角最大? (分别以曲柄或以摇杆为原动件等两种情况讨论)

## 2.3 习 题

2-1 图 2-1 所示为铰链四杆机构, 其中,  $l_1 = 100 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 200 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 300 \text{ mm}$ , 若要获得曲柄摇杆机构, 试问机架长度  $l_4$  的范围是多少?

2-2 图 2-2 所示为缝纫机脚踏板的驱动机构。设两固定铰链间距离  $l_{AD} = 350 \text{ mm}$ , 踏板长度  $l_{CD} = 175 \text{ mm}$ , 驱动时踏板做水平位置上下  $15^\circ$  的摆动, 求曲柄  $AB$  和连杆  $BC$  的长度。

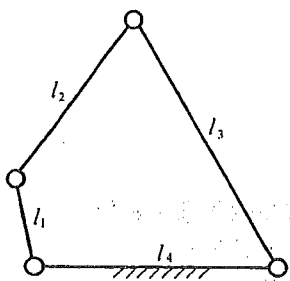


图 2-1

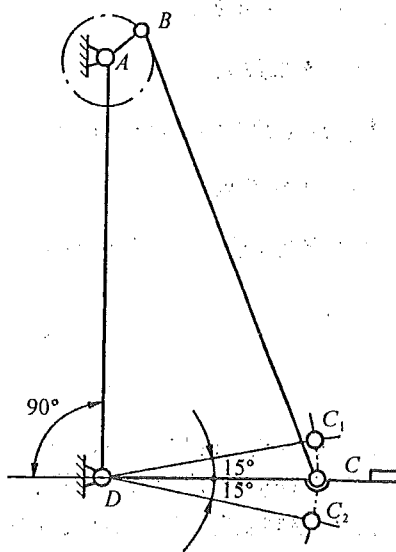


图 2-2

2-3 在图 2-3 所示的铰链四杆机构中, 各构件的长度为:  $l_1 = 250 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 590 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 340 \text{ mm}$ ,  $l_4 = 510 \text{ mm}$ 。试问:

- (1) 当取杆 4 为机架时, 是否有曲柄存在?
- (2) 若各杆长度不变, 能否以不同杆为机架而获得双曲柄和双摇杆机构? 如何获得?

2-4 根据图 2-4 中标明的尺寸, 试问:

- (1) 该铰链四杆机构中, 哪几个铰链可整周回转?
- (2) 利用该铰链四杆机构如何获得曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构? 用图形表示, 并说明理由。

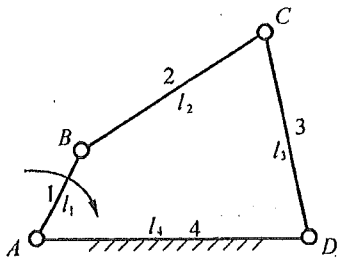


图 2-3

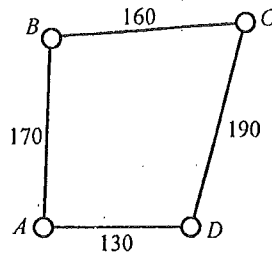


图 2-4

2-5 在图 2-5 所示的铰链四杆机构中, 已知各杆的长度为:  $l_{AB} = 25 \text{ mm}$ ,  $l_{BC} = 55 \text{ mm}$ ,  $l_{CD} = 40 \text{ mm}$ , 以及 A, D 间的距离  $l_{AD} = 50 \text{ mm}$ 。

(1) 问该机构是否有曲柄? 如有, 指明哪个构件是曲柄。

(2) 该机构是否有摇杆? 如有, 用作图法求出摇杆的摆动范围。

(3) 以 AB 为主动件时, 该机构有无急回特性? 用作图法求出其极位夹角  $\theta$ , 并计算行程速比系数  $K$ 。

(4) 以 AB 为原动件, 确定机构的  $\gamma_{\min} = ?$   $\alpha_{\max} = ?$

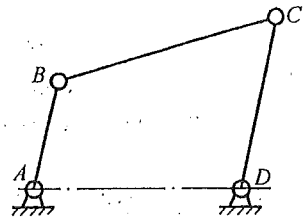


图 2-5

2-6 试设计一偏置曲柄滑动机构。如图 2-6 所示, 已知滑动的行程速比系数  $K = 1.4$ , 滑块的行程  $l_{C_1C_2} = 60 \text{ mm}$ , 导路的偏距  $e = 20 \text{ mm}$ , 试用图解法求 AB 和连杆 BC 的长度。

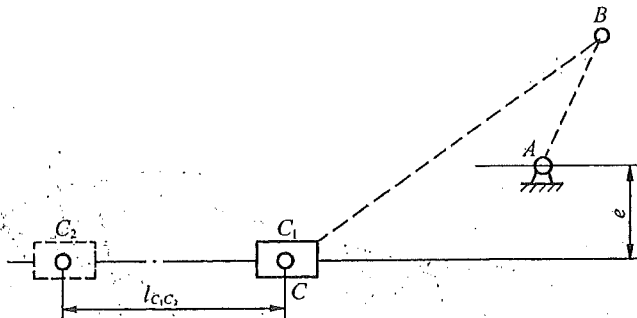


图 2-6

2-7 已知一颚式破碎机如图 2-7 所示, 行程速比系数  $K = 1.2$ , 颚板长度  $l_{CD} = 220 \text{ mm}$ , 颚板摆角  $\psi = 35^\circ$ , 曲柄长度  $l_{AB} = 60 \text{ mm}$ , 求连杆长。

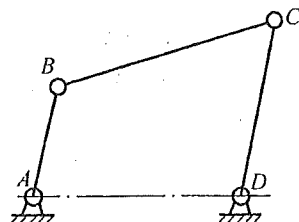


图 2-7

## 2.4 习题解析

2-1 解

(1)  $l_4 \geq l_1 = 100 \text{ mm}$ ;

(2)  $l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3$  或  $l_1 + l_3 \leq l_2 + l_4$ , 则  $200 \text{ mm} \leq l_4 \leq 400 \text{ mm}$ 。

所以  $200 \text{ mm} \leq l_4 \leq 400 \text{ mm}$

2-2 解

在踏板  $CD$  处于两个极限位置  $C_1D$  和  $C_2D$  时, 可知曲柄  $AB$  和连杆  $BC$  重合。根据三角形三边关系可得

$$(l_{BC} + l_{AB})^2 = l_{AD}^2 + l_{CD}^2 - 2l_{AD}l_{CD}\cos(90^\circ + 15^\circ)$$

$$(l_{BC} - l_{AB})^2 = l_{AD}^2 + l_{CD}^2 - 2l_{AD}l_{CD}\cos(90^\circ - 15^\circ)$$

则  $l_{BC}$  和  $l_{AB}$  可求, 即  $l_{BC} \approx 389 \text{ mm}$ ,  $l_{AB} \approx 41 \text{ mm}$ 。

2-3 解

(1) 因为  $l_1 = 250 \text{ mm}$  最短,  $l_1 + l_2 = 840 \text{ mm} < l_3 + l_4 = 850 \text{ mm}$ , 所以取杆 4 为机架时有曲柄且为杆 1。

(2) 可以。以杆 1 为机架可获得双曲柄机构, 以杆 3 为机架可获得双摇杆机构。

2-4 解

(1)  $AD + DC = 320 < AB + BC = 330$ , 所以  $A, D$  铰链可整周回转。

(2) 以  $AB$  或  $DC$  为机架可获得曲柄机构; 以  $AD$  为机架可获得双曲柄机构; 以  $BC$  为机架可获得双摇杆机构。

2-5 解

(1) 有曲柄,  $AB$  为曲柄。

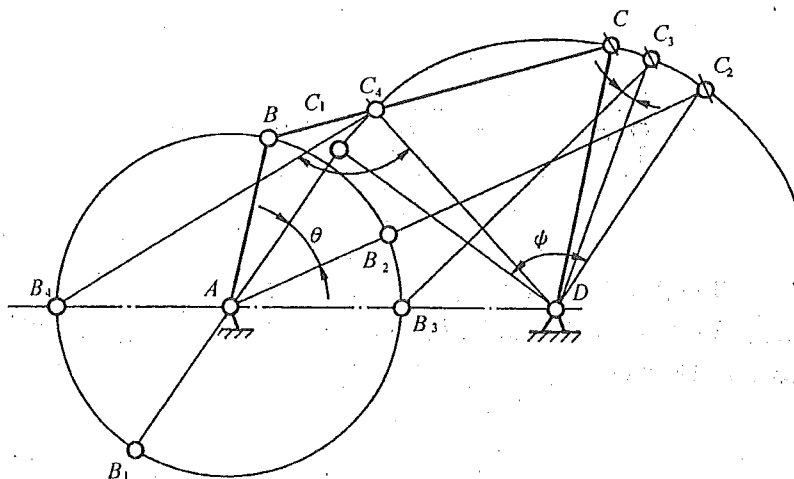


图 2-8



(2)有摇杆,  $CD$  为摇杆。摇杆摆角为  $\psi$ 。

(3)有急回特性。极位夹角的求法见图 2-8 所示;  $K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$ 。

(4)如图 2-8 所示,当曲柄  $AB$  和机架  $AD$  重合的时候,即曲柄  $AB$  和机架  $AD$  的夹角为  $0^\circ$  或者  $180^\circ$  时,有两个传动角  $\angle B_3 C_3 D$  和  $\angle B_4 C_4 D$ ,那么机构的最小传动角  $\gamma_{\min}$  就为  $\angle B_3 C_3 D$  和  $180^\circ - \angle B_4 C_4 D$  中的最小者;而  $\alpha_{\max} = 90^\circ - \gamma_{\min}$ 。

### 2-6 解

(1)  $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 30^\circ$ 。

(2)由滑块的行程的  $l_{C_1 C_2}$  确定  $C_1$  和  $C_2$  的位置,并作一条直线  $C_1 C_2$ ,如图 2-9 所示。再由点  $C_1$  和  $C_2$  各作一条直线与  $C_1 C_2$  成  $90^\circ - \theta$  的夹角,此两线相交于点  $O$ ,以  $O$  为圆心,过  $C_1, C_2$  作圆,曲柄的轴心  $A$  就应在圆弧  $\widehat{C_1 A C_2}$  上选取。

(3)再作一直线与  $C_1 C_2$  平行,使其间的距离等于给定的偏距  $e$ ,则此直线与  $\widehat{C_1 A C_2}$  圆弧的交点即为曲柄的轴心  $A$  的位置。当  $A$  确定后,根据机构在极限位置时曲柄与连杆共线的特点,即可求出曲柄的长度  $l_{AB} = \frac{l_{AC_2} - l_{AC_1}}{2}$ ,连杆的长度  $l_{BC} = \frac{l_{AC_2} + l_{AC_1}}{2}$ 。

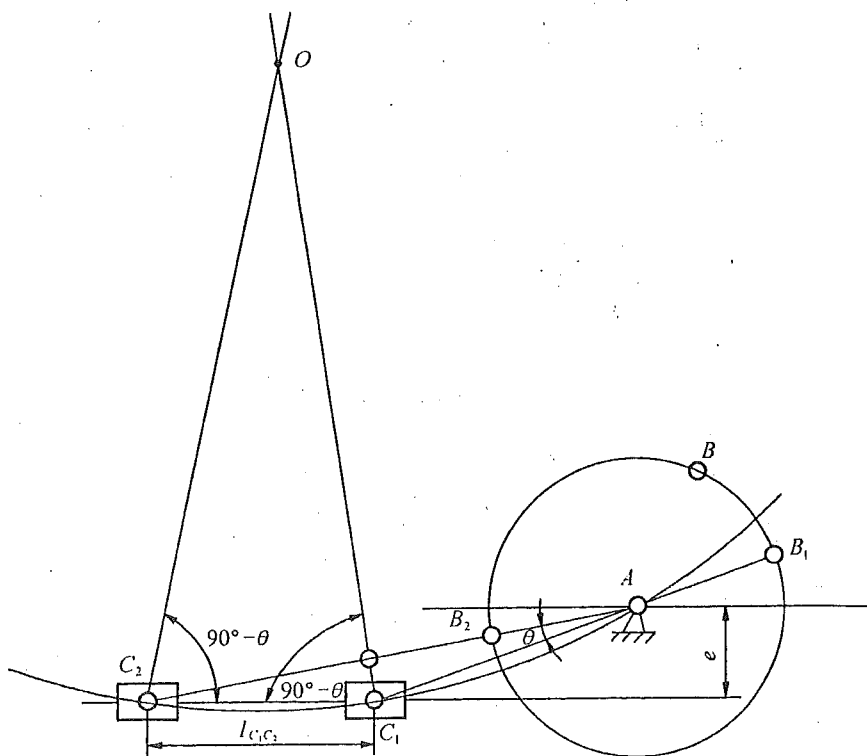


图 2-9

2-7 解

(1) 由给定的行程速度变化系数  $K$ , 可以求出极位夹角  $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+2} = 30^\circ$ 。

(2) 如图 2-10 所示, 任选固定铰链中心  $D$  的位置, 由颚板长度  $l_{CD}$  和摆角  $\psi$ , 作出摇杆的两个极限位置  $C_1D$  和  $C_2D$ 。

(3) 连接  $C_1$  和  $C_2$ , 并作  $C_1M$  垂直于  $C_1C_2$ 。作  $\angle C_1C_2N = 90^\circ - \theta$ ,  $C_2N$  与  $C_1M$  相交于  $P$  点, 由图 2-10 可见,  $\angle C_1PC_2 = \theta$ 。

(4) 作  $\triangle PC_1C_2$  的外接圆, 在此圆周(弧  $\widehat{C_1C_2}$  和  $\widehat{EF}$  除外)上任取一点  $A$  作为曲柄的固定铰链中心。连  $AC_1$  和  $AC_2$ , 因同一圆弧的圆周角相等, 故  $\angle C_1AC_2 = \angle C_1PC_2 = \theta$ 。

(5) 因极限位置处曲柄与连杆共线, 曲柄  $AB$  长度已知, 故连杆  $BC$  可求。

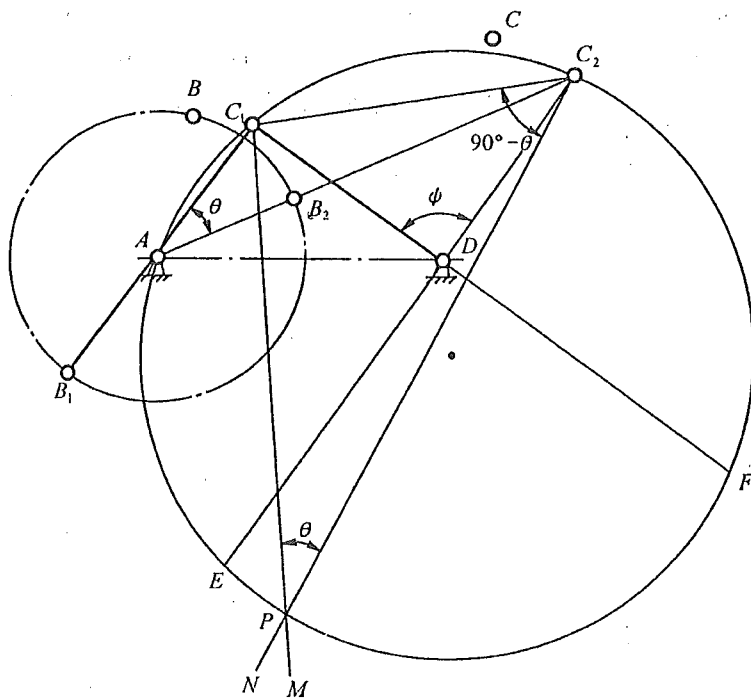


图 2-10

## 第3章 凸轮机构

### 3.1 知识要点

#### 3.1.1 本章小结

1. 凸轮机构的类型和应用;
2. 从动件常用运动规律;
3. 按给定运动规律绘制盘型凸轮轮廓;
4. 凸轮设计应注意的几个问题。

#### 3.1.2 本章重点

本章重点是按给定位移曲线绘制滚子从动件盘型轮轮廓。

#### 3.1.3 本章难点

本章的难点是反转法的应用。

### 3.2 思考题

1. 试比较尖顶、滚子和平底从动件的优缺点,并说明它们的适用场合。
2. 在用反转法设计盘型凸轮轮廓曲线的各个步骤中,应注意哪些问题? 各类凸轮设计方法有何特点?
3. 凸轮理论轮廓线与实际轮廓线有何区别与联系? 当已知滚子盘型凸轮机构的理论轮廓线,欲求实际轮廓线时,能否直接由理论轮廓线上各点的向径减去滚子半径来求得? 为什么?
4. 凸轮机构的压力角是如何定义的? 为什么要规定许用压力角?
5. 凸轮和推杆有哪些形式? 应如何选用?
6. 你所学过的三种基本运动规律各有何特点? 各适用于何种场合? 什么是刚性冲击和柔性冲击? 如何避免?
7. 盘型凸轮基圆半径的选择与哪些因素有关?
8. 通常采用什么方法使凸轮与从动件之间保持接触?
9. 如果两个凸轮的实际轮廓线相同,则从动件的运动规律是否一定相同? 为什么?
10. 如果两个凸轮的理论轮廓线相同,则从动件的运动规律是否一定相同? 为什么?

11. 滚子从动件凸轮机构的滚子损坏后用一半径不同的滚子替换,行否?为什么?  
 12. 在什么情况下凸轮实际轮廓线会出现尖点或过切现象?如何避免?

### 3.3 习 题

3-1 设计一对心式直动滚子从动件盘型凸轮机构。已知凸轮顺时针等速回转,从动件的运动规律为:当凸轮转过  $120^\circ$  时,从动件以等加速度(或等减速度)规律上升  $50\text{ mm}$ ;当凸轮继续回转  $60^\circ$  时,从动件停留不动;当凸轮再转  $90^\circ$  时,从动件以余弦加速度规律下降到初始位置;当凸轮再转  $90^\circ$  时,从动件停留不动。凸轮基圆半径为  $60\text{ mm}$ ,滚子直径为  $15\text{ mm}$ ,试绘制该凸轮的轮廓曲线。

3-2 写出图 3-1 所示凸轮机构的名称,并在图中作出(或指出):(1)基圆半径  $r_{\min}$ ; (2)理论轮廓线;(3)实际轮廓线;(4)行程  $h$ ;(5)A 点的压力角。

3-3 图 3-2 所示为两种不同形式从动件的偏心轮机构,试分析:

- (1) 它们的理论轮廓线形状(圆或非圆);
- (2) 这两种机构中从动件运动规律是否相同;
- (3) 画出它们在图示位置的机构的压力角。

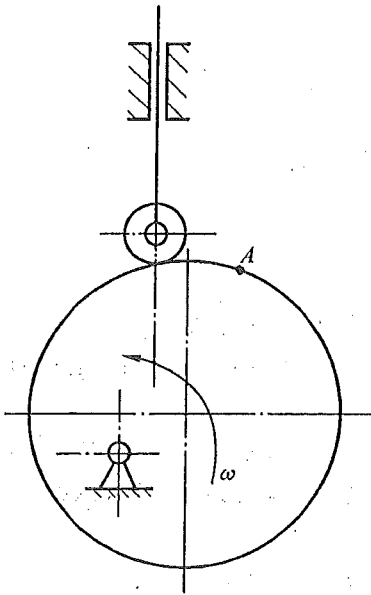


图 3-1

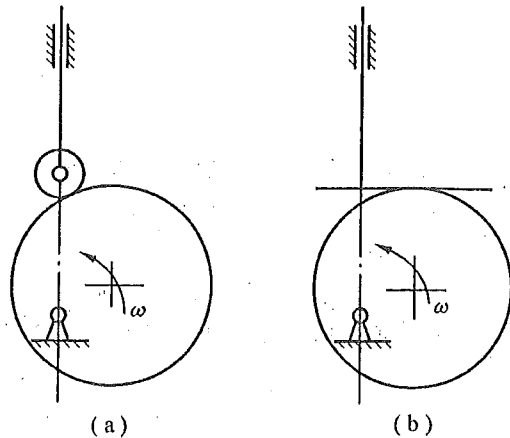


图 3-2

3-4 画出图 3-3 所示凸轮机构的基圆半径  $r_{\min}$  及机构在该位置的机构压力角  $\alpha$ 。

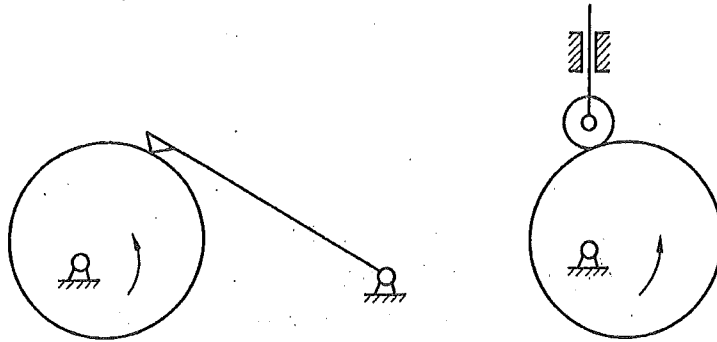


图 3-3

3-5 已知图 3-4 所示凸轮机构的凸轮理论轮廓线, 试在图上画出它们的实际轮廓线。

3-6 画出图 3-5 所示凸轮机构中凸轮的基圆; 在图上标出凸轮由图示位置转过  $60^\circ$  角时从动件的位移及凸轮机构的压力角。

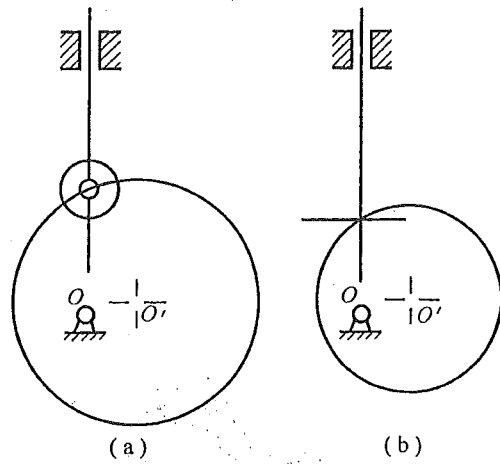


图 3-4

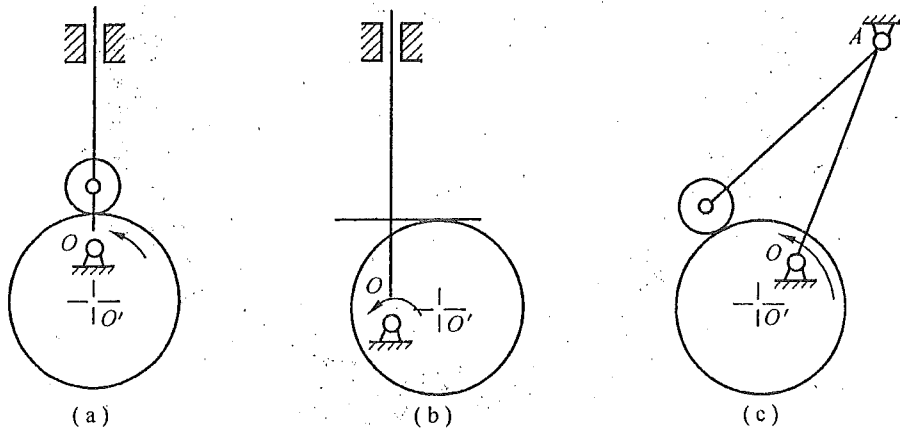


图 3-5

### 3.4 习题解析

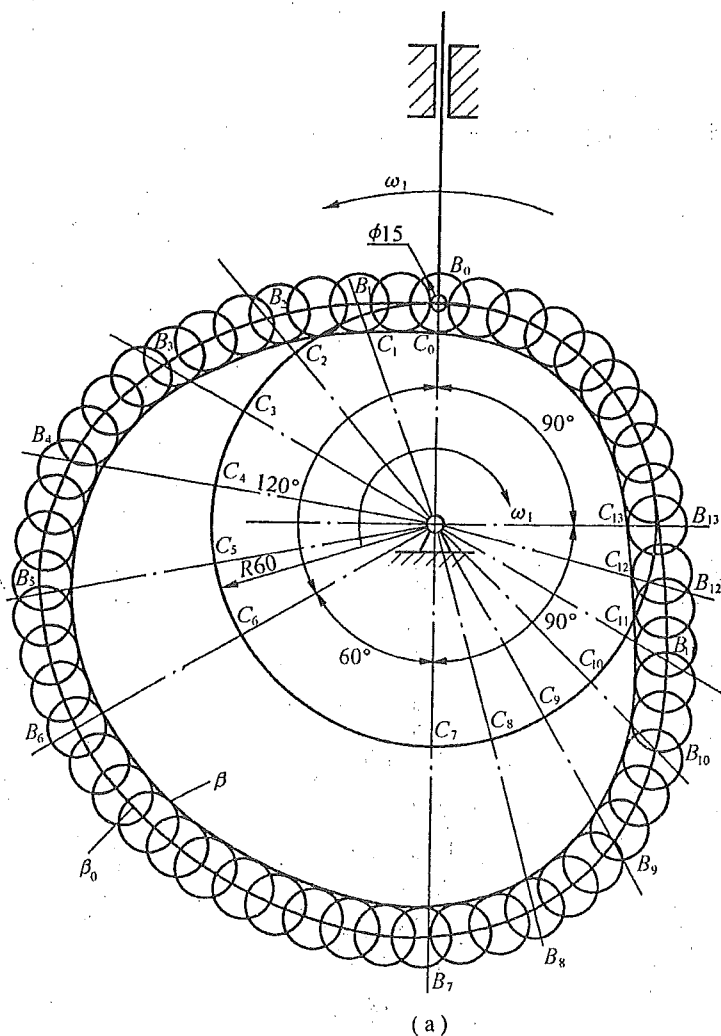
#### 3-1 解

(1) 选取比例尺  $\mu_s = 0.002 \text{ m/mm}$  和角位移比例尺  $\mu_\varphi = 4 (\text{°})/\text{mm}$ , 作从动件的位移线图  $s_2 - \varphi$ , 如图 3-6(b) 所示。并将位移线图横坐标上代表推程运动角和回程运动角各分为六等分, 得 1, 2, ... 诸点。自诸点作垂直线与位移曲线相交 1', 2', ... 诸点。

(2) 选取长度比例尺  $\mu_1 = \mu_s = 0.002 \text{ m/mm}$ , 并以  $O$  为圆心,  $OB_0 = r_b / \mu_1 = 30 \text{ mm}$  为半径作基圆。

(3) 利用反转法, 自  $B_0$  开始沿  $(-\omega)$  方向将基圆圆周分成与  $s_2 - \varphi$  线图横轴对应的等分, 得  $C_1, C_2, \dots$ , 连射线  $\vec{OC}_1, \vec{OC}_2, \dots$ , 即代表机构在反转后各个相应位置的导路。

(4) 在  $\vec{OC}_1, \vec{OC}_2, \dots$  的延长线上分别截取  $C_1 B_1 = 11', C_2 B_2 = 22', \dots$ , 得到机构反转后,



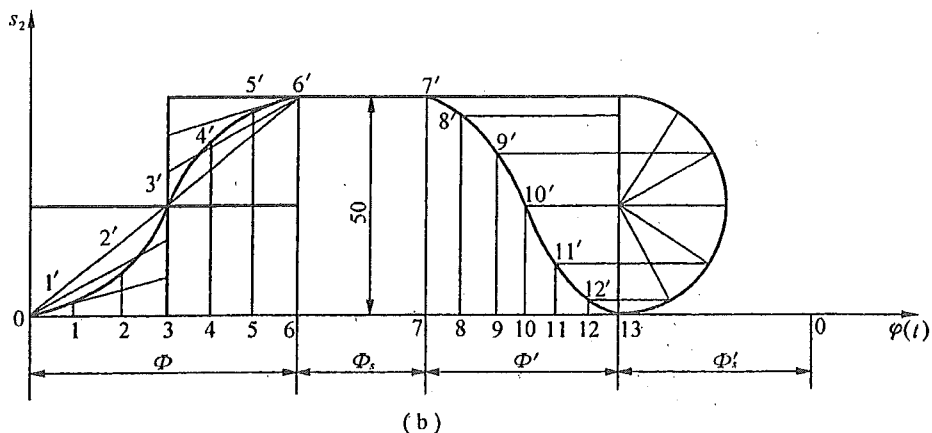


图 3-6

(a) 凸轮的实际轮廓线; (b) 从动件的位移线图  $s_2 - \varphi$

从动件滚子中心的一系列位置点  $B_1, B_2, \dots$

(5) 将  $B_0, B_1, B_2, \dots$  点连成一条光滑的曲线, 即为所求的凸轮的理论轮廓曲线  $\beta_0$ 。

(6) 以理论轮廓曲线  $\beta_0$  上各点为中心, 以滚子半径  $r_T = 7.5 \text{ mm}$  为半径作一系列圆, 再作这些圆的内包络线  $\beta$ , 它便是所求凸轮的实际轮廓曲线, 如图 3-6(a) 所示。

3-2 解

$r_{\min}$ , 理论轮廓线, 实际轮廓线,  $h, \alpha$ , 如图 3-7 所示。

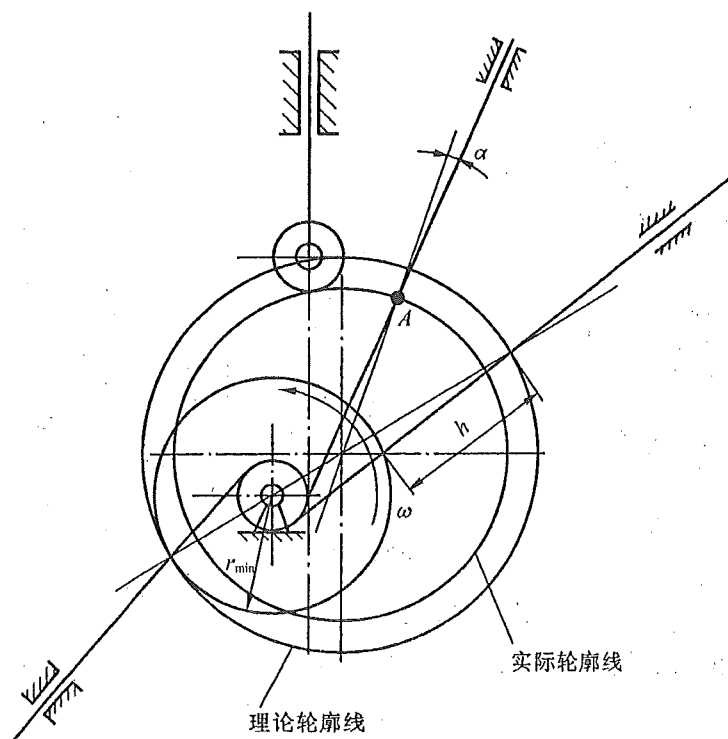


图 3-7

3-3 解

(1)

(2)

(3)如图 3-8 所示。

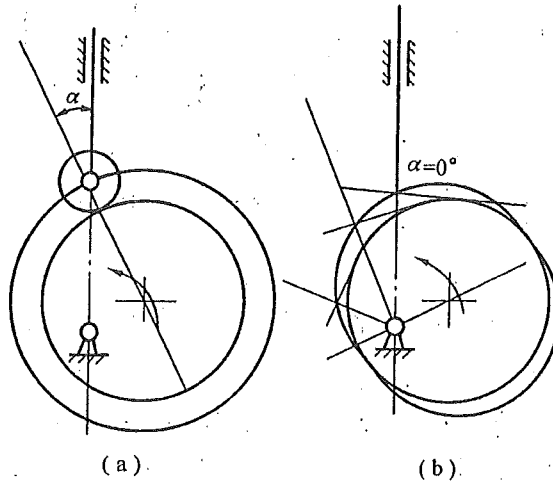


图 3-8

3-4 解

如图 3-9 所示。

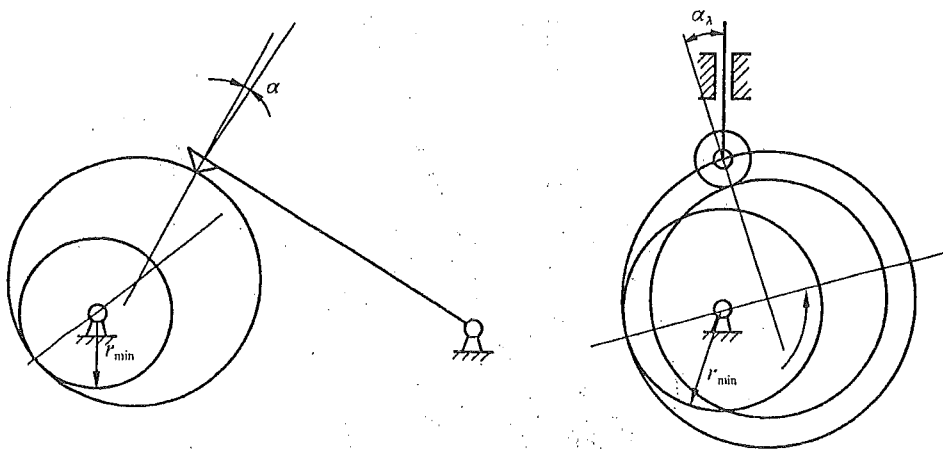


图 3-9

3-5 解

如图 3-10 所示。



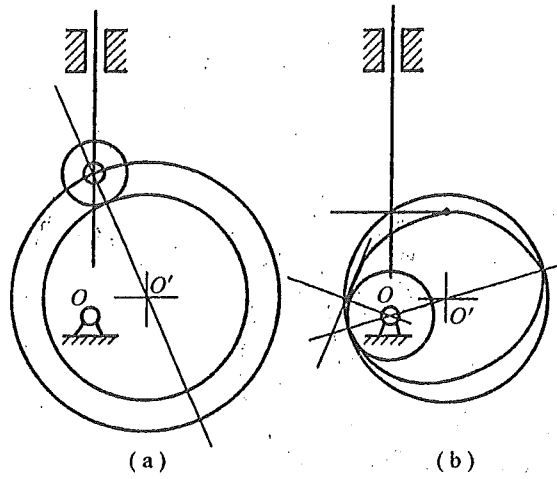
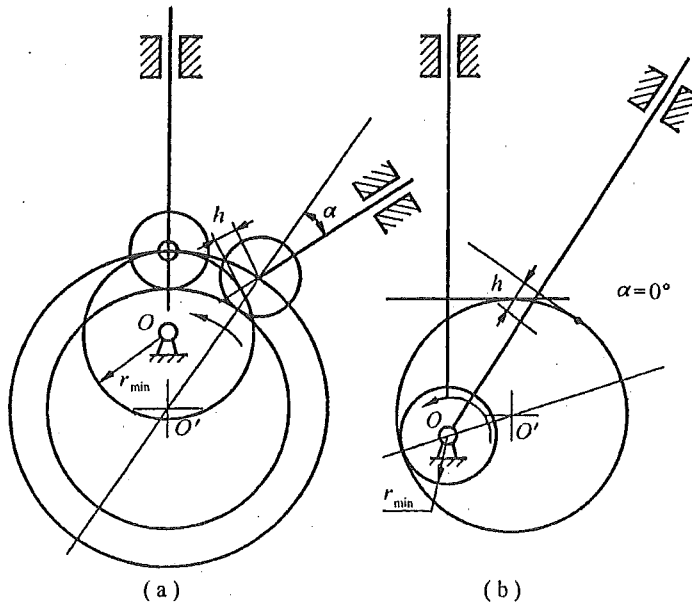
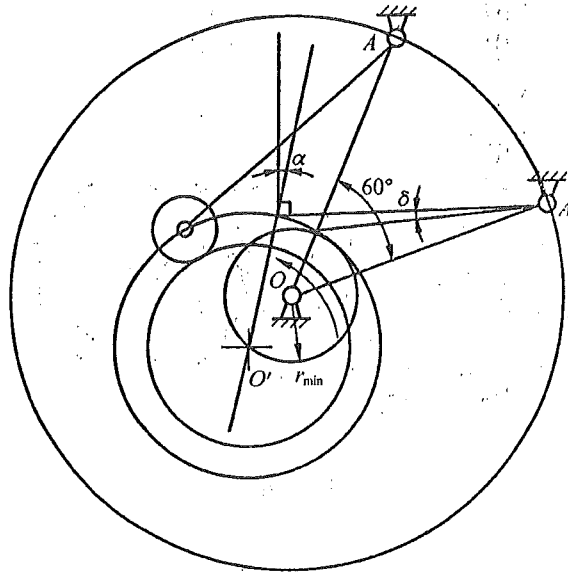


图 3-10

3-6 解

如图 3-11 所示。





(c)

图 3-11

# 第4章 齿轮机构

## 4.1 知识要点

### 4.1.1 本章小结

1. 齿廓啮合基本定律;
2. 渐开线形式及其性质;
3. 齿轮各部分的名称、参数及计算;
4. 一对齿轮传动中各部分的名称、参数及计算;
5. 正确传动条件;
6. 渐开线齿廓切削原理;
7. 根切、不发生根切最少齿数、变位齿轮;
8. 平行轴斜齿轮机构;
9. 圆锥齿轮机构。

计算题

### 4.1.2 本章重点

标准直齿圆柱齿轮计算。

### 4.1.3 本章难点

斜齿轮机构。

## 4.2 思考题

1. 一对直齿圆柱齿轮啮合传动,你能证明传动比  $i_{12}$  与任意两个压力角相等(即  $\alpha_{k1} = \alpha_{k2}$ )的两圆直径成反比吗?
2. 一对标准直齿圆柱齿轮啮合传动,其齿顶高、齿根高、基圆齿距、节圆、分度圆、基圆是否相等?
3. 一对标准直齿圆柱齿轮外啮合传动,若将中心距加大,那么压力角、啮合角、齿顶间隙、齿侧间隙、传动比的变化如何?
4. 斜齿轮能否与直齿轮啮合?如不能,请说明原因;如能,请说明啮合的条件。
5. 斜齿轮当量齿数的值一定要圆整为整数吗?
6. 蜗传动若轴交角  $\Sigma = 90^\circ$ ,那么蜗杆与蜗轮的螺旋旋向一定相同吗?蜗轮的螺旋角与蜗杆升角是什么关系?

### 4.3 习 题

4-1 某直齿圆柱外齿轮的参数为:  $z = 30$ ,  $m = 6 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.25$ , 试计算  $d$ ,  $d_f$ ,  $P$ ,  $P_b$ ,  $S$ ,  $\alpha_a$ 。

4-2 某直齿圆柱外齿轮, 现测得  $z = 36$ ,  $d_a = 190 \text{ mm}$ , 且知  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.25$ ,  $\alpha = 20^\circ$ , 试求  $m$ ,  $d$ ,  $d_f$ ,  $d_b$ ,  $h$ 。

4-3 某直齿圆柱外齿轮, 现测得  $d_a = 110 \text{ mm}$ ,  $d_f = 87.5 \text{ mm}$ , 且知  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.25$ , 求  $m$ ,  $z$ ,  $\alpha_b$ 。

4-4 国产正常齿标准外齿轮, 若其  $d_b = d_f$ , 那么  $z$  应为多大? 若齿轮齿数大于该值, 那么  $d_b$  与  $d_f$  的大小关系又如何?

4-5 试证直齿圆柱外齿轮齿顶圆压角  $\alpha_a$  大小与  $m$  无关, 且  $z$  越大  $\alpha_a$  越小。

4-6 标准直齿圆柱齿轮外啮合传动, 已知  $z_1 = 18$ ,  $z_2 = 27$ ,  $d_1 = 36 \text{ mm}$ , 试求  $i_{12}$ ,  $a$ 。

4-7 标准直齿圆柱齿轮外啮合传动, 已知  $z_1 = 21$ ,  $i_{12} = 3$ ,  $m = 5 \text{ mm}$ , 求  $a$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ 。

4-8 标准直齿圆柱齿轮外啮合传动, 已知  $a = 900 \text{ mm}$ ,  $i_{12} = 1.25$ ,  $m = 10 \text{ mm}$ , 求  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $S_1$ 。

4-9 标准直齿圆柱齿轮外啮合传动, 已知  $d_{b1} = 140.95 \text{ mm}$ ,  $m = 6 \text{ mm}$ ,  $a = 225 \text{ mm}$ , 又知  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.25$ , 求  $z_2$ ,  $i_{12}$ ,  $d_{f1}$ 。

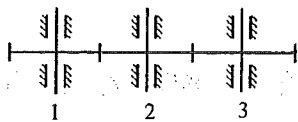
4-10 标准直齿圆柱齿轮外啮合传动, 现测得实际中心距  $a' = 212 \text{ mm}$ , 又知  $i_{12} = 3$ ,  $r_1 = 52.5 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ , 求  $r'_1$ ,  $r'_2$ ,  $\alpha'$ 。

4-11 标准直齿圆柱齿轮外啮合传动, 已知  $a = 300 \text{ mm}$ , 实际中心距比  $a$  大  $1.5 \text{ mm}$ , 传动比  $i_{12} = 2$ , 求  $r'_1$ ,  $r_1$ ,  $\alpha'$ 。

4-12 证明直齿圆柱齿轮传动时的重合度  $\epsilon$  等于一对轮齿啮合过程中, 任意圆周上对应滚过的弧长与该圆齿距  $P_k$  之比。

4-13 加工国产正常齿标准外齿轮, 其齿数分别为  $z_1 = 15$ ,  $z_2 = 25$ 。问是否发生根切?

4-14 图示齿轮传动中, 已知  $z_1 < z_2 < z_3$ , 变位系数  $x_1 > 0$ ,  $x_2 = 0$ ,  $x_3 < 0$ , 试比较各组给出参数的大小关系。



$$m_1 \quad \underline{\quad} \quad m_3 \quad \alpha_1 \quad \underline{\quad} \quad \alpha_3 \quad S_1 \quad \underline{\quad} \quad S_3 \quad h_{f1} \quad \underline{\quad} \quad h_{f3}$$

$$\alpha'_1 \quad \underline{\quad} \quad \alpha'_3 \quad P_{b1} \quad \underline{\quad} \quad P_{b3} \quad P_1 \quad \underline{\quad} \quad P_3 \quad d_{b1} \quad \underline{\quad} \quad d_{b3}$$

4-15 已知一对正常齿标准斜齿圆柱齿轮外啮合传动。其参数为:  $z_1 = 21$ ,  $z_2 = 63$ ,  $m_n = 6 \text{ mm}$ ,  $a = 262 \text{ mm}$ , 试求  $d_1$ ,  $d_{f1}$ ,  $d_{b1}$ ,  $\alpha_t$ ,  $\beta$ ,  $m_t$ ,  $z_{v1}$ ,  $z_{\min 1}$ 。

4-16 已知一对等顶隙收缩齿标准直齿圆锥齿轮,  $\Sigma = 90^\circ$ ,  $i_{12} = 1.5$ ,  $z_1 = 20$ ,  $m =$

3 mm, 求  $\delta_1, \delta_2, d_2, d_{a2}, d_{f2}, z_{v2}$ 。

da 齿顶圆  
df 齿根圆

$\alpha$  压力角 标准为  $20^\circ$   
 $m = \frac{P}{\pi}$  模数

$$d_a = d + 2h_a = (z + 2h_a^*)m$$

$$d_f = d - 2h_f = (z - 2h_f^*)m$$

$$d = mz$$

$$d_b = d \cos \alpha$$

#### 4.4 习题解析

4-1 解

各量计算如下:

$$d = mz = 6 \times 30 = 180 \text{ mm}$$

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^*) \cdot m = 180 - 2 \times (1 + 0.25) \times 6 = 165 \text{ mm}$$

$$P = \pi m = 6\pi = 18.85 \text{ mm}$$

$$P_b = P \cdot \cos \alpha = 18.85 \times \cos 20^\circ = 17.71 \text{ mm}$$

$$S = \pi m / 2 = 9.42 \text{ mm}$$

$$\cos \alpha_a = \frac{d_b}{d_a}, \alpha_a = \cos^{-1} \frac{d_b}{d_a} = \cos^{-1} \left( \frac{180 \times \cos 20^\circ}{180 + 2 \times 1 \times 6} \right) = 28.24^\circ$$

4-2 解

由  $d_a = mz + 2h_a^* \cdot m$ , 得

$$m = \frac{d_a}{z + 2h_a^*} = 190 \div (36 + 2 \times 1) = 5 \text{ mm}$$

其余各量计算如下:

$$d = mz = 5 \times 36 = 180 \text{ mm}$$

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^*) \cdot m = 180 - 2 \times (1 + 0.25) \times 5 = 167.5 \text{ mm}$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = 180 \times \cos 20^\circ = 169.14 \text{ mm}$$

$$h = (2h_a^* + c^*) \cdot m = (2 \times 1 + 0.25) \times 5 = 11.25 \text{ mm}$$

4-3 解

由  $d_a - d_f = 2h = 2 \times (2h_a^* + c^*) \cdot m$ , 得

$$m = \frac{(d_a - d_f)}{2 \times (2h_a^* + c^*)} = \frac{110 - 87.5}{2 \times (2 \times 1 + 0.25)} = 5 \text{ mm}$$

由  $d_a = mz + 2h_a^* \cdot m$ , 得

$$z = \frac{d_a - 2h_a^* \cdot m}{m} = 20$$

而

$$\alpha_b = 0^\circ$$

4-4 解

由  $d_f = d_b$ , 得

$$mz - 2(h_a^* + c^*) \cdot m = mz \cos \alpha$$

因而

$$z = \frac{2(h_a^* + c^*)}{1 - \cos \alpha} = 41.45 \approx 42$$

若齿数大于 42, 令其增加数为  $\Delta z$ , 则:

$d_f$  增加量为  $m \cdot \Delta z$ ;  $d_b$  增加量为  $\Delta z \cdot m \cdot \cos \alpha$ 。

因为

$$\Delta z > \Delta z \cdot \cos \alpha$$

所以

$$d_f > d_b$$

4-5 解

因为

$$\alpha_d = \cos^{-1} \frac{d_b}{d_a} = \cos^{-1} \left( \frac{mz \cos \alpha}{mz + 2h_a^* \cdot m} \right) = \cos^{-1} \left( \frac{\cos \alpha}{1 + \frac{2h_a^*}{z}} \right)$$

所以  $\alpha_d$  与  $m$  无关,  $z$  越大  $\alpha_d$  越小。

4-6 解

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{27}{18} = 1.5$$

$$a = \frac{d_1(1 + i_{12})}{2} = \frac{36 \times (1 + 1.5)}{2} = 45 \text{ mm}$$

4-7 解

$$a = \frac{mz_1}{2}(1 + i_{12}) = \frac{5 \times 21}{2} \times (1 + 3) = 210 \text{ mm}$$

$$d_1 = mz_1 = 5 \times 21 = 105 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_1 \cdot i_{12} = 105 \times 3 = 315 \text{ mm}$$

4-8 解

由  $a = \frac{mz_1}{2}(1 + i_{12})$ , 得

$$z_1 = \frac{2a}{(1 + i_{12}) \cdot m} = \frac{2 \times 900}{(1 + 1.25) \times 10} = 80$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 80 \times 1.25 = 100$$

其余各量的计算为:

$$S_1 = \pi m / 2 = 5\pi = 15.71 \text{ mm}$$

4-9 解

由  $d_{b1} = mz_1 \cos \alpha$ , 得

$$z_1 = \frac{d_{b1}}{m \cdot \cos \alpha} = \frac{140.95}{6 \times \cos 20^\circ} = 25$$

由  $a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ , 得

$$z_2 = \frac{2a}{m} - z_1 = \frac{2 \times 225}{6} - 25 = 50$$

其余各量计算为:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{50} = 2$$

$$d_{f1} = mz_1 - 2(h_a^* + c^*) \cdot m = 6 \times 25 - 2 \times (1 + 0.25) \times 6 = 135 \text{ mm}$$

4-10 解

由  $r'_1 + r'_2 = a'$ ,  $\frac{r'_2}{r'_1} = i_{12}$ , 得

$$r'_1 = 53 \text{ mm} \quad r'_2 = 159 \text{ mm}$$

由  $r'_1 \cdot \cos \alpha' = r_1 \cdot \cos \alpha$ , 得

$$\alpha' = \cos^{-1} \left( \frac{r_1 \cdot \cos \alpha}{r'_1} \right) = \cos^{-1} \left( \frac{52.5 \times \cos 20^\circ}{53} \right) = 21.44^\circ$$

4-11 解

由  $r'_1 + r'_2 = a + \Delta a = 300 + 1.5$ ,  $\frac{r'_2}{r'_1} = i_{12} = 2$ , 得

$$r'_1 = 100.5 \text{ mm} \quad r'_2 = 201 \text{ mm}$$

由  $a' \cdot \cos \alpha' = a \cdot \cos \alpha$ , 得

$$\alpha' = \cos^{-1} \left( \frac{a \cdot \cos \alpha}{a'} \right) = \cos^{-1} \left( \frac{300 \times \cos 20^\circ}{301.5} \right) = 20.77^\circ$$

4-12 解

因为  $\epsilon = \text{啮合弧}/P = \frac{r \cdot \theta}{P}$ , 其中  $\theta$  为一对轮齿啮合过程齿轮相应转角。又因为

$$r \cdot \cos \alpha = r_k \cdot \cos \alpha_k = r_b \quad P \cdot \cos \alpha = P_k \cos \alpha_k = P_b$$

所以有

$$\frac{\frac{r \cdot \cos \alpha \cdot \theta}{\cos \alpha_k}}{\frac{P \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_k}} = \epsilon$$

即

$$\frac{r_k \cdot \theta}{P_k} = \epsilon$$

式中,  $r_k \cdot \theta$  即等于一对轮齿啮合过程中  $r_k$  圆上对应的弧长。

4-13 解

加工  $z = 15$  齿轮时发生根切。

4-14 解

$$\begin{aligned} m_1 = m_3 \quad \alpha_1 = \alpha_3 \quad S_1 > S_3 \quad h_{f1} < h_{f3} \\ \alpha'_1 > \alpha'_3 \quad P_{b1} = P_{b3} \quad P_1 = P_3 \quad d_{b1} < d_{b3} \end{aligned}$$

4-15 解

由  $a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2)$ , 得

$$\beta = \cos^{-1} \left[ \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} \right] = 15.88^\circ$$

而

$$\begin{aligned} d_1 &= z_1 m_t = z_1 \cdot m_n / \cos \beta = 131 \text{ mm} \\ d_{f1} &= d_1 - 2(h_a^* + c^*) \cdot m_n = 116 \text{ mm} \end{aligned}$$

由  $\tan \alpha_t \cdot \cos \beta = \tan \alpha_m = \tan 20^\circ$ , 得

$$\alpha_t = \arctan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_m}{\cos \beta} \right) = 20.73^\circ$$

而

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 131 \times \cos 20.73^\circ = 122.52 \text{ mm}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = 6.24 \text{ mm}$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = 23.60$$

$$z_{\min 1} = z_{v \min} \cdot \cos^3 \beta = 17 \times \cos^3 15.88^\circ = 15.13$$

4-16 解

$$\delta_2 = \arctan i_{12} = 56.31^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 33.69^\circ$$

$$d_2 = mz_1 \cdot i_{12} = 90 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* \cdot m \cdot \cos \delta_2 = 93.33 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*) \cdot \cos \delta_1 \cdot m =$$

$$d_2 - 2 \times (1 + 0.2) \times \cos 56.31^\circ \times 3 =$$

$$86.01 \text{ mm}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{z_1 i_{12}}{\cos 56.31^\circ} = 108.17$$



# 第5章 轮 系

## 5.1 知识要点

### 5.1.1 本章小结

1. 轮系功用及类型;
2. 定轴轮系传动比计算;
3. 周转轮系传动比计算;
4. 复合轮系(混合轮系)传动比计算。

传动比的计算  
较为简单,方法复杂.  
复合轮系.

### 5.1.2 本章重点

复合轮系传动比计算。

### 5.1.3 本章难点

正确判定周转轮系。

## 5.2 思考题

1. 周转轮系中,行星轮一定与中心轮啮合吗?反之,中心轮一定与行星轮啮合吗?
2. 计算轮系传动比  $i_{AB}$  时,若  $A$  和  $B$  两轴不平行,那么  $i_{AB}$  的“+、-”号有意义吗?若  $A$  和  $B$  两轮平行,那么  $i_{AB}$  的“+、-”号有意义吗?
3. 混合轮系中一定有定轴轮系吗?一定有周转轮系吗?一定有行星轮系吗?
4. 转化轮系中,各齿轮几何轴线一定不动吗?各齿轮几何轴线一定平行吗?
5. 差动轮系中,如已知行星轮及系杆的转速,那么中心轮的转速一定确定吗?

## 5.3 习 题

5-1 在图 5-1 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_3 = z_4 = z_6 = z_8 = 20$ ,  $z_2 = z_5 = 40$ ,  $z_7 = z_9 = 80$ ,求  $i_{19} = ?$

5-2 在图 5-2 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_2 = z_3 = z_4 = 18$ ,  $z_2 = z_3 = z_4 = z_5 = 36$ ,又知  $n_1 = 1600 \text{ r/min}$ ,试求  $n_5$  的大小及方向(方向标出即可)。

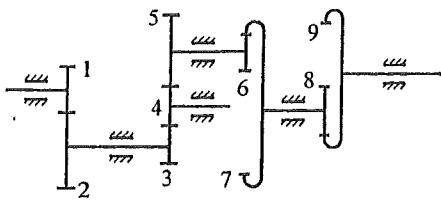


图 5-1

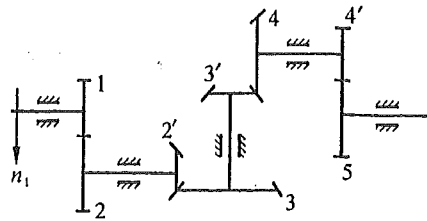


图 5-2

5-3 在图 5-3 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_2 = 20$ ,  $z_2 = 80$ ,  $z_3 = 40$ , 求  $i_{1H} = ?$

5-4 在图 5-4 所示的轮系中,已知  $z_1 = 28$ ,  $z_2 = 40$ ,  $z_3 = 15$ ,  $z_4 = 21$ , 求  $i_{AB} = ?$

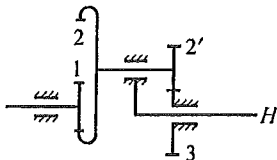


图 5-3

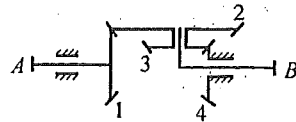


图 5-4

5-5 在图 5-5 所示的轮系中,已知  $z_1 = 15$ ,  $z_2 = 30$ ,  $z_3 = 40$ ,  $z_4 = 20$ ,  $z_5 = 135$ , 求  $i_{AB} = ?$

5-6 在图 5-6 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_3 = 20$ ,  $z_2 = z_4 = 40$ ,  $z_5 = 80$ , 又知  $n_1 = 1\ 800\ \text{r/min}$ , 方向如图所示, 求  $n_4$  的大小及方向(方向标出即可)。

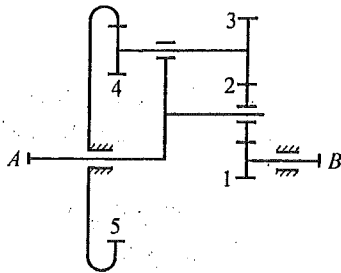


图 5-5

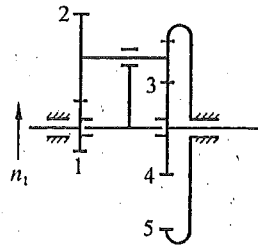


图 5-6

5-7 在图 5-7 所示的轮系中,已知  $z_1 = 30$ ,  $z_2 = 90$ ,  $z_3 = 60$ , 又知  $i_{AB} = -2$ , 试确定  $z_4 = ?$

5-8 在图 5-8 所示的轮系中,已知  $z_1 = 18$ ,  $z_2 = 36$ ,  $z_3 = z_4 = z_5 = 50$ , 又知电机 M 的转速  $n_M = 1\ 500\ \text{r/min}$ , 方向如图, 求  $n_4$  大小及方向(方向标出即可)。

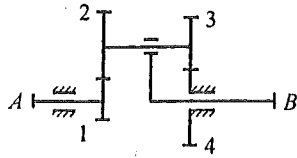


图 5-7

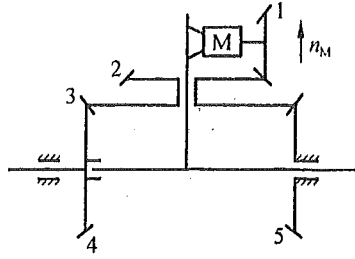


图 5-8

5-9 在图 5-9 所示的轮系中,已知  $z_1 = 36, z_2 = 60, z_2' = 15, z_3 = 27$ , 求下列各种情况下  $n_H$  的大小及方向。

- (1)  $n_1 = n_3 = 100 \text{ r/min}$ ;
- (2)  $n_1 = -n_3 = 100 \text{ r/min}$ ;
- (3)  $n_1 = 100 \text{ r/min}, n_3 = 0$ ;
- (4)  $n_1 = 0, n_3 = 100 \text{ r/min}$ 。

$$i_{13} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'} = \frac{60 \times 27}{36 \times 15} = 3$$

5-10 在图 5-10 所示的轮系中,已知  $z_1 = 100, z_2 = z_3 = z_4 = z_5 = 20$ , 又知  $n_1 = 60 \text{ r/min}$ , 求:欲使滚筒转速分别等于  $5 \text{ r/min}, -5 \text{ r/min}$  及滚筒静止的情况下,  $n_5$  的大小及方向。

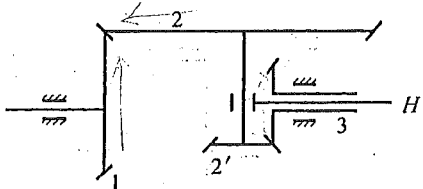


图 5-9

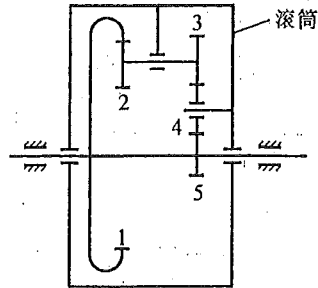


图 5-10

5-11 在图 5-11 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_2 = 20, z_3 = 60, z_4 = 32, z_5 = 72$ , 又知  $n_A : n_B = 2:1$ , 求  $n_B : n_C = ?$

5-12 在图 5-12 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_3 = z_5 = 26, z_2 = z_4 = 52, z_6 = 78$ , 又知  $n_5 = 800 \text{ r/min}$ , 方向如图所示, 求  $n_4$  的大小及方向(方向标出即可)。

5-13 在图 5-13 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_7 = 18, z_2 = z_3 = z_4 = z_5 = z_6 = z_8 = 36, z_9 = 50, z_{10} = 25$ , 又知  $n_1 = n_{10} = 100 \text{ r/min}$ , 方向如图示, 求  $n_8$  的大小及方向。

5-14 在图 5-14 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_2 = z_4 = z_5 = 20, z_3 = z_6 = 60$ , 求  $i_{AB} = ?$

5-15 在图 5-15 所示的轮系中,已知  $z_1 = z_2 = z_4 = z_5 = 20, z_3 = z_6 = 60$ , 求  $i_{AB} = ?$

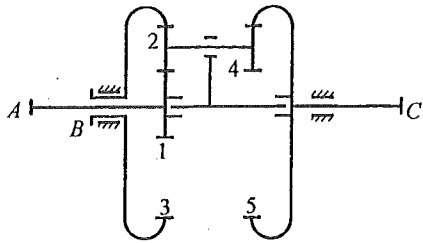


图 5-11

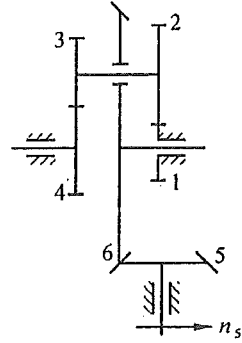


图 5-12

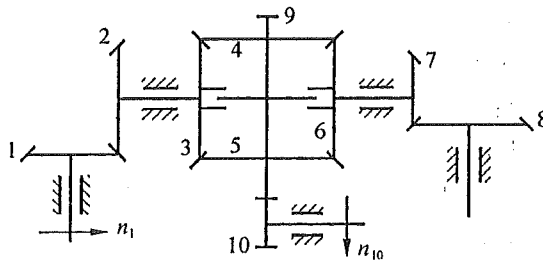


图 5-13

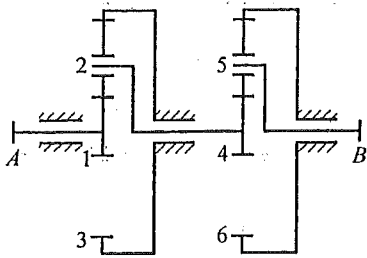


图 5-14

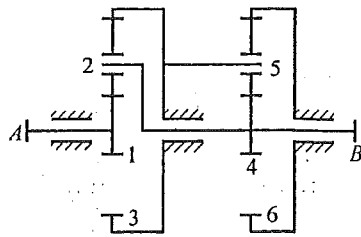


图 5-15

5-16 在图 5-16 所示的轮系中, 已知  $z_1 = z_2 = z_3 = 28$ ,  $z_4 = 40$ ,  $z_5 = 50$ ,  $z_6 = z_7 = 20$ ,  $z_8 = 60$ , 又知  $n_A = 60$  r/min, 试求当分别刹住 1, 3, 5 轮时  $n_8$  各等于多少? 方向如何?

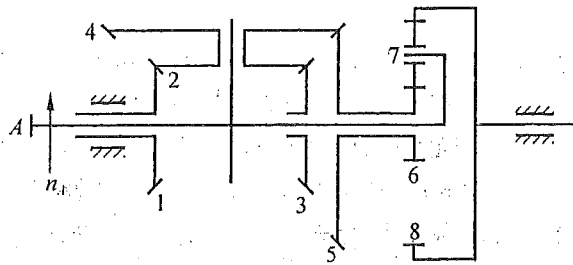


图 5-16

## 5.4 习题解析

5-1 解

$$i_{19} = (-1)^3 \frac{z_2 z_5 z_7 z_9}{z_1 z_3 z_6 z_8} = (-1)^3 \times \frac{40 \times 40 \times 80 \times 80}{20 \times 20 \times 20 \times 20} = -64$$

5-2 解

由  $i_{15} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2 z_3 z_4} = \frac{36 \times 36 \times 36 \times 36}{18 \times 18 \times 18 \times 18} = 8$ , 得

$$n_5 = \frac{n_1}{i_{15}} = \frac{1\ 600}{8} = 200 \text{ r/min}$$

依画箭头方式, 判定  $n_5$  方向为  $\uparrow$ 。

5-3 解

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 - \left( -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} \right) = 1 + \frac{80 \times 40}{20 \times 20} = 9$$

5-4 解

$$i_{AB} = i_{1H} = 1 - i_{14}^H = 1 - \left( -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} \right) = 1 + \frac{40 \times 21}{28 \times 15} = 3$$

5-5 解

因为  $i_{AB} = i_{H1}$ , 而

$$i_{1H} = 1 - i_{15}^H = 1 - \frac{z_3 z_5}{z_1 z_4} = 1 - \frac{40 \times 135}{15 \times 20} = -17$$

所以

$$i_{AB} = i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = -\frac{1}{17}$$

5-6 解

依  $i_{14} = i_{1H} \cdot i_{H4} = \frac{i_{1H}}{i_{4H}}$ , 得

$$i_{1H} = 1 - i_{15}^H = 1 - \left( -\frac{z_2 z_5}{z_1 z_3} \right) = 9$$

$$i_{4H} = 1 - i_{45}^H = 1 - \left( -\frac{z_5}{z_4} \right) = 3$$

所以

$$i_{14} = \frac{i_{1H}}{i_{4H}} = 3$$

$$n_4 = \frac{n_1}{i_{14}} = \frac{1\ 800}{3} = 600 \text{ r/min}$$

其方向为  $\uparrow$ 。

5-7 解

由  $i_{AB} = i_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ , 得

$$z_4 = (1 - i_{AB}) z_1 \cdot z_3 / z_2 = [1 - (-2)] \times 30 \times 60 \div 90 = 60$$

5-8 解

$$i_{14}^H = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{36}{18} = 2$$

$$n_4^H = \frac{n_1^H}{2} = \frac{n_M}{2} = 750 \text{ r/min}$$

即

$$n_4^H = n_4 - n_H = 750 \text{ r/min} \quad (A)$$

又

$$i_{4H} = 1 - i_{45}^H = 1 - \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) = 2 = \frac{n_4}{n_H} \quad (B)$$

连立(A),(B)式解得  $n_4 = 1500 \text{ r/min}$ , 方向为  $\uparrow$ 。

5-9 解

$$\text{依 } i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = \frac{60 \times 27}{36 \times 15} = 3, \text{ 得}$$

$$n_H = \frac{1}{2} \times (3n_3 - n_1)$$

若(1)  $n_1 = n_3 = 100 \text{ r/min}$ , 则  $n_H = 100 \text{ r/min}$ , 方向同  $n_1, n_2$ ;

若(2)  $n_1 = -n_3 = 100 \text{ r/min}$ , 则  $n_H = -200 \text{ r/min}$ , 方向同  $n_3$ ;

若(3)  $n_1 = 100 \text{ r/min}, n_3 = 0$ , 则  $n_H = -50 \text{ r/min}$ , 方向与  $n_1$  相反;

若(4)  $n_1 = 0, n_3 = 100 \text{ r/min}$ , 则  $n_H = 150 \text{ r/min}$ , 方向与  $n_3$  相同。

5-10 解

$$\text{依 } i_{15}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{z_2 z_5}{z_1 z_3} = \frac{1}{5}, \text{ 得}$$

$$n_3 = 5n_1 - 4n_H$$

代入  $n_1 = 60 \text{ r/min}, n_H = 5 \text{ r/min}$  得,  $n_3 = 280 \text{ r/min}$ , 方向同  $n_1$ ;

代入  $n_1 = 60 \text{ r/min}, n_H = -5 \text{ r/min}$  得,  $n_3 = 320 \text{ r/min}$ , 方向同  $n_1$ ;

代入  $n_1 = 60 \text{ r/min}, n_H = 0$  得,  $n_3 = 300 \text{ r/min}$ , 方向同  $n_1$ 。

5-11 解

$$\text{依 } i_{AB}^H = i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -3, \text{ 及 } i_{AB} = i_{13} = 2, \text{ 得}$$

$$\frac{2n_B - n_H}{n_B - n_H} = -3 \quad i_{BH} = \frac{4}{5}$$

$$\text{由 } i_{BC}^H = i_{35}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{z_2 z_5}{z_3 z_4} = \frac{3}{4}, \text{ 及 } i_{BH} = \frac{4}{5}, \text{ 即}$$

$$i_{3H} = \frac{4}{5} \quad n_H = \frac{5}{4} n_B = \frac{5}{4} n_3$$

得

$$\frac{n_B - \frac{5}{4} n_B}{n_C - \frac{5}{4} n_B} = \frac{3}{4}$$

从而解得

$$n_B : n_C = 12 : 11$$

5-12 解

因为

$$i_{S4} = i_{S6} \cdot i_{64} = i_{S6} \cdot i_{H4} = \frac{i_{S6}}{i_{4H}} = \frac{\frac{z_6}{z_5}}{1 - \frac{z_3 z_1}{z_4 z_2}} = 4$$

所以

$$n_4 = \frac{n_5}{4} = 200 \text{ r/min}$$

其方向为↑。

5-13 解

因为

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{18} = 2$$

$$n_2 = \frac{n_1}{2} = 50 \text{ r/min} = n_3$$

$$i_{10,9} = \frac{-z_9}{z_{10}} = -\frac{50}{25} = -2$$

$$n_9 = -\frac{n_{10}}{2} = -50 \text{ r/min} = n_H$$

$$i_{36}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_6 - n_H} = 1$$

$$n_6 = 2n_H - n_3 = 2 \times (-50) - 50 = -150 \text{ r/min} = n_7$$

$$i_{28} = \frac{z_8}{z_7} = 2$$

所以

$$n_8 = \frac{n_7}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ r/min}$$

其方向为→。

5-14 解

$$i_{AB} = i_{A4} \cdot i_{4B} = (1 - i_{13}^H)(1 - i_{46}^H) =$$

$$\left[ 1 - \left( -\frac{z_3}{z_1} \right) \right] \left[ 1 - \left( -\frac{z_6}{z_4} \right) \right] =$$

$$4 \times 4 = 16$$

5-15 解

该轮系中1,2,3为差动轮系中齿轮;4,5,6为行星轮系中齿轮;轮3及轮4分别承担系杆作用。

依  $i_{43} = 1 - i_{46}^3 = 1 - \left( -\frac{z_6}{z_4} \right) = 4$ , 即  $n_3 = \frac{n_4}{4}$ ; 又依  $i_{13}^4 = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = -\frac{z_3}{z_1} = -3$ , 代入  $n_3 = \frac{n_4}{4}$

得

$$\frac{n_1 - n_4}{-\frac{3}{4}n_4} = -3$$

从而解得

$$i_{AB} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{13}{4}$$

5-16 解

(1) 刹位轮 1, 即轮 1 不动, A 即为系杆 H。

由

$$i_{3H} = 1 - i_{31}^H = 1 - \left(-\frac{z_1}{z_3}\right) = 2$$

$$n_3 = 2n_H = 120 \text{ r/min}$$

$$i_{5H} = 1 - i_{51}^H = 1 - \left(-\frac{z_4 z_1}{z_5 z_2}\right) = \frac{9}{5}$$

$$n_5 = \frac{9}{5}n_H = 108 \text{ r/min}$$

在差动轮系 6, 7, 8,  $H_2(z_3)$  中, 由

$$i_{68}^{H_2} = \frac{n_6 - n_{H_2}}{n_8 - n_{H_2}} = -3$$

$$n_8 = \frac{1}{3}(4n_{H_2} - n_6)$$

代入  $n_6 = n_5 = 108 \text{ r/min}$ ,  $n_{H_2} = n_3 = 120 \text{ r/min}$ , 得

$$n_8 = 124 \text{ r/min}$$

其方向为  $\uparrow$ 。

(2) 刹位轮 3

依  $i_{5H} = 1 - i_{53}^H = 1 - \frac{z_4 z_3}{z_5 z_2} = \frac{1}{5}n_5 = 5n_H = 300$ , 又依

$$i_{68} = -\frac{z_8}{z_6} = -3$$

得

$$n_8 = -\frac{n_6}{3} = -\frac{n_5}{3} = -100 \text{ r/min}$$

其方向为  $\downarrow$ 。

(3) 刹位轮 5

依  $i_{3H} = 1 - i_{35}^H = 1 - \frac{z_2 z_5}{z_3 z_4} = -\frac{1}{4}$ ,  $n_3 = -\frac{1}{4}n_H = -15$ , 又依

$$i_{8H_2} = 1 - i_{86}^{H_2} = 1 - \left(-\frac{z_6}{z_8}\right) = \frac{4}{3}$$

得

$$n_8 = \frac{4}{3}n_{H_2} = \frac{4}{3}n_3 = -20 \text{ r/min}$$

其方向为  $\downarrow$ 。



## 第6章 间歇运动机构

### 6.1 知识要点

#### 6.1.1 本章小结

1. 棘轮机构组成及其功用;
2. 棘轮工作条件;
3. 棘轮、棘爪主要几何尺寸的计算;
4. 槽轮机构组成及其功用;
5. 槽轮主要参数及其计算。

#### 6.1.2 本章重点

槽轮主要参数计算。

#### 6.1.3 本章难点

槽轮圆销数  $k$  与槽数  $z$  的关系。

### 6.2 思考题

1. 在设计棘轮机构时,对棘齿偏斜角  $\varphi$  应有什么要求?
2. 棘轮的转角能否实现无级性的变化? 举例说明。
3. 槽轮机构的运动特性系数  $\tau$  表明什么意义?
4. 你能证明对于拨盘上只有一个圆柱销的外槽轮机构,其  $\tau$  值总小于 0.5 吗?
5. 外槽轮机构的槽数  $z$  最小值是多少? 为什么?

### 6.3 习题

- 6-1 已知一棘轮机构,其齿数  $z = 16$ ,顶圆直径  $D = 96$  mm,求  $m, h, l$ 。
- 6-2 已知一棘轮机构  $h = 6$  mm,  $z = 12$ ,求  $D, a$ 。
- 6-3 已知槽轮的槽数  $z = 6$ ,拨盘圆销数  $k = 2$ ,转速  $n_1 = 30$  r/min,求槽轮的转动时间和静止时间各为多少?
- 6-4 欲设计一槽轮机构,使  $\tau = \frac{1}{3}$ ,  $z > 3$ ,试确定  $z = ?$   $k = ?$

6-5 某槽轮机构  $z=4, k=2$ , 且柱销间夹角为  $180^\circ$ , 又知  $n_1=20 \text{ r/min}$ , 求槽轮转动一周所用时间为多少?

## 6.4 习题解析

6-1 解

$$m = \frac{D}{z} = \frac{96}{16} = 6 \text{ mm}$$

$$h = 0.75m = 4.5 \text{ mm}$$

$$l = 2\pi m = 37.70 \text{ mm}$$

6-2 解

由  $h=0.75m$ , 得

$$m = \frac{h}{0.75} = \frac{6}{0.75} = 8 \text{ mm}$$

所以

$$D = mz = 8 \times 12 = 96 \text{ mm} \quad a = m = 8 \text{ mm}$$

6-3 解

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \pi \text{ rad/s}$$

$$2\varphi_1 = \pi - \frac{2\pi}{z} = \pi - \frac{2\pi}{6} = \frac{2}{3}\pi$$

运动时间

$$t_m = \frac{k_2 \varphi_1}{\omega_1} = \frac{2 \times \frac{2}{3}}{\pi} = \frac{4}{3} \text{ s}$$

静止时间

$$t_s = t - t_m = \frac{2\pi}{\pi} - \frac{4}{3} = \frac{2}{3} \text{ s}$$

6-4 解

由  $\tau = \frac{k(z-2)}{2z}$ , 得

$$k = \frac{2z\tau}{z-2} = \frac{2 \times z \times \frac{1}{3}}{z-2} = \frac{\frac{2}{3}z}{z-2}$$

取

$$z = 6, k = 1$$

6-5 解

依题意知

$$2\varphi_2 = \frac{2\pi}{z} = \frac{\pi}{2}$$

因为

$$k = 2$$

所以拨盘转一周槽轮被拨动 2 次, 转过角度为  $\pi$ , 故槽轮转一周, 拨盘需转 2 周。  
故

$$t = \frac{2 \times 2\pi}{\omega_1} = \frac{2 \times 2\pi}{\frac{\pi n_1}{30}} = 6 \text{ s}$$

# 第7章 机械运转速度波动的调节

## 7.1 知识要点

### 7.1.1 本章小结

1. 速度波动类型及其调节方法;
2. 平均角速度、不均匀系数、最大角速度、最小角速度的计算;
3. 最大盈亏功的计算;
4. 飞轮转动惯量的近似计算;
5. 飞轮主要尺寸的确定。

### 7.1.2 本章重点

飞轮转动惯量的近似计算。

### 7.1.3 本章难点

最大盈亏功的计算。

## 7.2 思考题

1. 周期性和非周期性速度波动有何区别? 各用何种方式进行调节?
2. 在设计飞轮时是否不均匀系数  $\delta$  选得越小越好? 为什么?
3. 飞轮能完全消除速度波动吗? 为什么?

## 7.3 习题

7-1 某冲压机床, 原动件功率  $P = 8 \text{ kW}$  (常数), 其主轴转速  $n = 1000 \text{ r/min}$ , 冲头冲压工作时间  $t = 3 \text{ s}$ , 冲压时消耗功率  $P' = 16 \text{ kW}$  (常数)。若允许不均匀度系数  $\delta = 0.1$ , 且不计飞轮以外各件质量及转动惯量, 试求安装在主轴上的飞轮转动惯量  $J$  和压床工作周期。

7-2 图 7-1 所示为某机械主轴上驱动力矩  $M'$  在一个工作循环中的变化规律。设主轴上阻力矩  $M''$  为常数, 主轴转速  $n = 600 \text{ r/min}$ , 允许不均匀度系数  $\delta = 0.01$ 。若忽略飞轮以外各件质量及转动惯量, 求  $M'' = ?$   $A_{\max} = ?$  主轴飞轮转动惯量  $J = ?$

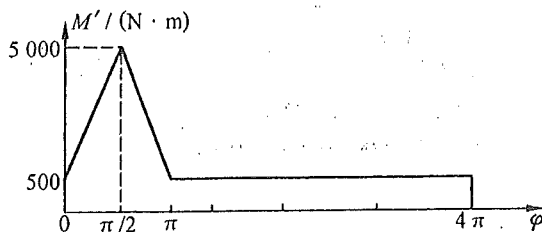


图 7-1

7-3 某机床主轴上阻力矩  $M''$  在一个工作循环中的变化规律如图 7-2 所示。若知主轴驱动力矩  $M'$  为常数, 主轴平均角速度  $\omega_m = 100 \text{ rad/s}$ , 其上接飞轮, 转动惯量  $J = 0.314 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。若忽略飞轮以外各件质量及转动惯量, 求  $\delta = ?$  主轴最大角速度  $\omega_{\max} = ?$  最小角速度  $\omega_{\min} = ?$  并确定  $\omega_{\max}$  与  $\omega_{\min}$  发生在何位置上。

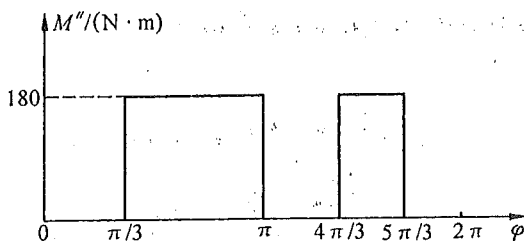


图 7-2

7-4 某机械主轴在一个工作循环时间  $T = 8 \text{ s}$ , 且其最大角速度为  $\omega_{\max} = 205 \text{ rad/s}$ , 最小角速度为  $\omega_{\min} = 195 \text{ rad/s}$ , 又知主轴上平均阻力矩  $M'' = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 平均驱动力矩为二个常数  $M'_1 = 80 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,  $M'_2 = 160 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。求:  $\delta = ?$  发动机平均功率  $\bar{P} = ?$  驱动力矩二个值各自工作时间  $t_1 = ?$   $t_2 = ?$

## 7.4 习题解析

7-1 解  
转动惯量

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega_m^2 \cdot \delta} = \frac{(16-8) \times 3 \times 10^3}{(1000\pi/30)^2 \times 0.1} = 21.88 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

工作周期

$$T = \frac{(16-8) \times 3}{8} + 3 = 6 \text{ s}$$

7-2 解

$$M'' = \frac{1}{4\pi} \times [500 \times 4\pi + \frac{\pi}{2}(5000 - 500)] = 1062.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$A_{\max} = \frac{\pi}{2} \times \frac{5000 - 1062.5}{5000 - 500} \times (5000 - 1062.5) = 1722.6\pi \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega_m^2 \cdot \delta} = \frac{1722.6\pi}{(600\pi/30)^2 \times 0.01} = 91.38 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

7-3 解

$$M' = \frac{1}{2\pi} [180 \times (\frac{2}{3}\pi + \frac{\pi}{3})] = 90 \text{ N}\cdot\text{m}$$

画能量图,如图 7-3 所示。

由图知  $A_{\max} = 60\pi$ , 因而可求

$$\delta = \frac{A_{\max}}{\omega_m^2 \cdot J} = \frac{60\pi}{100^2 \times 0.314} = 0.06$$

故:

$$\omega_{\max} = \omega_m (1 + \frac{\delta}{2}) = 103 \text{ rad/s}, \text{ 发生在 } \varphi = \frac{\pi}{3} \text{ 处。}$$

$$\omega_{\min} = \omega_m (1 - \frac{\delta}{2}) = 97 \text{ rad/s}, \text{ 发生在 } \varphi = \pi, \frac{5\pi}{3} \text{ 两处。}$$

7-4 解

$$\omega_m = \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min})}{2} = 200 \text{ rad/s}$$

$$\delta = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{\omega_{\min}} = 0.05$$

$$\bar{P} = M'' \cdot \omega_m = 100 \times 200 = 20 \text{ kW}$$

$$M'_1 t_1 + M'_2 t_2 = M'' \cdot T \quad t_1 + t_2 = T$$

依  
解得

$$t_1 = 6 \text{ s} \quad t_2 = 2 \text{ s}$$

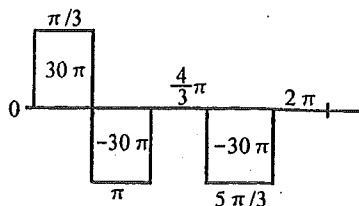


图 7-3

## 第 8 章 回转件的平衡

### 8.1 知识要点

#### 8.1.1 本章小结

1. 转子平衡的概念;
2. 转子平衡的分类及其平衡条件;
3. 转子平衡的计算法。

#### 8.1.2 本章重点

转子平衡的计算法。

#### 8.1.3 本章难点

质径积的计算及分解。

### 8.2 思考题

1. 何谓静平衡? 何谓动平衡? 它们各应满足什么条件?
2. 何谓质径积? 它是矢量还是标量?
3. 对不平衡转子, 设法去掉部分质量, 能否使其实现平衡?

### 8.3 习题

8-1 如图 8-1 所示的圆盘上有不平衡质量  $m_1 = 30 \text{ g}$ ,  $m_2 = 90 \text{ g}$ , 又  $r_1 = 60 \text{ mm}$ ,  $r_2 = 20 \text{ mm}$ , 圆盘转速  $n = 1\,600 \text{ r/min}$ , 支撑距离  $l_1 = 150 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 300 \text{ mm}$ 。求: (1) 若取  $r_b = 100 \text{ mm}$ , 那么平衡质量  $m_b = ?$  (2) 未平衡前轴承  $A, B$  两处动反力为多大?

8-2 如图 8-2 所示的圆盘上有平衡质量  $m_b = 10 \text{ g}$ , 平衡向径  $r_b = 60 \text{ mm}$ , 又知角  $\alpha = 30^\circ$ , 且不平衡质量  $m_1, m_2$  分别在  $x, y$  轴上, 若  $r_1 = r_2 = 30 \text{ mm}$ , 求  $m_1 = ? m_2 = ?$

8-3 如图 8-3 所示的圆盘上有不平衡质量  $m$ , 不平衡向径为  $r$ , 现选定平衡校正面 I, II, 距离  $l_1 = l_2$ , 又知平衡面 II 上平衡质量  $m_{b2} = 30 \text{ g}$ , 平衡面 I 上有  $m_{b1}$ 。若  $r = r_{b1} = r_{b2}$ , 求  $m = ? m_{b1} = ?$

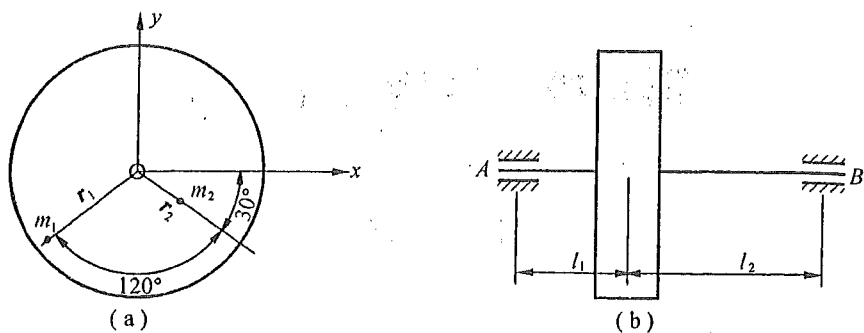


图 8-1

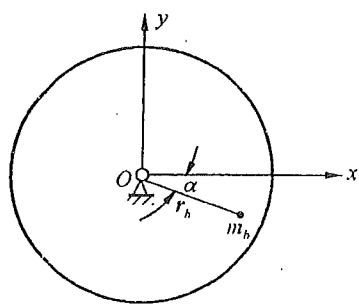


图 8-2

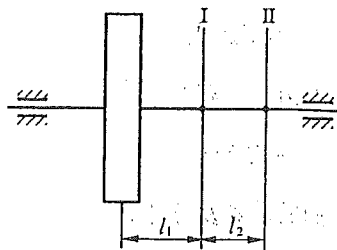


图 8-3

8-4 图 8-4 所示的轴长  $l = 100 \text{ mm}$ , 两校正面均在轴承安装处, 且距轴端面距离均为  $l_k = 50 \text{ mm}$ 。现知校正面 I 的  $y$  轴上有平衡质量  $m_{b1} = 30 \text{ g}$ , 校正面 II 的  $x$  轴上有平衡质量  $m_{b2} = 20 \text{ g}$ , 又知平衡向径  $r_{b1} = r_{b2} = 20 \text{ mm}$ , 现欲改进结构, 用轴的两个端面代替 I, II 校正面。若取左端面平衡向径  $r_{b左} = 2 \text{ cm}$ , 试求左端面平衡质量  $m_{b左}$  及  $r_{b左}$  的方位。又知轴转速  $n = 1000 \text{ r/min}$ , 求未平衡前轴承 A 处反力  $R_A = ?$

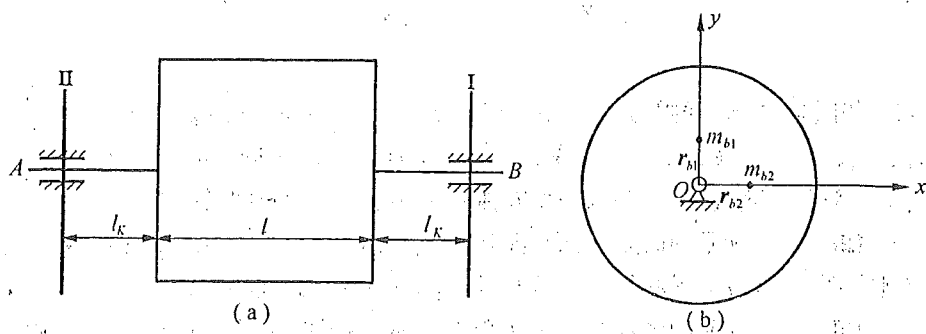


图 8-4

8-5 如图 8-5 所示的同一轴上有四个圆盘 1, 2, 3, 4, 各盘间距离相等, 各圆盘上不平衡质量及不平衡向径分别为  $r_1 = r_2 = 20 \text{ mm}$ ,  $m_1 = 20 \text{ g}$ ,  $m_2 = 30 \text{ g}$ ,  $r_3 = r_4 = 30 \text{ mm}$ ,  $m_3 = 50 \text{ g}$ ,



$m_4 = 60 \text{ g}$ 。现选 1, 3 做校正面, 求  $m_{b1} r_{b1} = ?$   $m_{b3} r_{b3} = ?$

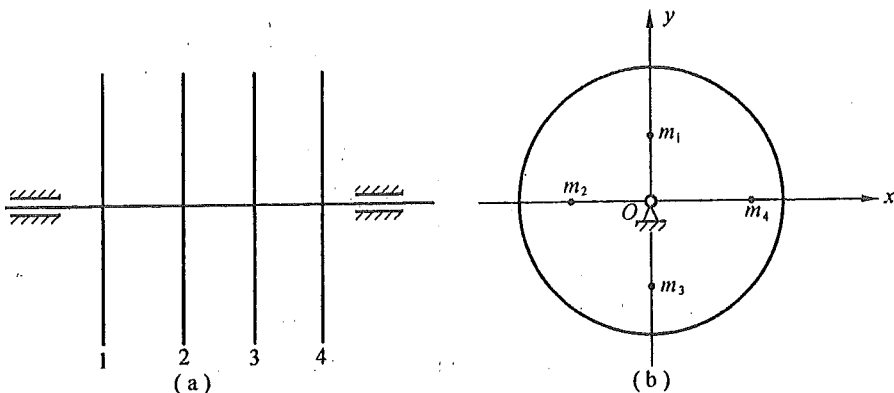


图 8-5

### 8.4 习题解析

8-1 解

(1)  $m_1 r_1 = m_2 r_2 = 1.8 \text{ kg} \cdot \text{m}$

画出质径积图, 如图 8-6 所示。所以

$$m_b r_b = 1800 \text{ g} \cdot \text{m}$$

$$m_b = 18 \text{ g}$$

(2)  $R_A = m_b r_b \omega^2 \times \frac{2}{3} = 33.69 \text{ N}$

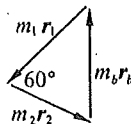


图 8-6

8-2 解

$$m_b r_b = 10 \times 60 = 600 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

$$m_1 r_1 = m_b r_b \cdot \cos \alpha = 519.62 \text{ g} \cdot \text{mm}, \quad m_1 = 17.32 \text{ g}$$

$$m_2 r_2 = m_b r_b \cdot \sin \alpha = 300 \text{ g} \cdot \text{mm}, \quad m_2 = 10 \text{ g}$$

8-3 解

$$m_{b1} = m_{b2} \times 2 = 60 \text{ g}$$

$$m = m_{b1} - m_{b2} = 30 \text{ g}$$

8-4 解

$$m_{I\text{左}} = m_{b1} \div 2 = 15 \text{ g}$$

$$m_{II\text{左}} = m_{b2} \div 2 \times 3 = 30 \text{ g}$$

$$m_{b\text{左}} = (m_{I\text{左}}^2 + m_{II\text{左}}^2)^{\frac{1}{2}} = 33.54(\text{g})$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{15}{30}\right) = 26.56^\circ, \alpha \text{ 为 } r_{b\text{左}} \text{ 与 } x \text{ 轴夹角 (I 象限)}$$

$$R_A = m_{b2} r_{b2} \omega^2 = 20 \times 20 \times \left(\frac{1000\pi}{30}\right)^2 \times 10^6 = 4.38 \text{ N}$$

8-5 解

将  $m_2 r_2$  向 1,3 面分解

$$(m_2 r_2)_1 = (m_2 r_2)_3 = \frac{1}{2} m_2 r_2 = -300 \text{ g}\cdot\text{mm}$$

将  $m_4 r_4$  向 1,3 面分解

$$(m_4 r_4)_1 = m_4 r_4 \div 2 \times 1 = -900 \text{ g}\cdot\text{m}$$

$$(m_4 r_4)_3 = m_4 r_4 \times \frac{3}{2} = 2700 \text{ g}\cdot\text{m}$$

所以

$$\begin{aligned} m_{b1} r_{b1} &= \{[(m_2 r_2)_1 + (m_4 r_4)_1]^2 + (m_1 r_1)^2\}^{\frac{1}{2}} = \\ &= \{[(-300) + (-900)]^2 + (20 \times 20)^2\}^{\frac{1}{2}} = \\ &= 1265 \text{ g}\cdot\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{b3} r_{b3} &= \{[(m_2 r_2)_3 + (m_4 r_4)_3]^2 + (m_3 r_3)^2\}^{\frac{1}{2}} = \\ &= \{[(-300) + 2700]^2 + (30 \times 50)^2\}^{\frac{1}{2}} = \\ &= 2830 \text{ g}\cdot\text{mm} \end{aligned}$$

# 第9章 机械零件设计概论

## 9.1 知识要点

### 9.1.1 本章小结

1. 机械零件常见失效形式和强度判定准则;
2. 应力的种类及许用应力、安全系数的确定方法;
3. 机械零件接触强度、摩擦、磨损、公差配合、表面粗糙度和工艺性等基本知识;
4. 机械制造中常用材料的性能及选用方法。

### 9.1.2 本章重点

本章的重点内容是机械零件的强度判定原则、极限应力的确定和安全系数的选取等。

## 9.2 思考题

1. 设计机械时应满足哪些要求?
2. 机械零件的计算准则与失效形式有何关系? 常用的计算准则有哪些?
3. 机械零件设计的一般思路如何? 请从中总结出本课程特点。
4. 按时间和应力的关系, 应力可分为几类? 实际应力、极限应力和许用应力有什么不同?
5. 机械制造中选用材料时应考虑哪些原则?
6. 在强度计算时如何确定许用应力?
7. 零件疲劳断裂的断口有什么特点? 为什么?
8. 什么是循环基数  $N_0$ ? 为什么当  $N > N_0$  时称为无限寿命区?
9.  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_0$ ,  $\sigma_{+1}$  各表示什么?
10. 稳定循环变应力的  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$ ,  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$ ,  $r$  五个参数各代表什么? 试列出已知零件的  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$ , 计算  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  及  $r$  的公式。
11. 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?
12. 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?

13. 试说明两圆柱体接触应力计算公式  $\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}$  中各符号的意义?

# 第 10 章 联 接

## 10.1 知识要点

### 10.1.1 本章小结

1. 了解联接的分类、螺纹各部分的名称和结构参数；
2. 掌握螺旋副的受力分析、效率计算及自锁条件；
3. 掌握螺纹联接的四种基本类型，了解常用螺纹紧固件结构形式；
4. 了解螺纹联接的防松原理、常用螺纹防松方法及防松零件；
5. 掌握螺栓强度校核的基本方法和受拉螺栓载荷与变形的关系；
6. 了解提高螺栓联接刚度的措施；
7. 了解简单螺旋传动设计计算方法，一般了解滚动螺旋传动；
8. 了解常用键、销联接结构，初步了解焊接、粘接及过盈联接方法；
9. 掌握平键的选用和强度计算方法。

### 10.1.2 本章重点

1. 螺旋副的受力分析和效率计算；
2. 受拉螺栓的受力分析和强度计算；
3. 平键的选用和强度计算。

### 10.1.3 本章难点

本章的难点是紧螺栓联接受力分析和强度计算。

## 10.2 思考题

1. 为什么联接螺纹多用三角形螺纹，而传动螺纹多用梯形螺纹？
2. 为什么联接用螺纹的牙型角比传动螺纹的牙型角大，而其升角又比传动用螺纹的升角小？
3. 举两种常用螺纹联接的类型，并分别说明应用场合。
4. 为什么大多数螺纹联接都要预紧？预紧力  $F_0$  过小的后果是什么，预紧力  $F_0$  过大又有什么后果？
5. 为什么螺纹联接常需要防松？防松的实质是什么？
6. 在重要的紧螺栓联接中，为什么尽可能不使用小于 M12 的螺栓？
7. 受横向载荷的普通螺栓联接有何缺点？

8. 简述提高螺纹联接强度的四种措施。

9. 为什么螺母的螺纹圈数不宜大于 10 圈? 通常采用哪些结构形式可使螺纹牙间的载荷趋于均匀?

10. 若用降低螺栓刚度的办法来提高螺栓联接的疲劳强度, 试作力和变形图说明之。

11. 螺旋传动有哪些类型? 滚珠螺旋传动有何特点?

12. 键联接有哪几种类型? 各有何特点?

13. 花键联接与平键联接相比, 有哪些特点?

14. 销联接有哪些用途, 有哪些形式?

15. 在螺栓联接的结构设计中, 被联接件与螺母和螺栓头接触表面处需要加工, 这是为了\_\_\_\_\_。

- A. 不致损伤螺栓头和螺母
- B. 增大接触面积, 不易松脱
- C. 防止产生附加偏心载荷
- D. 便于装配

16. 在受轴向载荷的紧螺栓强度计算公式  $\sigma_{\alpha} = \frac{1.3F_a}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$  中,  $F_a$  为\_\_\_\_\_。

- A. 工作载荷
- B. 预紧力
- C. 预紧力 + 工作载荷
- D. 工作载荷 + 残余预紧力

17. 在 16 题紧螺栓联接强度计算公式中, 系数 1.3 是考虑了\_\_\_\_\_。

- A. 螺纹上的应力集中
- B. 螺栓杆横截面上的扭转应力
- C. 载荷沿螺纹圈分布的不均匀性
- D. 螺纹毛刺的部分挤压

18. 平键联接的可能失效形式为\_\_\_\_\_。

- A. 疲劳点蚀
- B. 弯曲疲劳破坏
- C. 胶合
- D. 压溃、磨损、剪切破坏等

19. 楔键联接与平键联接相比, 前者与后者相比, 其对中性\_\_\_\_\_。

- A. 好
- B. 差
- C. 相同
- D. 无法比较

20. 半圆键联接具有\_\_\_\_\_特点。

- A. 对轴强度削弱小
- C. 工艺性差, 装配不方便
- B. 调心性好
- D. 承载能力大

### 10.3 习 题

10-1 如图 10-1 所示为某受轴向工作载荷的紧螺栓联接的载荷变形图: (1) 当工作载荷为 2 000 N 时, 求螺栓所受总拉力及被联接件间残余预紧力。 (2) 若被联接件间不出现缝隙, 最大工作载荷是多少?

10-2 受轴向力紧螺栓联接, 已知螺栓刚度  $k_b = 0.4 \times 10^6$  N/mm, 被联接件刚度  $k_c = 1.6 \times 10^6$  N/mm, 螺栓所受预紧力  $F_0 = 8 000$  N, 螺栓所受工作载荷为  $F_E = 4 000$  N。要求:

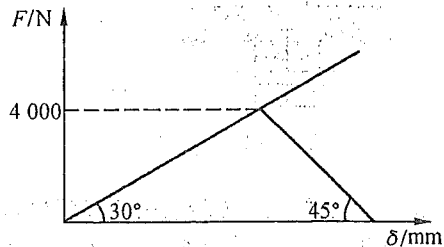


图 10-1

(1)按比例画出螺栓与被联接件受力-变形图(比例尺自定)。

(2)在图上量出螺栓所受的总拉力  $F_a$  和剩余预紧力  $F_R$ ,并用计算法求出此二值,互相校对。

(3)若工作载荷在  $0 \sim 4000 \text{ N}$  之间变化,螺栓的危险截面面积为  $96.6 \text{ mm}^2$ ,求螺栓的应力幅  $\sigma_a$  和平均应力  $\sigma_m$ (按计算法,不按作图求值)。

10-3 汽缸盖联接结构如图 10-2 所示,汽缸内径  $D = 250 \text{ mm}$ ,为保证气密性要求采用 12 个 M18 的螺栓,螺纹内径  $15.294 \text{ mm}$ 、中径  $16.376 \text{ mm}$ ,许用拉应力  $[\sigma] = 120 \text{ MPa}$ ,取剩余预紧力为工作拉力的 1.5 倍,求汽缸所能承受的最大压强(取计算直径  $d_c = d_1$ )。

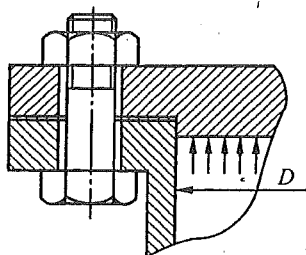


图 10-2

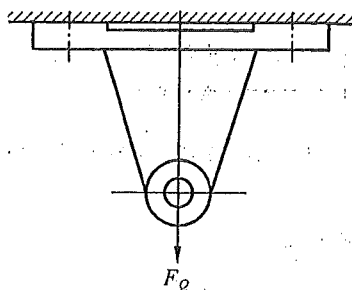


图 10-3

10-4 图 10-3 所示为一铸铁吊架,它用两只普通螺栓固定在梁上。吊架承受的载荷  $F_Q = 10000 \text{ N}$ ,螺栓材料为 5.8 级、Q235,  $\sigma_s = 400 \text{ MPa}$ ,安装时不控制预紧力,取安全系数  $[S_s] = 4$ ,取剩余预紧力为工作拉力的 0.4 倍,试确定螺栓所需最小直径。

10-5 如图 10-4 所示,刚性凸缘联轴器用六个普通螺栓联接。螺栓均匀分布在  $D = 100 \text{ mm}$  的圆周上,接合面摩擦因数  $\mu = 0.15$ ,考虑摩擦传力的可靠性系数(防滑系数)  $K_f = 1.2$ 。若联轴器传递的转矩  $T = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,载荷较平稳,螺栓材料为 6.8 级、45 钢,  $\sigma_s = 480 \text{ MPa}$ ,不控制预紧力,安全系数取  $[S_s] = 4$ ,试求螺栓的最小直径。

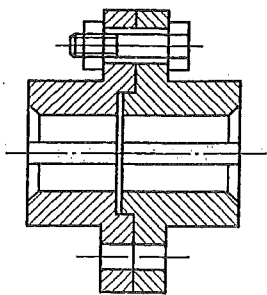


图 10-4

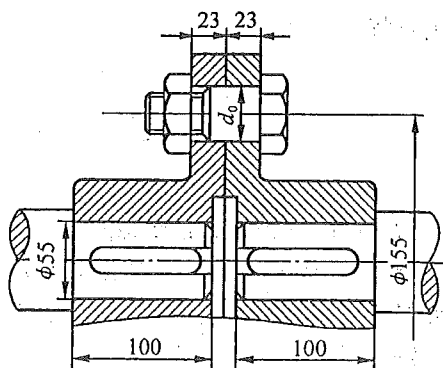


图 10-5

10-6 如图 10-5 所示为凸缘联轴器,用四个 M16 六角头铰制孔用螺栓联接,其受剪螺栓直径为  $d_0 = 17 \text{ mm}$ ,螺栓长  $65 \text{ mm}$ ,螺纹段长  $28 \text{ mm}$ 。螺栓材料为 Q235 钢,屈服极限

$\sigma_s = 240 \text{ MPa}$ , 联轴器材料为 HT250, 强度极限  $\sigma_b = 250 \text{ MPa}$ 。联轴器传递转矩  $T = 2\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 载荷较平稳, 试校核螺纹联接强度。

附: 受剪螺栓联接许用切应力  $[\tau] = \frac{\sigma_s}{2.5}$ ;

许用挤压应力(静载): 对钢  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{1.5}$ , 对铸铁  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{2.5}$ 。

10-7 如图 10-6 所示, 一铸铁托架用四个普通螺栓固定在钢柱上, 已知静载荷  $F_Q = 3 \text{ kN}$ , 距离  $l = 150 \text{ mm}$ , 接合面摩擦因数  $\mu = 0.2$ 。螺栓取 5.6 级、35 钢,  $\sigma_s = 300 \text{ MPa}$ , 不控制预紧力, 取安全系数  $[S_s] = 4$ 。铸铁的许用挤压应力  $[\sigma_p] = 150 \text{ MPa}$ , 螺栓的相对刚度  $k_b / (k_b + k_c) = 0.3$ , 考虑防滑系数  $K_f = 1.2$ , 试求螺栓所需最小直径。

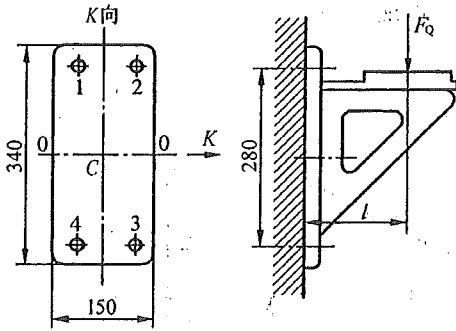


图 10-6

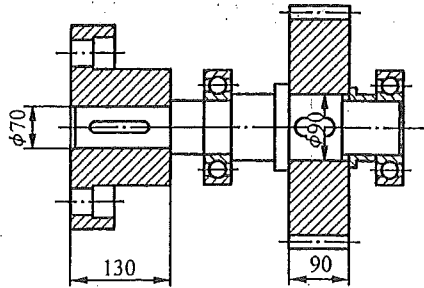


图 10-7

10-8 如图 10-7 所示的凸缘半联轴器及圆柱齿轮, 分别用键与减速器的低速轴相联接。试选择两处键的类型及尺寸, 并校核其联接强度。已知轴的材料为 45 钢, 传递的转矩  $T = 1\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 齿轮用锻钢制成, 半联轴器用灰铸铁制成, 工作时有轻微冲击。

## 10.4 习题解析

10-1 解

(1) 螺栓刚度  $k_b = \tan 30^\circ = 0.577\,35$ , 被联接件刚度  $k_c = \tan 45^\circ = 1$ , 由图 10-8 知预紧力  $F_0 = 4\,000 \text{ N}$ 。

螺栓所受总拉力

$$F_a = F_0 + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_E = 4\,000 + \frac{0.577\,35}{0.577\,35 + 1} \times 2\,000 = 4\,732 \text{ N}$$

被联接件间剩余预紧力

$$F_R = F_0 - \frac{k_c}{k_b + k_c} F_E =$$

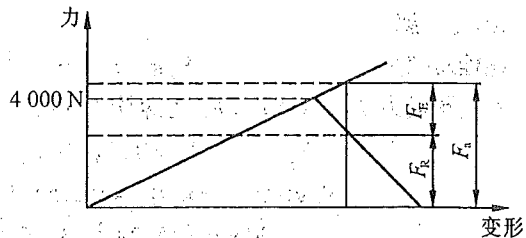


图 10-8

$$4\,000 - \frac{1}{0.577\,35 + 1} \times 2\,000 = 2\,732\text{ N}$$

$F_a$  和  $F_R$  如图 10-8 所示。

(2) 被联接件不出现缝隙, 需

$$F_R = F_0 - \frac{k_c}{k_b + k_c} F_E \geq 0$$

$$F_{\max} \leq \frac{k_b + k_c}{k_c} F_0 = \frac{0.577\,35 + 1}{1} \times 4\,000 = 6\,309.4\text{ N}$$

10-2 解

(1) 预紧后螺栓变形  $\delta_1 = \frac{F_0}{k_b} = \frac{8\,000}{0.4 \times 10^6} = 0.02\text{ mm}$

被联接件变形  $\delta_2 = \frac{F_0}{k_c} = \frac{8\,000}{1.6 \times 10^6} = 0.005\text{ mm}$

受力-变形图如图 10-9 所示。

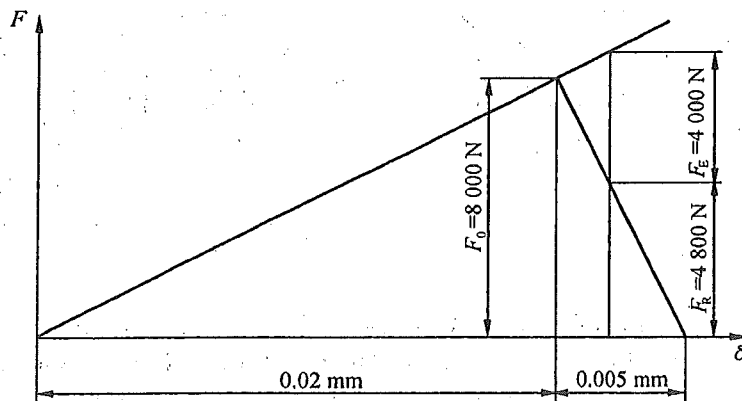


图 10-9

(2)  $F_a = F_0 + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_E = 8\,000 + \frac{0.4 \times 10^6}{0.4 \times 10^6 + 1.6 \times 10^6} \times 4\,000 = 8\,800\text{ N}$

$F_R = F_0 - \frac{k_c}{k_b + k_c} F_E = 8\,000 - \frac{1.6 \times 10^6}{0.4 \times 10^6 + 1.6 \times 10^6} \times 4\,000 = 4\,800\text{ N}$

(3)  $\sigma_a = \frac{F_a - F_0}{2A} = \frac{8\,800 - 8\,000}{2 \times 96.6} = 4.14\text{ MPa}$

$\sigma_m = \frac{F_a + F_0}{2A} = \frac{8\,800 + 8\,000}{2 \times 96.6} = 86.96\text{ MPa}$

10-3 解

螺栓总拉力

$$F_a \leq [\sigma] \times \pi \times d_1^2 / (4 \times 1.3)$$

残余预紧力  $F_R = 1.5 F_E$ ,  $F_E$  为螺栓工作拉力。

$$F_a = F_R + F_E = 1.5 F_E + F_E = 2.5 F_E, F_E = F_a / 2.5$$

$$F_E \leq [\sigma] \times \pi \times d_1^2 / (4 \times 2.5 \times 1.3) = [\sigma] \times \pi \times d_1^2 / 13 =$$

$$120 \times \pi \times 15.294^2 / 13 = 6\,783\text{ N}$$

汽缸压力为  $p$



$$p = (n \times F_E \times 4) / (\pi \times D^2) \leq 12 \times 6783 \times 4 / (\pi \times 250^2) = 1.658 \text{ MPa}$$

10-4 解

许用拉应力  $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S_s]} = \frac{400}{4} = 100 \text{ MPa}$

两个螺栓,  $z = 2$ , 每个螺栓的工作载荷

$$F_E = \frac{F_Q}{z} = \frac{10\,000}{2} = 5\,000 \text{ N}$$

剩余预紧力  $F_R = 0.4F_E = 0.4 \times 5\,000 = 2\,000 \text{ N}$

故得螺钉中总拉力  $F_a = F_R + F_E = 5\,000 + 2\,000 = 7\,000 \text{ N}$

按强度条件, 螺栓小径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_a}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 7\,000}{\pi \times 100}} = 10.764 \text{ mm}$$

10-5 解

设螺栓所需预紧力为  $F_0$ , 则

$$zF_0 \mu \frac{D}{2} \geq K_f T$$

即

$$F_0 \geq \frac{K_f T}{z \mu \frac{D}{2}} = \frac{1.2 \times 150\,000}{6 \times 0.15 \times \frac{100}{2}} = 4\,000 \text{ N}$$

则螺栓最小直径  $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4\,000}{\pi \times 120}} = 7.43 \text{ mm}$

10-6 解

设每个螺栓所受剪力为  $F$ , 则  $zF \frac{D}{2} \geq T$ , 故

$$F \geq \frac{2T}{zD} = \frac{2 \times 2\,000\,000}{4 \times 155} = 6\,452 \text{ N}$$

切应力

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_0^2} = \frac{6\,452}{\frac{\pi}{4} \times 17^2} = 28.42 \text{ MPa}$$

$$[\tau] = \frac{\sigma_s}{2.5} = \frac{240}{2.5} = 96 \text{ MPa}$$

$\tau < [\tau]$ , 安全。

挤压面长度  $h = (65 - 28) - 23 = 14 \text{ mm}$

对铸铁许用挤压应力  $[\sigma_p]_1 = \frac{\sigma_B}{2.5} = \frac{250}{2.5} = 100 \text{ MPa}$

对钢许用挤压应力  $[\sigma_p]_2 = \frac{\sigma_s}{1.5} = \frac{240}{1.5} = 160 \text{ MPa}$

挤压应力  $\sigma_p = \frac{F}{d_0 h} = \frac{6\,452}{17 \times 14} = 27.11 \text{ MPa} < [\sigma_p]_1$ , 安全

10-7 解

将载荷  $F_Q$  向螺栓组形心  $C$  简化, 向下滑移的剪力  $F_Q = 3 \text{ kN}$ , 绕  $O-O$  翻转力矩

$$M = F_Q l = 3\,000 \times 150 = 450\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

上面螺栓 1,2 受工作拉力

$$F_1 = F_2 = F_E = \frac{Mr_{\max}}{\sum_{i=1}^4 r_i^2} = \frac{Mr_{\max}}{4r_{\max}^2} = \frac{M}{4r_{\max}} = \frac{450\,000}{4 \times 140} = 803.57 \text{ N}$$

在  $F_Q$  力作用下保证不滑移, 设每个螺栓的预紧力为  $F_0$ , 则

$$F_0 \geq \frac{K_f F_Q}{z\mu} = \frac{1.2 \times 3\,000}{4 \times 0.2} = 4\,500 \text{ N}$$

许用拉应力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S_s]} = \frac{300}{4} = 75 \text{ MPa}$$

螺栓总拉力  $F_a = F_0 + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_E = 4\,500 + 0.3 \times 80\,357 = 4\,741.07 \text{ N}$

按强度条件, 螺栓小径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1.3 \times 4 F_a}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1.3 \times 4 \times 4\,741.07}{\pi \times 75}} = 10.229 \text{ mm}$$

计算下端不压坏:

$$\sigma_{p\max} = \frac{zF_0}{A} + \frac{M}{W} = \frac{4 \times 4\,500}{150 \times 340} + \frac{450\,000}{\frac{150}{6} \times 340^2} =$$

$$0.509 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 150 \text{ MPa}, \text{安全}$$

保证上边不出现缝隙: 需上边边缘挤压应力

$$\sigma_{p\min} = \frac{zF_0}{A} - \frac{M}{W} \geq 0$$

$$\sigma_{p\min} = \frac{4 \times 4\,500}{340 \times 150} - \frac{450\,000}{\frac{150}{6} \times 340^2} = 0.197 \text{ MPa} > 0$$

10-8 解

(1) 属静联接, 可选用普通 A 型平键。

(2) 对于联轴器

a. 按表 10-9, 选  $b \times h \times L = 20 \times 12 \times 125$ ;

b. 键的工作长度  $l = L - b = 125 - 20 = 105 \text{ mm}$ ;

c. 表 10-10 许用挤压应力: 铸铁轮毂, 有轻微冲击

$$[\sigma_p] = 50 \sim 60 \text{ MPa}$$

d.  $\sigma_p = \frac{4T}{hld} = \frac{4 \times 1\,000 \times 10^3}{12 \times 105 \times 70} = 45.35 \text{ MPa} < [\sigma_p], \text{安全}。$

(3) 对于齿轮

a. 选  $b \times h \times L = 25 \times 14 \times 80, l = 80 - 25 = 55 \text{ mm}$ ;

b.  $[\sigma_p] = (100 \sim 120) \text{ MPa}$ ;

c.  $\sigma_p = \frac{4T}{hld} = \frac{4 \times 1\,000 \times 10^3}{14 \times 55 \times 90} = 57.72 \text{ MPa} < [\sigma_p], \text{安全}。$

# 第 11 章 齿轮传动

## 11.1 知识要点

### 11.1.1 本章小结

1. 了解齿轮传动的类型、特点和应用;
2. 掌握齿轮失效形式及其产生的原因;
3. 了解齿轮材料及热处理方法,了解齿轮材料热处理后的性能,能初步选用齿轮材料及热处理方法;
4. 了解常用齿轮传动精度的适用范围,能正确选择齿轮精度等级;
5. 掌握直齿圆柱齿轮传动受力分析和轮齿强度计算方法,掌握齿轮的结构形式及特点;
6. 了解齿轮的润滑方式;
7. 了解斜齿轮和圆锥齿轮受力分析和强度计算,了解圆弧齿轮传动。

三个力的计算

圆周力 径向力 轴向力

↓  
绳及轮指向大端

### 11.1.2 本章重点

1. 齿轮的失效形式及产生原因;
2. 直齿圆柱齿轮受力分析、强度计算和结构设计。

主动轮用右手法则

### 11.1.3 本章难点

1. 合理选择齿轮材料、热处理方法、精度等级等;
2. 直齿圆柱齿轮强度计算。

## 11.2 思考题

1. 齿轮传动有哪几种主要失效形式?各是什么原因引起的?
2. 设计软齿面齿轮传动时,为什么要使小齿轮齿面硬度比大齿轮齿面硬度高一些?设计时,以哪一个齿轮的许用接触应力代入接触强度的计算公式?
3. 开式齿轮传动常见的失效形式有哪几种?按哪种失效形式设计计算?为什么?
4. 怎样提高齿轮的接触强度?怎样提高齿轮的弯曲强度?
5. 齿型系数的物理意义和影响因素是什么?
6. 齿宽系数对齿轮传动有何影响?
7. 一对圆柱齿轮的齿宽为什么做成不相等的?哪个齿轮的齿宽大些?在强度计算公式中,以哪个齿轮的齿宽代入?为什么?
8. 小齿轮的齿数是按什么原则选取的?

9. 为什么斜齿圆柱齿轮传动的承载能力要比直齿圆柱齿轮传动的承载能力高?
10. 圆柱直齿轮、圆柱斜齿轮、直齿锥齿轮的标准模数  $m$  和标准压力角  $\alpha$  在何处?
11. 直齿锥齿轮强度计算是按何处的直径与模数计算的?
12. 设计直齿锥齿轮时,常用到三个直径及其相应的一些参数,试说明这三个直径的名称及其使用场合。
13. 齿轮的构造形式有几种?各取决于哪些因素?
14. 齿轮传动中,当齿轮分度圆直径不变时,将模数加大,其接触疲劳强度将\_\_\_\_\_,弯曲强度将\_\_\_\_\_。
- A. 提高            B. 降低            C. 不变            D. 无法判明变动情况
15. 一对齿轮啮合传动时,大、小齿轮上齿面的接触应力\_\_\_\_\_。
- A.  $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$     B.  $\sigma_{H1} > \sigma_{H2}$     C.  $\sigma_{H1} < \sigma_{H2}$     D. 不能判明大小关系
16. 在齿轮传动中,提高其抗点蚀能力的措施之一是\_\_\_\_\_。
- A. 提高齿面硬度    B. 降低润滑油粘度    C. 减小分度圆直径    D. 减少齿数
17. 在齿轮传动中,为减少动载,可采取的措施是\_\_\_\_\_。
- A. 改用好材料            B. 提高齿轮制造精度  
B. 降低润滑油粘度            D. 加大模数
18. 锥齿轮的接触疲劳强度按当量圆柱齿轮的公式进行计算,这个当量圆柱齿轮的齿数、模数是锥齿轮的\_\_\_\_\_。
- A. 实际齿数,大端模数            B. 当量齿数,平均模数  
C. 当量齿数,大端模数            D. 实际齿数,平均模数

### 11.3 习 题

11-1 在如图 11-1 所示的三个圆柱齿轮传动中,若 1,3 两轮齿数相同,忽略摩擦损失,问:在轮 1 主动或轮 2 主动这两种情况下,轮 2 齿面所受接触应力的性质如何?齿根弯曲应力的性质如何?

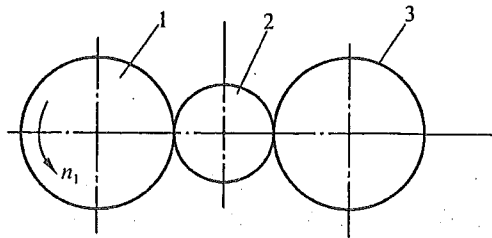


图 11-1

11-2 一对闭式软齿面直齿轮传动,其齿数与模数有两种方案:①  $m = 4 \text{ mm}$ ,  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 60$ ; ②  $m = 2 \text{ mm}$ ,  $z_1 = 40$ ,  $z_2 = 120$ ,其他参数都一样。试问:

(1) 两种方案的接触强度和弯曲强度是否相同?

(2) 若两种方案的弯曲强度都能满足,则哪种方案比较好?

11-3 一对齿轮传递的转矩为  $T$ ,如其他条件不变,当齿宽  $b$  或中心距  $a$  (小轮分度圆直径  $d_1$ ) 分别增大一倍时,分析对接触应力  $\sigma_H$  有何影响。

11-4 设计一单级圆柱齿轮减速器,根据强度及传动要求,已取定  $z_1 = 42$ ,  $z_2 = 106$ ,  $m = 4 \text{ mm}$ ,为使中心距符合标准,取  $a = 300 \text{ mm}$ 。试问:

(1) 若采用直齿轮传动,应如何设计?

(2)若采用斜齿轮传动,应如何设计?

11-5 一对斜齿圆柱齿轮传动,由强度设计得:  $m_n = 3 \text{ mm}$ ,  $z_1 = 25$ ,  $z_2 = 75$ ,  $\beta = 8^\circ 06' 34''$ 。已知:传递的功率  $P_1 = 70 \text{ kW}$ , 转速  $n_1 = 750 \text{ r/min}$ , 求从动轮所受各分力(忽略摩擦损失), 并在图 11-2 中示出各分力的方向。

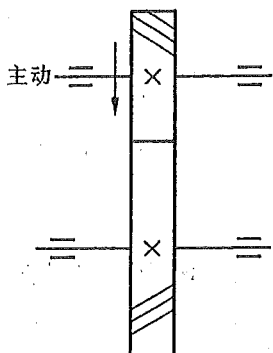


图 11-2

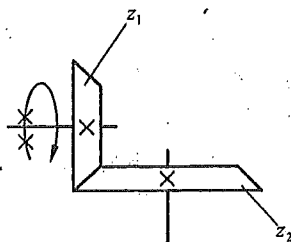


图 11-3

11-6 分析如图 11-3 所示的直齿锥齿轮受力情况。已知: 齿轮大端模数  $m = 2 \text{ mm}$ , 小齿轮齿数  $z_1 = 24$ , 大齿轮齿数  $z_2 = 70$ , 传递功率  $P = 4.5 \text{ kW}$ , 小齿轮转速  $n_1 = 960 \text{ r/min}$ , 齿宽  $b = 24 \text{ mm}$ , 求小齿轮啮合点作用力的大小和方向, 用三个分力表示, 不计摩擦损失。

11-7 图 11-4 所示为两级斜齿圆柱齿轮减速器。已知轮 1 的螺旋线方向和 III 轴转向; 齿轮 2 的参数  $m_n = 3 \text{ mm}$ ,  $z_2 = 57$ ,  $\beta = 14^\circ$ ; 齿轮 3 的参数  $m_n = 5 \text{ mm}$ ,  $z_3 = 21$ , 求:

(1) 使 II 轴所受轴向力最小时, 齿轮 3 的螺旋线应是何旋向? 在图 11-4 上标出齿轮 2, 3 的螺旋线方向。

(2) 在图 11-4 上标出齿轮 2, 3 所受各分力方向。

(3) 如使 II 轴的轴承不受轴向力, 则齿轮 3 的螺旋角应取多大值?

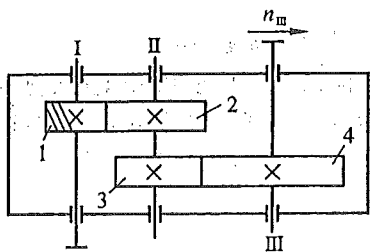


图 11-4

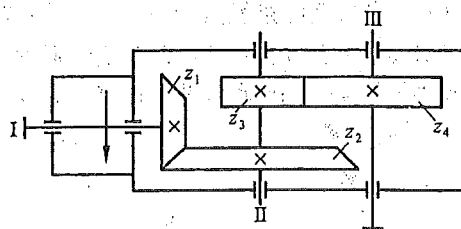


图 11-5

11-8 图 11-5 所示为一对锥齿轮与一对斜齿圆柱齿轮组成的二级减速器。已知: 斜齿轮  $m_n = 2 \text{ mm}$ ,  $z_3 = 25$ ,  $z_4 = 53$ , II 轴转矩  $T_2 = 1\,210 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 。

(1) 如使  $z_3, z_4$  的中心距  $a = 80 \text{ mm}$ , 问斜齿轮螺旋角  $\beta = ?$

(2) 如使 II 轴轴向力有所抵消, 试确定  $z_3, z_4$  的螺旋线旋向(在图 11-5 上表示), 并计算  $F_{a3}$  的大小, 其方向在图 11-5 上标出。

11-9 一个单级直齿圆柱齿轮减速器中,已知齿数  $z_1 = 20, z_2 = 60$ ,模数  $m = 2.5 \text{ mm}$ ,齿宽系数  $\phi_d = 0.6$ ,小轮转速  $n_1 = 960 \text{ r/min}$ 。若主、从动轮的许用接触应力分别为  $[\sigma_H]_1 = 700 \text{ MPa}, [\sigma_H]_2 = 650 \text{ MPa}$ ,载荷系数  $K = 1.6$ ,重合度系数  $Z_e = 0.9$ ,试按接触疲劳强度,计算该传动所能传递的功率。

注:参考公式  $\sigma_H = 335 \sqrt{\frac{KT_1(u \pm 1)^3}{ba^2 u}}$ 。

11-10 一对开式直齿圆柱齿轮传动,齿轮在两轴承间对称布置。已知:  $m = 6 \text{ mm}, z_1 = 0, z_2 = 80, \alpha = 20^\circ$ ,齿宽  $b_2 = 72 \text{ mm}$ ,主动轴转速  $n_1 = 330 \text{ r/min}$ ,小齿轮 45 钢调质,  $[\sigma_H]_1 = 580 \text{ MPa}, [\sigma_F]_1 = 314 \text{ MPa}$ ,大齿轮 45 钢正火,  $[\sigma_H]_2 = 540 \text{ MPa}, [\sigma_F]_2 = 300 \text{ MPa}$ ,载荷系数  $K = 2.0$ 。试求主动轴 I 所能传递的最大功率。

注:  $Y_{F1} = 2.80, Y_{F2} = 2.22$ 。

11-11 有一对标准斜齿圆柱齿轮传动,大齿轮断齿需配制,现用两种方法测得下列参数,分别求  $m_n, \beta$  以便核对。

(1)第一种方法测得:  $z_1 = 20, z_2 = 80, a = 155 \text{ mm}, d_{a1} = 68 \text{ mm}$ 。

(2)第二种方法测得:小齿轮毂孔壁到齿顶圆距离  $H_1 = 19.00 \text{ mm}$ ,小齿轮毂孔壁到齿根圆距离  $H_2 = 12.25 \text{ mm}, z_1 = 20, d_{a1} = 68 \text{ mm}$ 。

11-12 已知单级斜齿圆柱齿轮  $P = 20 \text{ kW}, n_1 = 750 \text{ r/min}, i = 5$ ,电机驱动,双向传动,中等冲击载荷,设小齿轮用 40MnB 调质,大齿轮用 45 钢调质,  $z_1 = 21$ ,试设计此单级斜齿轮传动。

## 11.4 习题解析

11-1 解

在轮 1 或轮 2 主动这两种情况下,轮 2 齿面接触应力的性质是脉动循环。轮 1 主动时,轮 2 齿根弯曲应力的性质是对称循环;轮 2 主动时,轮 2 齿根弯曲应力的性质是脉动循环。

11-2 解

(1)两种方案的接触强度相同,弯曲强度不同,①方案弯曲强度较高。

(2)②方案较好。在满足弯曲疲劳强度的基础上将模数取得小些,齿数增多使重合度增加,改善了传动平稳性和载荷分配情况。 $m$  小,滑动速度小,降低了磨损和胶合的可能性,同时也节省材料。

11-3 解

由  $\sigma_H = 335 \sqrt{\frac{KT_1(u \pm 1)^3}{ba^2 u}} \leq [\sigma_H]$  可见:

若  $b' = 2b$ , 则  $\sigma'_H = \frac{\sqrt{2}}{2} \sigma_H = 0.707 \sigma_H$ , 所以接触应力减小。

若  $d'_1 = 2d_1$ , 则  $\sigma'_H = 0.5 \sigma_H$ , 所以接触应力减小为原来的  $\frac{1}{2}$ 。

11-4 解

(1)标准齿轮的中心距  $a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{4}{2} \times (42 + 106) = 296 \text{ mm}$ , 小于实际中心距, 故

采用正角变位齿轮传动。

(2) 斜齿轮传动, 由  $a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$  得

$$\cos\beta = \frac{4 \times (42 + 106)}{2 \times 300} = 0.98667$$

$$\beta = 9.37^\circ = 9^\circ 22'$$

11-5 解  $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} =$

$$9.55 \times 10^6 \times \frac{70}{750} =$$

$$891.33 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 25}{\cos 8^\circ 06' 34''} = 75.76 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 891.33 \times 10^3}{75.76} = 23\,530.36 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \tan\beta =$$

$$23\,530.36 \times \tan 8^\circ 06' 34'' = 3\,352.82 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \tan\alpha_n / \cos\beta =$$

$$23\,530.36 \times \tan 20^\circ / \cos 8^\circ 06' 34'' = 8\,650.86 \text{ N}$$

从动轮受力情况如图 11-6 所示。

11-6 解

小齿轮转矩  $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4.5}{960} = 44\,766 \text{ N}\cdot\text{mm}$

锥齿轮传动比  $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{24} = 2.91667$

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{1}{i}\right) = \arctan\left(\frac{1}{2.91667}\right) = 18^\circ 55' 29''$$

锥距  $R_s = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{2}{2} \times \sqrt{24^2 + 70^2} = 74 \text{ mm}$

平均模数  $m_m = (1 - 0.5\psi_R)m = (1 - 0.5 \times \frac{24}{74}) \times 2 = 1.676 \text{ mm}$

小齿轮平均直径  $d_{m1} = z_1 m_m = 24 \times 1.676 = 40.22 \text{ mm}$

小齿轮圆周力  $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 44\,766}{40.22} = 2\,226 \text{ N}$

小齿轮径向力  $F_{r1} = F_{t1} \tan\alpha \cos\delta_1 =$   
 $2\,226 \times \tan 20^\circ \cos 18^\circ 55' 29'' = 766.4 \text{ N}$

小齿轮轴向力  $F_{a1} = F_{t1} \tan\alpha \sin\delta_1 =$   
 $2\,226 \times \tan 20^\circ \sin 18^\circ 55' 29'' = 262.8 \text{ N}$

小齿轮啮合点受力方向如图 11-7 所示。

11-7 解

(1) 齿轮 3 为右旋, 齿轮 2, 3 的旋向如图 11-8 所示。

(2) 齿轮 2, 3 所受各分力方向如图 11-8 所示。

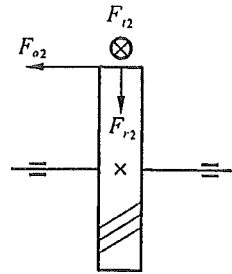


图 11-6

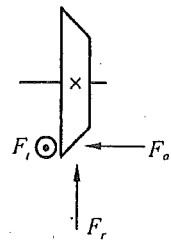


图 11-7

(3)  $|F_{a2}| = |F_{a3}|$ , 由  $F_a = F_t \tan\beta$  得

$$F_{t2} \tan\beta_2 = F_{t3} \tan\beta_3$$

由转矩平衡,  $T_2 = T_3$  得

$$F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{d_3}{2}$$

代入得

$$\tan\beta_3 = \frac{F_{t2}}{F_{t3}} \tan\beta_2 = \frac{d_3}{d_2} \tan\beta_2 = \frac{\frac{m_{n3} z_3}{\cos\beta_3}}{\frac{m_{n2} z_2}{\cos\beta_2}} \tan\beta_2$$

即

$$\sin\beta_3 = \frac{m_{n3} z_3}{m_{n2} z_2} \sin\beta_2 = \frac{5 \times 21}{3 \times 57} \times \sin 14^\circ = 0.14855$$

$$\beta_3 = 8^\circ 32' 34''$$

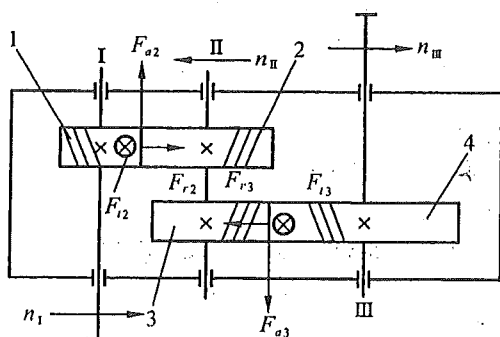


图 11-8

11-8 解

(1) 因为

$$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \frac{2 \times (25 + 53)}{2 \times 80} = 0.975$$

所以

$$\beta = 12.8386^\circ = 12^\circ 50' 19''$$

(2)

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2T_2}{\frac{m_n z_3}{\cos\beta}} = \frac{2 \times 1210 \times \cos 12^\circ 50' 19''}{2 \times 25} = 47.19 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan\beta = 47.19 \times \tan 12^\circ 50' 19'' = 10.755 \text{ N}$$

方向如图 11-9 所示。

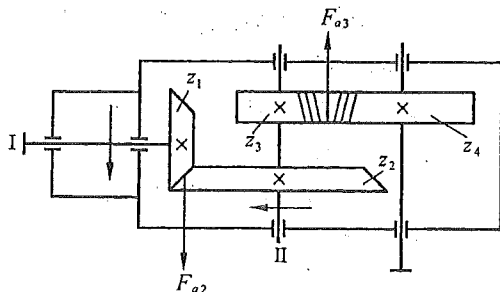


图 11-9



11-9 解

$$\sigma_H = 335 \sqrt{\frac{KT_1(u \pm 1)^3}{ba^2 u}} \leq [\sigma_H]$$

式中

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{20} = 3$$

$$a = \frac{d_1}{2}(u+1) = 100 \text{ mm}$$

$$b = \phi_a a = 0.6 \times 100 = 60 \text{ mm}$$

$$T_1 = \left( \frac{[\sigma_H]_2}{335} \right)^2 \frac{ba^2}{K} \cdot \frac{u}{(u \pm 1)} =$$

$$\left( \frac{650}{335} \right)^2 \times \frac{60 \times 100^2}{1.6} \times \frac{3}{(3+1)^3} = 66\,177.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

所能传递的功率

$$P = \frac{T_1 n_1}{95.5 \times 10^5} = \frac{66\,177.4 \times 960}{95.5 \times 10^5} = 6.65 \text{ kW}$$

11-10 解

(1) 因为是开式齿轮传动, 所以只按弯曲强度计算, 同时考虑磨损的影响, 将许用应力降低 30%。

(2) 弯曲强度计算公式

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F}{bd_1 m} \leq [\sigma_F]$$

$$T_1 \leq \frac{bd_1 m}{2K} \cdot \frac{[\sigma_F]}{Y_F}$$

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{314 \times 0.7}{2.8} = 78.51 < \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{300 \times 0.7}{2.22} = 94.59$$

所以代入小值 78.51,  $b$  取  $b_2$ ,  $d_1 = mz_1 = 6 \times 20 = 120 \text{ mm}$ , 代入式中

$$T_1 \leq \frac{bd_1 m}{2K} \cdot \frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{72 \times 120 \times 6}{2 \times 2} \times 78.51 = 1\,017\,489.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(3) 主动轴 I 所能传递的最大功率

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{656\,424 \times 330}{9.55 \times 10^6} = 35.16 \text{ kW}$$

11-11 解

(1) 按第一种方法测得的尺寸计算

由 
$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$$

得

$$m_n = \frac{2a\cos\beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 155 \times \cos\beta}{20 + 80} = 3.1\cos\beta$$

由

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = \frac{\dot{m}_n z_1}{\cos\beta} + 2m_n$$

得

$$34 = 10 \times \frac{m_n}{\cos\beta} + m_n$$

联立解得

$$\cos\beta = \frac{3}{3.1} = 0.9677$$

$$\beta = 14.59^\circ = 14^\circ 35' 33''$$

$$m_n = 3.1 \cos\beta = 3.1 \times 0.9677 = 3 \text{ mm}$$

(2)按第二种方法测得的尺寸计算

齿全高  $h = 2.25m_n = H_1 - H_2 = 19.00 - 12.25 = 6.75 \text{ mm}$ , 所以

$$m_n = 3 \text{ mm}$$

由

$$d_{a1} = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} + 2m_n$$

得

$$\cos\beta = \frac{3 \times 20}{68 - 6} = 0.9677$$

所以

$$\beta = 14.59^\circ = 14^\circ 35' 33''$$

11-12 略

# 第 12 章 蜗杆传动

## 12.1 知识要点

### 12.1.1 本章小结

1. 掌握蜗杆传动的特点及应用场合,理解蜗杆传动常见分类方法;
2. 掌握蜗杆传动的几何尺寸计算;
3. 了解蜗杆传动常用材料、结构形式及润滑方式;
4. 掌握蜗杆传动的受力分析,转向判断;
5. 掌握普通圆柱蜗杆传动的强度计算;
6. 了解对闭式蜗杆传动进行热平衡计算的必要性。

### 12.1.2 本章重点

1. 蜗杆传动的几何尺寸计算;
2. 普通圆柱蜗杆传动的强度计算和热平衡计算。

### 12.1.3 本章难点

1. 蜗杆传动的主要参数及尺寸计算;
2. 蜗杆传动的材料选择和强度计算。

## 12.2 思考题

1. 蜗杆传动的主要特点是什么?它适用于哪些场合?
2. 为什么蜗杆传动的效率低?
3. 蜗杆传动与齿轮传动相比,在失效形式方面有何异同?为什么?它对蜗杆传动材料的选择有何影响?
4. 蜗杆传动为什么要引入直径系数  $q$ ?它对蜗杆传动的强度、刚度、啮合效率有何影响?
5. 闭式蜗杆传动为什么要进行热平衡计算?蜗杆的热平衡校核计算不满足要求时可采取哪些措施?
6. 标准蜗杆传动的中心距计算公式应为\_\_\_\_\_。

A.  $a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$

B.  $a = \frac{1}{2} m (q + z_2)$

C.  $a = \frac{1}{2} m_n (q + z_2)$

D.  $a = \frac{1}{2} m_n (q + z_2)$



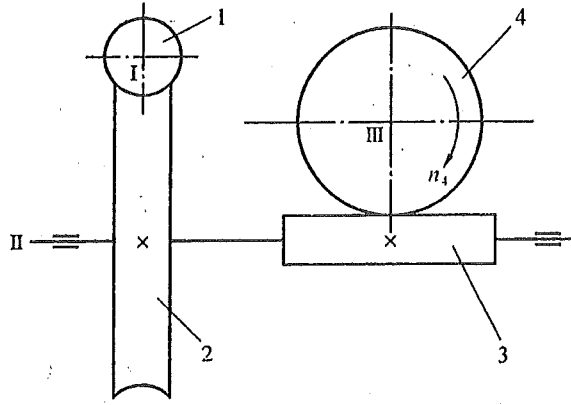


图 12-2

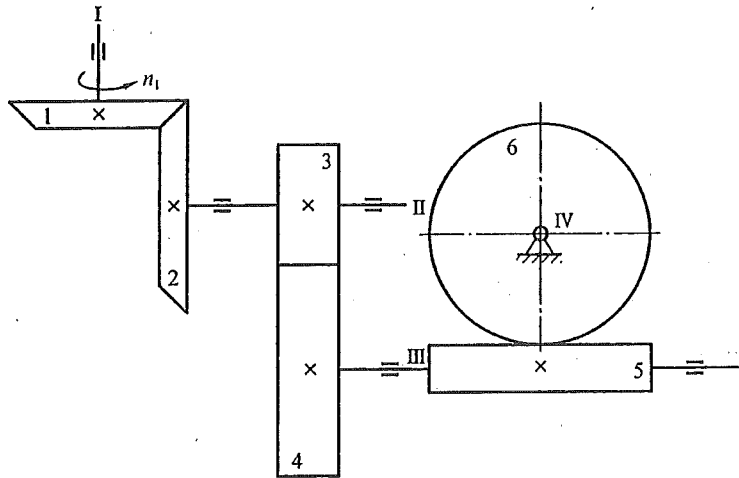


图 12-3

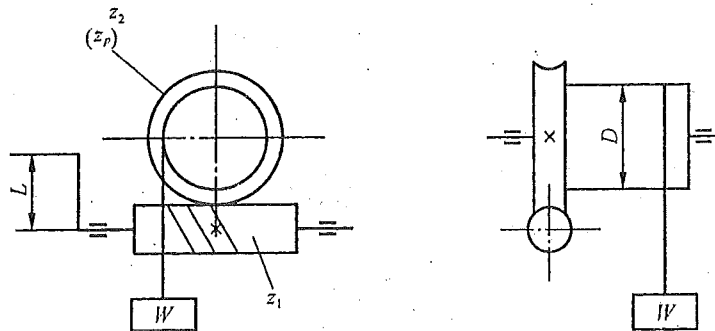


图 12-4

(3) 起重、落重时蜗杆受力方向(用三个分力表示)。

(4) 起重时的最大起重量及蜗杆受力(用三个分力表示), 重物的重量为  $W$ 。

12-6 有一闭式普通圆柱蜗杆传动, 蜗杆轴的输入功率  $P = 3 \text{ kW}$ , 转速  $n_1 = 1430 \text{ r/min}$ , 设计时选用钢制蜗杆(45 钢), 硬度  $< 45\text{HRC}$ , 蜗轮用 ZCuSn10P1 砂模铸造,  $\sigma_b = 220 \text{ MPa}$ , 当量摩擦因数  $f' = 0.03$ , 传动参数为: 蜗杆头数  $z_1 = 2$ , 蜗轮齿数  $z_2 = 52$ , 模数  $m = 6 \text{ mm}$ , 蜗杆直径系数  $q = 9$ , 载荷稳定(载荷系数  $K = 1.1$ ), 试计算该蜗杆传动的齿面间接触应力。

$$\text{注: } \sigma_H = 500 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 d_2^2}} \leq [\sigma_H]$$

12-7 一蜗杆减速器, 已知蜗杆轴功率  $P_1 = 5.5 \text{ kW}$ , 传动效率  $\eta = 0.8$ , 表面传热系数  $\alpha_t = 10.5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ , 减速器散热面积  $A = 1.5 \text{ m}^2$ , 要求油的工作温度  $[t_1] \leq 80 \text{ }^\circ\text{C}$ , 试对该减速器进行热平衡计算, 并提出如不满足要求时, 三种改善热平衡状况的措施。取环境温度  $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

## 12.4 习题解析

12-1 解

$$(1) d_2 = mz_2 = mz_1 i = 6.3 \times 2 \times 20 = 252 \text{ mm};$$

$$(2) d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \times 6.3 = 62.6 \text{ mm};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 252 + 2 \times 6.3 = 264.6 \text{ mm};$$

$$(3) \gamma = \arctan \frac{mz_1}{d_1} = \arctan \frac{6.3 \times 2}{50} = 14^\circ 08' 39'';$$

$$(4) a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 252}{2} = 151 \text{ mm}。$$

12-2 解

(1) 斜齿轮 3 为右旋, 斜齿轮 4 为左旋;

$$(2) \text{因为 } F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta = \frac{2T_3}{d_3} \tan \beta = \frac{2T_2}{d_3} \tan \beta$$

$$T_2 = T_1 i_1 \eta$$

$$d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos \beta}$$

又因为  $|F_{a2}| = |F_{a3}|$ , 所以

$$\frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2 \tan \beta \cdot \cos \beta}{m_n z_3}$$

$$\frac{T_1}{d_1} = \frac{T_2 \sin \beta}{m_n z_3}$$

$$\sin\beta = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{m_n z_3}{d_1} = \frac{m_n z_3}{d_1 i_1 \eta} = \frac{5 \times 20}{50 \times \frac{40}{3} \times 1} = 0.15$$

故

$$\beta = 8.626^\circ = 8^\circ 37' 37''$$

12-3 解

如图 12-5 所示。

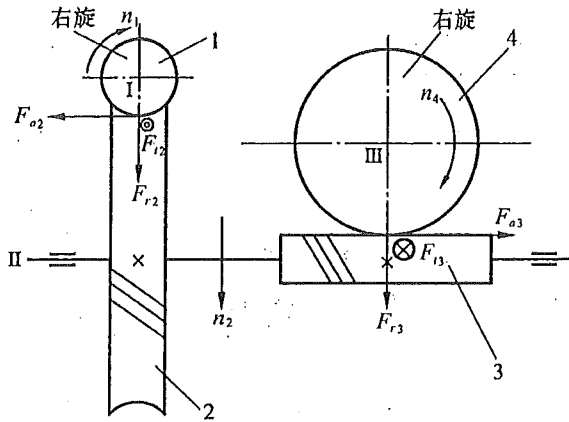


图 12-5

12-4 解

如图 12-6 所示。

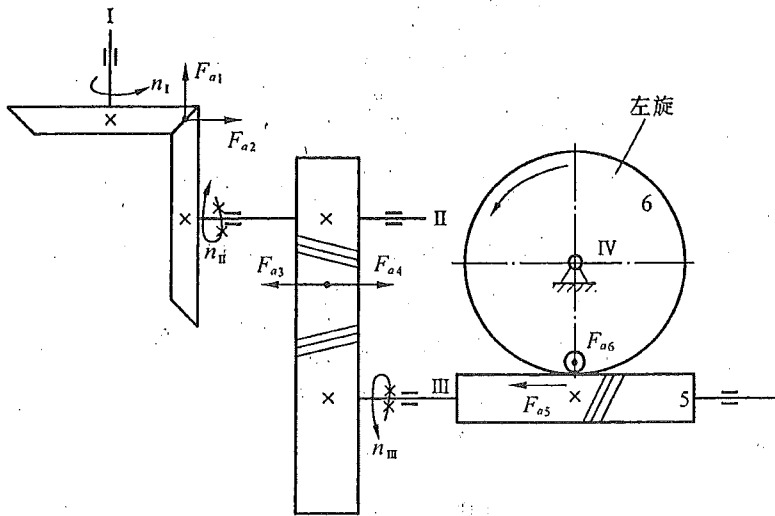


图 12-6

12-5 解

(1) 蜗杆分度圆导程角

$$\gamma = \arctan \frac{mz_1}{d_1} = \arctan \frac{10 \times 1}{90} = 6.340 2^\circ = 6^\circ 20' 25''$$

$$\rho' = \arctan f' = \arctan 0.16 = 9^\circ 5' 25'' \quad \text{可以自锁}$$

(2),(3)如图 12-7 所示。

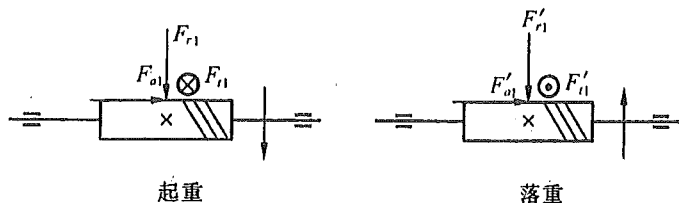


图 12-7

(4)

$$T_1 = FL = 200 \times 240 = 48\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 48\,000}{90} = 1\,066.7 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \rho')} = \frac{1\,066.7}{\tan(6.340 2^\circ + 9.902 77^\circ)} = 3\,864.6 \text{ N}$$

$$W = \frac{F_{t2} d_2}{D} = \frac{F_{a1} d_2}{D} = \frac{3\,864.6 \times 63 \times 10}{400} = 6\,086.7 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{a1} \tan \alpha = 3\,864.6 \tan 20^\circ = 1\,406.7 \text{ N}$$

12-6 解

$$\gamma = \arctan \frac{z_1}{q} = \arctan \frac{2}{9} = 12^\circ 31' 44''$$

$$\rho' = \arctan f' = \arctan 0.03 = 1^\circ 43' 6''$$

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = \frac{\tan 12^\circ 31' 44''}{\tan(12^\circ 31' 44'' + 1^\circ 43' 6'')} = 0.875$$

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 \cdot \frac{P}{n_1} = 95.5 \times 10^5 \times \frac{3}{1\,430} = 2 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_2 = T_1 i \eta_1 = T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \eta_1 = 2 \times 10^4 \times \frac{52}{2} \times 0.875 = 4.551 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_H = 500 \sqrt{\frac{KT_2}{m^3 qz_2^2}} = 500 \sqrt{\frac{1.1 \times 4.551 \times 10^5}{6^3 \times 9 \times 52^2}} = 150.1 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H] = \sigma_H = 150.1 \text{ MPa}$$

12-7 解

$$t = \frac{1\,000(1 - \eta)P_1}{\alpha A} + t_0 =$$

$$\frac{1\,000 \times (1 - 0.8) \times 5.5}{10.5 \times 1.5} + 20 =$$

$$89.8 \text{ } ^\circ\text{C} > [t_1] = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

不满足热平衡。

改善热平衡的措施：

(1)增加散热面积，在箱体上加散热片；



- (2)提高散热系数,在蜗杆轴上加装风扇;
- (3)箱体的油池内装蛇形冷却水管;
- (4)采用循环油冷却。

# 第 13 章 带传动与链传动

## 13.1 知识要点

### 13.1.1 本章小结

1. 了解带传动的类型、特点和应用场合；
2. 掌握带传动的工作原理、力和应力分析及带的弹性滑动与打滑；
3. 掌握带传动的失效形式和设计准则；
4. 熟悉普通 V 带的结构及其标准。V 带传动的张紧方法；
5. 学会普通 V 带传动的设计方法和步骤；
6. 了解链传动的工作原理、特点及应用范围；
7. 了解滚子链的标准、规格及链轮的结构特点；
8. 掌握滚子链传动的设计计算方法及主要参数选择；
9. 对齿型链的结构特点以及链传动的布置和润滑有一定的了解。

### 13.1.2 本章重点

带传动的工作原理,力和应力分析,弹性滑动和打滑,带传动的失效形式和设计准则,普通 V 带传动的设计计算;链传动的运动分析、受力分析、失效形式和设计准则。

### 13.1.3 本章难点

带传动的受力分析和弹性滑动现象;链传动的运动不均匀性。

## 13.2 思考题

1. 带传动与齿轮传动、链传动相比较,有哪些优缺点?
2. 传动带的截面形状有哪几种?各有何特点?
3. V 带传动与平带传动相比较,有哪些优缺点?
4. 带传动工作时,带受哪些力的作用?所受应力又有几种?最大应力在何处?
5. 弹性滑动和打滑分别是怎么产生的,二者有何区别?它们对传动造成了什么影响?
6. 打滑首先发生在大轮上还是小轮上?即将打滑时,松、紧边拉力的关系?
7. 提高带传动工作能力的措施有哪些?
8. 带传动的主要失效形式是什么,其设计准则又是什么?
9. 在带传动设计中,为何要限制带速?小带轮直径的选择应满足什么条件?为何要校核小带轮的包角?

10. 为什么带轮的槽角要小于普通 V 带的楔角?
11. 带传动为什么需要张紧? 张紧轮应放在什么位置?
12. 带传动应布置在低速级还是高速级, 为什么?
13. 链传动与带传动、齿轮传动相比较, 有哪些优缺点?
14. 传动链有几种? 各用在什么场合?
15. 链传动的运动不均匀性是如何产生的? 影响其大小的主要因素是什么? 如何减轻不均匀性的影响?
16. 链传动中的动载荷是由哪些因素引起的? 如何降低动载荷?
17. 链传动的主要失效形式有哪些?
18. 为什么链条节数一般取偶数, 链轮齿数一般取奇数?
19. 链传动的传动比是否可以写成  $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$ , 为什么?
20. 链传动应布置在高速级还是低速级, 为什么?
21. 链传动发生脱链的主要原因有哪些?
22. 链传动常用哪些张紧方法? 如何控制松边的下垂度?
23. 链传动有哪些润滑方法? 常使用哪些润滑剂和润滑装置?

### 13.3 习 题

13-1 某带传动的大小带轮的基准直径  $d_1 = 100 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 400 \text{ mm}$ , 小带轮转速  $n_1 = 1460 \text{ r/min}$ , 滑动率  $\epsilon = 0.02$ , 传递功率  $P = 10 \text{ kW}$ , 求带速、大带轮的转速、有效拉力。

13-2 一平带传动, 已知两带轮直径分别为  $150 \text{ mm}$  和  $400 \text{ mm}$ , 中心距为  $1000 \text{ mm}$ , 主动小带轮转速  $1460 \text{ r/min}$ 。试求:

- (1) 小轮包角;
- (2) 带的几何长度;
- (3) 不考虑带传动的弹性滑动时大轮的转速;
- (4) 滑动率为  $0.015$  时大轮的实际转速。

13-3 题 13-2 中, 若传递功率为  $5 \text{ kW}$ , 带与带轮间的摩擦因数  $f = 0.3$ , 所用平带每米的质量  $q = 0.35 \text{ kg/m}$ 。试求:

- (1) 带的松、紧边拉力;
- (2) 初拉力;
- (3) 作用在轴上的压力。

13-4 A 型普通 V 带传动, 主、从动带轮的基准直径分别为  $125 \text{ mm}$  和  $250 \text{ mm}$ , 初定中心距  $a_0 = 450 \text{ mm}$ , 试确定带的基准长度与实际中心距。

13-5 题 13-4 的 A 型普通 V 带传动, 用于电动机与工作机之间的减速传动, 已知传动的功率  $P = 4 \text{ kW}$ , 转速  $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ , 两班制工作, 载荷变动较大, 试求所需 A 型带的根数。

13-6 B 型普通 V 带传动, 两轮转速  $n_1 = 1460 \text{ r/min}$ ,  $n_2 = 400 \text{ r/min}$ , 小带轮的基准直径  $d_1 = 160 \text{ mm}$ , 中心距  $a_0 = 1500 \text{ mm}$ , 根数  $z = 4$ , 载荷有振动, 两班制工作, 求 V 带所能传递

的功率。

13-7 有一带式输送装置,其异步电动机与齿轮减速器之间用普通 V 带传动,电动机功率  $P = 7 \text{ kW}$ ,转速  $n_1 = 960 \text{ r/min}$ ,减速器输入轴的转速  $n_2 = 330 \text{ r/min}$ ,运输装置工作时有轻度冲击,两班制工作,试设计此带传动。

13-8 某链传动的链轮齿数  $z_1 = 21, z_2 = 53$ ,链条号数为 10A,链长  $l_p = 100$  节。试求两链轮的分度圆、齿顶圆和齿根圆直径以及传动的中心距。

13-9 已知主动链轮转速  $n_1 = 850 \text{ r/min}$ ,齿数  $z_1 = 21, z_2 = 90$ ,中心距  $a = 900 \text{ mm}$ ,滚子链极限载荷为  $55.6 \text{ kN}$ ,工况系数  $K_A = 1$ ,试求链所能传递的功率。

13-10 某链传动传递的功率  $P = 1 \text{ kW}$ ,链轮转速  $n_1 = 48 \text{ r/min}, n_2 = 14 \text{ r/min}$ ,载荷平稳,试设计此链传动。

### 13.4 习题解析

13-1 解

(1)带速

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1460}{60 \times 1000} = 7.6 \text{ m/s}$$

(2)大带轮转速

$$n_2 = \frac{d_1(1-\epsilon)}{d_2} n_1 = \frac{100 \times (1-0.02)}{400} \times 1460 = 358 \text{ r/min}$$

(3)有效拉力

$$F = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 10}{7.6} = 1316 \text{ N}$$

13-2 解

(1)小轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{400 - 150}{1000} \times 57.3^\circ = 166^\circ$$

(2)带的几何长度

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \times 1000 + \frac{\pi}{2} \times (400 + 150) + \frac{(400 - 150)^2}{4 \times 1000} = 2880 \text{ mm}$$

(3)不考虑弹性滑动时大轮转速

$$n_2 = \frac{d_1}{d_2} n_1 = \frac{150}{400} \times 1460 = 548 \text{ r/min}$$

(4)若滑功率  $\epsilon = 0.015$  时,大轮的实际转速

$$n_2 = \frac{d_1(1-\epsilon)}{d_2} n_1 = \frac{150(1-0.015)}{400} \times 1460 = 539 \text{ r/min}$$

13-3 解

(1)带的紧边拉力  $F_1$  和松动拉力  $F_2$  为

$$F_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad F_2 = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

因带速

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 150 \times 1460}{60 \times 1000} = 11.5 \text{ m/s}$$

所以有效拉力为

$$F = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 5}{11.5} = 435 \text{ N}$$

$$e^{f\alpha} = e^{0.3 \times (\frac{166^\circ}{180^\circ} \times \pi)} = 2.38$$

由于

$$F_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = 435 \times \frac{2.38}{2.38 - 1} = 750 \text{ N}$$

$$F_2 = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} = 435 \times \frac{1}{2.38 - 1} = 315 \text{ N}$$

(2)初拉力  $F_0$

$$F_0 = \frac{1}{2}(F_1 + F_2)$$

带的离心力  $F_c$  使带与轮面的压力减小,传动能力降低,为了补偿这种影响,所需初拉力应为

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{1}{2}(F_1 + F_2) + F_c = \\ &= \frac{1}{2}(F_1 + F_2) + qv^2 = \\ &= \frac{1}{2} \times (750 + 315) + 0.35 \times 11.5^2 = 579 \text{ N} \end{aligned}$$

(3)作用在轴上的压力  $F_Q$

$$F_Q = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 579 \sin \frac{166^\circ}{2} = 1150 \text{ N}$$

13-4 解

(1)初定带长  $L_0$

$$\begin{aligned} L_0 &\approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \times 450 + \frac{\pi}{2} \times (250 + 125) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \times 450} = 1498 \text{ mm} \end{aligned}$$

(2)由表查得标准基准带长为

$$L_d = 1400 \text{ mm}$$

(3)实际中心距

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 450 + \frac{1400 - 1498}{2} = 401 \text{ mm}$$

13-5 解

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) k_a k_L}$$

式中,  $P_c = K_A P$ , 由表查得工况系数  $K_A = 1.3$ , 由小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3 = 180^\circ - \frac{250 - 125}{400} \times 57.3 = 112^\circ$$

查表得包角系数  $k_a = 0.95$ , 由  $L_d = 1400 \text{ mm}$  查表得带长系数  $k_L = 0.96$ , 由  $n_1$  查表得单根普通 V 带的基本额定功率  $P_0 = 1.9 \text{ kW}$ , 功率增量  $\Delta P_0 = 0.17 \text{ kW}$ 。

$$\text{所以 } z = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) k_a k_L} = \frac{1.3 \times 4}{(1.9 + 0.17) \times 0.95 \times 0.96} = 2.75$$

取

$$z = 3$$

13-6 解

(1) 传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1460}{400} = 3.65$$

(2) 从动轮基准直径

$$d_2 = i d_1 = 3.65 \times 160 = 584 \text{ mm}$$

查标准取为 600 mm。

(3) 基准长度和实际中心距

$$\begin{aligned} \text{初定带长 } L_0 &\approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &2 \times 1500 + \frac{\pi}{2} \times (600 + 160) + \frac{(600 - 160)^2}{4 \times 1500} = 4193 \text{ mm} \end{aligned}$$

查表取标准基准长度

$$L_d = 4000 \text{ mm}$$

$$\text{实际中心距 } a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 1500 + \frac{4000 - 4193}{2} = 1404 \text{ mm}$$

(4) 验算带速

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 160 \times 1460}{60 \times 1000} = 12.2 \text{ m/s}$$

带速在 5 ~ 25 m/s 范围内, 合适。

(5) 验算小带轮包角  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{600 - 160}{1404} \times 57.3^\circ = 162^\circ > 120^\circ$$

所以合适。

(6) V 带能传递的功率  $P$

由  $n_1, d_1$  查表得单根 V 带传递的额定功率  $P_0 = 3.62 \text{ kW}$ ; 由  $n_1, i$  及 B 型带查表得功率增量  $\Delta P_0 = 0.46 \text{ kW}$ ; 由  $\alpha_1$  查表得包角系数  $K_a = 0.95$ , 由  $L_d$  查表得带长系数  $k_L = 1.13$ , 由载荷性质, 工作时间查得工况系数  $K_A = 1.3$ 。单根 V 带的许用功率  $[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) k_L k_a = (3.62 + 0.46) \times 1.13 \times 0.95 = 4.38 \text{ kW}$ , 故此 V 带传动所能传递的功率为

$$P \leq \frac{z[P_0]}{K_A} = \frac{4 \times 4.38}{1.3} = 13.48 \text{ kW}$$

13-7 解

(1) 确定计算功率

$$P_c = K_A P = 1.2 \times 7 = 8.4 \text{ kW} \text{ (查表得 } K_A = 1.2)$$

(2) 选择 V 带型号

由  $P_c, n$ , 查图选取 B 型带。

(3) 确定  $d_1, d_2$

取  $d_1 = 125 \text{ mm}$ , 则

$$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 = \frac{960}{330} \times 125 = 364 \text{ mm}$$

按标准系列选取

$$d_2 = 355 \text{ mm}$$

(4) 验算带速

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 125 \times 960}{60 \times 1000} = 6.28 \text{ m/s} \quad \text{合适}$$

(5) 确定基准带长和中心距

按  $0.7(d_1 + d_2) < a_0 < 2(d_1 + d_2)$ , 即  $336 < a_0 < 960$ , 取  $a_0 = 500 \text{ mm}$ , 则

$$L_0 \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} = \\ 2 \times 500 + \frac{\pi}{2} \times (125 + 355) + \frac{(355 - 125)^2}{4 \times 500} = 1780 \text{ mm}$$

查表选

$$L_d = 1800 \text{ mm}$$

中心距

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 500 + \frac{1800 - 1780}{2} = 510 \text{ mm}$$

(6) 验算小轮包角  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{355 - 125}{510} \times 57.3^\circ = 154^\circ > 120^\circ \quad \text{适用}$$

(7) 确定 V 带根数  $z$

查表取  $P_0 = 1.64 \text{ kW}$ ,  $\Delta P_0 = 0.3 \text{ kW}$  (由  $i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{355}{125} = 2.84$ , 查表), 由  $L_d, \alpha_1$  查  $k_a =$

$0.93, k_L = 0.95$ , 所以

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) k_a k_L} = \frac{8.4}{(1.64 + 0.3) \times 0.93 \times 0.95} = 4.9$$

取

$$z = 5$$

(8) 单根 V 带的初拉力  $F_0$

$$F_0 = \frac{500 P_c}{av} \left( \frac{2.5}{k_a} - 1 \right) + qv^2 = \frac{500 \times 8.4}{5 \times 6.28} \times \left( \frac{2.5}{0.93} - 1 \right) + 0.17 \times 6.28^2 = 233 \text{ N}$$

(9) 作用在轴上压力  $F_Q$

$$F_Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 5 \times 233 \sin \frac{154^\circ}{2} = 2270 \text{ N}$$

(10) 带轮尺寸(略)

13-8 解

(1) 分度圆直径  $d$

由表查得链号 10A 的节距  $P = 15.875 \text{ mm}$ , 滚子外径  $d_{1\text{滚}} = 10.16 \text{ mm}$ , 则

$$d_1 = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{15.875}{\sin \frac{180^\circ}{21}} = 106.51 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{15.875}{\sin \frac{180^\circ}{53}} = 267.97 \text{ mm}$$

(2) 齿顶圆直径  $d_a$

$$d_{a1} = P \left( 0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z_1} \right) = 15.875 \times \left( 0.54 + \cot \frac{180^\circ}{21} \right) = 113.89 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = P \left( 0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z_2} \right) = 15.875 \times \left( 0.54 + \cot \frac{180^\circ}{53} \right) = 276.08 \text{ mm}$$

(3) 齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - d_{1\text{滚}} = 106.51 - 10.16 = 96.35 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - d_{2\text{滚}} = 267.97 - 10.16 = 257.81 \text{ mm}$$

(4) 中心距  $a$

$$a = \frac{P}{4} \left[ \left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$\frac{15.875}{4} \times \left[ \left( 100 - \frac{21 + 53}{2} \right) + \sqrt{\left( 100 - \frac{21 + 53}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{53 - 21}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$493.44 \text{ mm}$$

13-9 解

(1) 许用功率  $[P_0]$

$$[P_0] = P_0 k_z k_L k_m$$

当  $Q = 55\ 600 \text{ N}$  时, 链节距  $P = 25.4 \text{ mm}$ 。

据  $n_1 = 850 \text{ r/min}$  查图

$$P_0 = 30 \text{ kW}$$

$$k_z = \left( \frac{z_1}{19} \right)^{1.08} = \left( \frac{21}{19} \right)^{1.08} = 1.11$$

$$k_L = \left( \frac{L_p}{100} \right)^{0.26}$$

而

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2 \frac{a}{P} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \frac{P}{a} =$$

$$\frac{21 + 90}{2} + 2 \times \frac{900}{25.4} + \left( \frac{90 - 21}{2\pi} \right) \times \frac{25.4}{900} = 126.68$$

取  $L_p = 126$  节, 所以

$$k_L = \left( \frac{126}{100} \right)^{0.26} = 1.06$$

采用单排链,  $k_m = 1.0$ 。

(2) 传递的功率

$$P \leq \frac{[P_0]}{K_A} = \frac{P_0 k_z k_L k_m}{K_A} = \frac{30 \times 1.11 \times 1.06 \times 1.0}{1} = 35.3 \text{ kW}$$

由  $v = \frac{z_1 P n_1}{60 \times 1\ 000} = \frac{21 \times 25.4 \times 850}{60 \times 1\ 000} = 7.6 \text{ m/s}$ , 查图得推荐润滑方式为压力喷油润滑, 当润滑条件改变时, 链条所能传递的功率下降。



13-10 解

采用套筒滚子链

(1) 传动比 
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{48}{14} = 3.429$$

(2) 选择链轮齿数  $z_1, z_2$

假定  $v = 3 \text{ m/s}$ , 查表选  $z_1 = 17, z_2 = iz_1 = 3.429 \times 17 = 58.3$ , 取 58。

(3) 计算功率  $P_c$

查表得  $K_A = 1.0$ , 则

$$P_c = K_A P = 1.0 \times 1 = 1 \text{ kW}$$

(4) 初选中心距

取

$$a_0 = 40P$$

$$L_p = 2 \frac{a_0}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{P}{a_0} \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 =$$

$$2 \times \frac{40P}{P} + \frac{58 + 17}{2} + \frac{P}{40P} \left( \frac{58 - 17}{2\pi} \right)^2 = 117.7 \text{ 节}$$

取  $L_p = 118$  节。

(5) 确定链条节距

估计可能出现链板疲劳破坏, 故

$$k_z = \left( \frac{z_1}{19} \right)^{1.08} = \left( \frac{17}{19} \right)^{1.08} = 0.89$$

$$k_L = \left( \frac{L_p}{100} \right)^{0.26} = \left( \frac{118}{100} \right)^{0.26} = 1.04$$

$$k_m = 1.0 \text{ (采用单排链)}$$

$$P_0 = \frac{P_c}{k_z k_L k_m} = \frac{1}{0.89 \times 1.04 \times 1} = 1.08 \text{ kW}$$

由  $n_1$  查图得: 选 12A 链, 节距  $P = 19.05 \text{ mm}$ 。

(6) 计算中心距

$$a = 40P = 40 \times 19.05 = 762 \text{ mm}$$

(7) 验算链速

$$v = \frac{z_1 n_1 P}{60 \times 1000} = \frac{17 \times 48 \times 19.05}{60 \times 1000} = 0.26 \text{ m/s}$$

符合原假定。

(8) 选择润滑方式

按  $P, v$  查图应采用人工定期润滑。

(9) 作用在轴上的压力  $F_Q$

取 
$$F_Q = 1.3 F \quad F = \frac{1000 P_c}{v} = \frac{1000 \times 1}{0.26} = 3846 \text{ N}$$

所以

$$F_Q = 1.3 \times 3846 = 5000 \text{ N}$$

(10) 链轮尺寸(略)

# 第 14 章 轴

## 14.1 知识要点

### 14.1.1 本章小结

1. 了解轴的类型、特点和应用,以及轴的材料及选用;
2. 掌握轴的扭转强度和弯扭合成强度计算;
3. 掌握轴的结构设计;
4. 了解轴的刚度计算和振动稳定性概念;
5. 掌握本章的学习方法:即轴的结构设计与强度校核需交替进行,逐步完善的,其设计步骤通常是先估算出轴径,在此基础上进行轴的结构设计,然后进行轴的强度校核计算,如遇到强度不足时,再对轴的结构尺寸进行适当的调整,必要时还应作相应的校核。

### 14.1.2 本章重点

阶梯轴的结构设计和强度校核计算。

### 14.1.3 本章难点

轴的结构设计。

## 14.2 思考题

1. 轴的作用是什么? 心轴、传动轴、转轴的区别是什么? 试说明自行车的前轴、中轴和后轴各属哪类轴?
2. 轴的常用材料有哪些? 为提高轴的刚度,把轴的材料由碳钢改为合金钢是否有效,为什么?
3. 轴上零件的周向和轴向定位各有哪些方法,各有何特点?
4. 轴的强度计算方法有哪几种? 各在什么情况下使用?
5. 在齿轮减速器中,高速轴的直径与低速轴的直径哪个大,为什么?
6. 按第三强度理论对轴进行弯扭合成强度计算时,为什么要引入折合系数  $\alpha$ ? 它是如何取值的?
7. 利用公式  $d \geq c \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$  估算轴的直径时,应如何选取  $c$  值? 估算出的最小直径应放在轴的哪一部分?
8. 如何提高轴的疲劳强度? 如何提高轴的刚度?

9. 什么是轴的共振？什么是轴的临界转速？

10. 设计高速运转的轴时，应如何考虑轴的工作转速范围？

### 14.3 习 题

14-1 试确定一传动轴直径。已知传递的功率  $P = 37 \text{ kW}$ ，转速  $n = 900 \text{ r/min}$ ，轴的材料为 Q235 钢。

14-2 已知一传动轴直径  $d = 35 \text{ mm}$ ，转速  $n = 1440 \text{ r/min}$ ，如果轴上的扭切应力不许超过  $40 \text{ MPa}$ ，问该轴能传递多少功率？

14-3 已知一单级直齿圆柱齿轮减速器，其主动轴材料为 45 钢调质处理，轴单向转动，载荷平稳，传递转矩  $T = 143 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ，齿轮的模数  $m = 4 \text{ mm}$ ，齿数  $z_1 = 20$ ，若支承间跨距  $l = 160 \text{ mm}$ （齿轮位于跨距中央），试确定与齿轮配合处轴径。

14-4 两级展开式斜齿圆柱齿轮减速器的中间轴（见图 14-1(a)），尺寸和结构如图 14-1(b) 所示。已知：中间轴转速  $n_2 = 180 \text{ r/min}$ ，传递功率  $P = 5.5 \text{ kW}$ ，有关的齿轮参数见下表：

	$m_n/\text{mm}$	$\alpha_n$	$z$	$\beta$	旋向
齿轮 2	3	$20^\circ$	112	$10^\circ 44'$	右
齿轮 3	4	$20^\circ$	23	$9^\circ 22'$	右

图中  $A, D$  为圆锥滚子轴承的载荷作用中心，轴的材料为 45 钢（正火），试按弯扭合成理论验算截面 I 和截面 II 的强度。

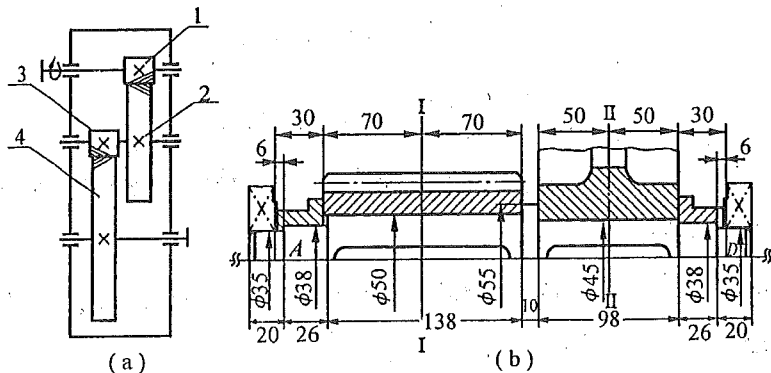


图 14-1

14-5 一钢制等直径直轴，只传递转矩，许用切应力  $[\tau] = 50 \text{ MPa}$ ，长度为  $1800 \text{ mm}$ ，要求轴每米长的扭角  $\varphi$  不超过  $0.5^\circ$ ，钢的扭切模量  $G = 8 \times 10^4 \text{ MPa}$ ，试求该轴的直径。

14-6 与直径  $\phi 75 \text{ mm}$  实心轴等扭转强度的空心轴，其外径  $d_0 = 85 \text{ mm}$ ，设两轴材料相同，试求该空心轴的内径  $d_1$  和减轻重量的百分率。

## 14.4 习题解析

14-1 解

按扭转强度计算轴的最小直径

对 Q235 钢传动轴,查表取  $c = 160$ ,则

$$d \geq c \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 160 \sqrt[3]{\frac{37}{900}} = 55.2 \text{ mm}$$

取  $d \geq 56 \text{ mm}$ 。

14-2 解

由扭转强度条件:

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 d^3 n} \leq [\tau]$$

得

$$P \leq \frac{0.2 [\tau] n d^3}{9.55 \times 10^6} = \frac{0.2 \times 40 \times 1400 \times 35^3}{9.55 \times 10^6} = 51.7 \text{ kW}$$

14-3 解

(1)确定许用应力

由表知,对 45 钢调质,其  $\sigma_b = 650 \text{ MPa}$ ,  $[\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$ ,  $[\sigma_{0b}] = 102.5 \text{ MPa}$ 。

(2)求作用在轴上的力

圆周力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 143 \times 10^3}{4 \times 20} = 3575 \text{ N}$$

径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = 3575 \times \tan 20^\circ = 1301 \text{ N}$$

(3)求弯矩  $M$

$$M_V = \frac{F_{r1}}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{1301 \times 160}{4} = 52 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_H = \frac{F_{t1}}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{3575 \times 160}{5} = 143 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} = \sqrt{(52 \times 10^3)^2 + (143 \times 10^3)^2} = 152 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(4)求当量弯矩  $M_e$ 。

$$M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{152^2 + (0.6 \times 143)^2} = 174.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \left( \alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{0b}]} \approx 0.6 \right)$$

(5)求轴径  $d$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{174.5 \times 10^3}{0.1 \times 60}} = 30.8 \text{ mm}$$

考虑到键槽的影响,取

$$d \geq 1.04 \times 30.8 = 32 \text{ mm}$$

14-4 解

(1)计算齿轮受力

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5.5}{180} = 291805 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_2} = \frac{3 \times 112}{\cos 10^\circ 44'} = 341.98 \text{ mm}$$

$$d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos \beta_3} = \frac{4 \times 23}{\cos 9^\circ 22'} = 93.24 \text{ mm}$$

$$F_{r2} = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \times 291\,805}{341.98} = 1\,706.6 \text{ N}$$

$$F_{r3} = \frac{2T}{d_3} = \frac{2 \times 291\,805}{93.24} = 6\,259.2 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{r2} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_2} = 1\,706.6 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ 44'} = 632 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{r3} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_3} = 6\,259.2 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9^\circ 22'} = 2\,309 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{r2} \tan \beta_2 = 1\,706.6 \tan 10^\circ 44' = 323.5 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{r3} \tan \beta_3 = 6\,259.2 \tan 9^\circ 22' = 1\,032.5 \text{ N}$$

(2)轴的受力简图(图 14-2(a))

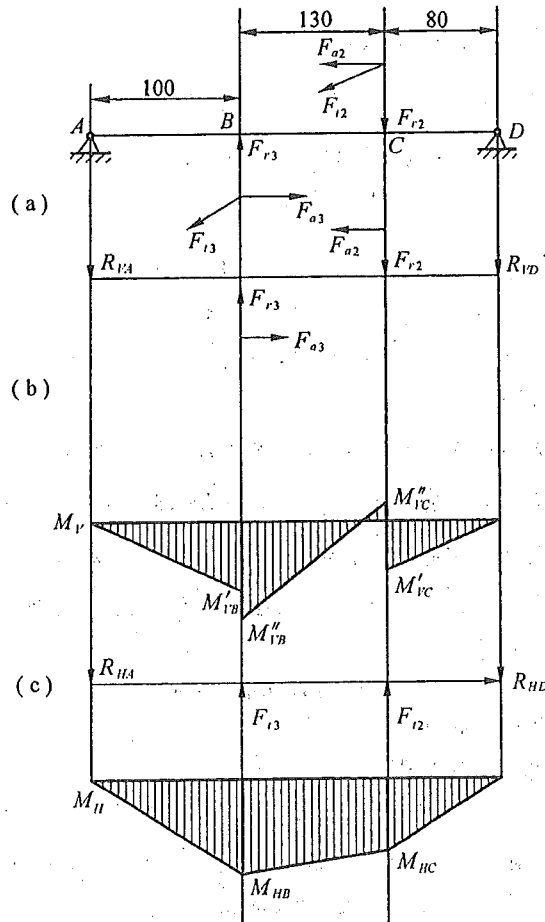


图 14-2

(3)求垂直面的支反力,绘制弯矩图(图 14-2(b))

$$R_{VD} = \frac{F_{r3} \cdot AB - F_{r2} \cdot AC + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}}{AD} =$$

$$\frac{2\,309 \times 100 - 632 \times 230 + 323.5 \times \frac{341.98}{2} + 1\,032.5 \times \frac{93.24}{2}}{310} =$$

610 N

$$R_{VA} = \frac{F_{r3} \cdot BD - F_{r2} \cdot CD - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}}{AD} =$$

$$\frac{2\,309 \times 210 - 632 \times 80 - 323.5 \times \frac{341.98}{2} - 1\,032.5 \times \frac{93.24}{2}}{310} =$$

1\,607 N

$$M'_{VB} = R_{VA} \cdot AB = 1\,607 \times 100 = 1\,067 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M''_{VB} = R_{VA} \cdot AB + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} = 1\,607 \times 100 + 1\,032.5 \times \frac{93.24}{2} = 154.8 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M'_{VC} = R_{VD} \cdot CD = 610 \times 80 = 48.8 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M''_{VC} = R_{VD} \cdot CD - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 610 \times 80 - 323.5 \times \frac{341.98}{2} = -6.52 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

(4)求水平面的支反力,绘制弯矩图(图 14-2(c))

$$R_{HA} = \frac{F_{i3} \cdot BD + F_{i2} \cdot CD}{AD} = \frac{6\,259.2 \times 210 + 1\,706.6 \times 80}{310} = 4\,681 \text{ N}$$

$$R_{HD} = F_{i3} + F_{i2} - R_{HA} = 6\,259.2 + 1\,706.6 - 4\,681 = 3\,285 \text{ N}$$

$$M_{HB} = R_{HA} \cdot AB = 4\,681 \times 100 = 468 \text{ kW} \cdot \text{mm}$$

$$M_{HC} = R_{HD} \cdot CD = 3\,285 \times 80 = 262.8 \text{ kW} \cdot \text{mm}$$

(5)合成弯矩图(图 14-3(a))

$$M'_B = \sqrt{M_{HB}^2 + M'_{VB}{}^2} = \sqrt{468^2 + 106.7^2} = 480 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M''_B = \sqrt{M_{HB}^2 + M''_{VB}{}^2} = \sqrt{468^2 + 154.8^2} = 493 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M'_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M'_{VC}{}^2} = \sqrt{262.8^2 + 48.8^2} = 267.3 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M''_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M''_{VC}{}^2} = \sqrt{262.8^2 + (-6.52)^2} = 262.9 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

(6)扭矩图(图 14-3(b))

$$T = 291.8 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

(7)当量弯矩图(图 14-3(c))

扭矩按脉动循环,取  $\alpha = 0.6$ , 则

$$M'_{eB} = M'_B = 480 \text{ kN} \cdot \text{mm} (T = 0)$$

$$M''_{eB} = \sqrt{(M''_B)^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{493^2 + (0.6 \times 271.8)^2} = 519.3 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M'_{eC} = 267.3 \text{ kN} \cdot \text{mm} (T = 0)$$

$$M''_{eC} = \sqrt{(M''_C)^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{262.9^2 + (0.6 \times 291.8)^2} = 315.9 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

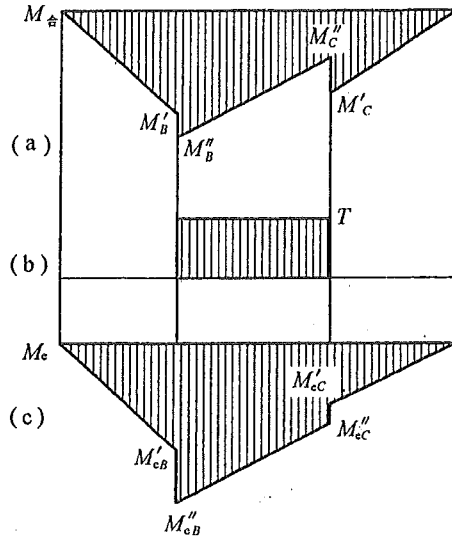


图 14-3

(8)校核截面 I - I、II - II

对 45 钢正火,查表得  $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ ,  $[\sigma_{-1b}] = 55 \text{ MPa}$ 。

①截面 I - I (B 截面),  $d = 50 \text{ mm}$ , 则

$$\sigma_o = \frac{M_c}{W} = \frac{M''_{eB}}{0.1d^3} = \frac{519\,300}{0.1 \times 50^3} = 41.5 \text{ MPa} < [\sigma_{-1b}]$$

②截面 II - II (C 截面),  $d = 45 \text{ mm}$ , 则

$$\sigma_o = \frac{M_c}{W} = \frac{M''_{eC}}{0.1d^3} = \frac{315\,900}{0.1 \times 45^3} = 34.7 \text{ MPa} < [\sigma_{-1b}]$$

故此轴强度安全。

14-5 解

(1)据扭矩强度写出该轴可传递的转矩  $T$

由于 
$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{T}{\frac{\pi d^3}{16}} \leq [\tau]$$

所以 
$$T \leq \frac{\pi d^3}{16} [\tau]$$

(2)据扭转刚度条件求轴的直径

由于 
$$T = \frac{\varphi G I_p}{l} = \frac{\varphi G}{l} \cdot \frac{\pi d^4}{32}, \frac{\pi d^3}{16} [\tau] \leq \frac{\varphi G}{l} \cdot \frac{\pi d^4}{32}$$

所以 
$$d \geq \frac{2l[\tau]}{\varphi G} = \frac{2 \times 1\,800 \times 50}{\frac{\pi \times 0.5^\circ \times 8 \times 10^4}{180^\circ}} = 257.8 \text{ mm}$$

取  $d = 258 \text{ mm}$ 。

14-6 解

(1) 求空心轴的内径

据空心轴与实心轴扭转强度相等的要求得

$$\frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_0^4 - d_1^4)}{d_0}$$

$$d^3 d_0 = d_0^4 - d_1^4$$

$$d_1 = \sqrt[4]{d_0^4 - d^3 d_0} = \sqrt[4]{85^4 - 75^3 \times 85} = 63.6 \text{ mm}$$

(2) 减轻重量的百分率  $w$

$$w = \frac{\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi}{d} (d_0^2 - d_1^2)}{\frac{\pi d^2}{4}} =$$

$$1 - \frac{d_0^2 - d_1^2}{d} =$$

$$1 - \frac{85^2 - 63.6^2}{75} =$$

$$43.2\%$$



# 第 15 章 滑动轴承

## 15.1 知识要点

### 15.1.1 本章小结

1. 了解滑动轴承的特点和应用场合,结合滑动摩擦的种类,理解滑动轴承可能的工作状态及其特点;
2. 掌握滑动轴承的典型结构、轴瓦材料及选用原则,并应对轴瓦的结构、材料及其选用、制造、定位、油孔、油沟与油室、轴瓦与轴承座的配合等有较全面的认识;
3. 了解滑动轴承的润滑剂、润滑方法和润滑装置,以及润滑方法的选择;
4. 掌握非液体滑动轴承的失效形式、设计准则、设计原理及设计方法;
5. 了解液体动压润滑的基本方程;
6. 了解液体动压径向滑动轴承的成膜过程及性能参数。

### 15.1.2 本章重点

滑动轴承结构,轴瓦材料及其选用,非液体摩擦滑动轴承的设计准则及设计方法。

### 15.1.3 本章难点

液体动压润滑的基本方程,液体动压径向滑动轴承的承载能力。

## 15.2 思考题

1. 滑动轴承有什么特点? 主要应用在什么场合?
2. 滑动轴承的摩擦状态有几种,各有什么特点?
3. 简述剖分式滑动轴承和整体式滑动轴承的结构特点?
4. 对轴承材料提出的主要要求是什么? 常用的轴承材料有哪些?
5. 试述在轴瓦或轴颈上开油孔或油槽的基本原则。
6. 非液体摩擦滑动轴承的安放形式及其设计准则是什么?
7. 试分析液体动压油膜形成的条件。
8. 试述宽径比  $B/d$  的选择原则及其对轴承承载能力的影响。
9. 试述滑动轴承润滑剂的选择原则。
10. 与动压轴承相比较,静压轴承有哪些特点? 适用于什么场合?
11. 试述多油楔轴承的工作原理及主要特点。

### 15.3 习 题

15-1 校核滚筒上的一对滑动轴承。已知装载量加自重为 18 000 N, 转速为 40 r/min, 两端轴颈的直径为 120 mm, 轴瓦宽径比为 1.2, 材料为锡青铜 ZCuSn5Pb5Zn5, 润滑脂润滑。

15-2 有一非液体摩擦向心滑动轴承, 轴颈直径 100 mm, 轴承宽度 100 mm, 轴转速 1 200 r/min, 轴承材料 ZCuSn10P1, 它最大可以承受多大的径向载荷?

15-3 已知一起重机卷筒的滑动轴承所承受的径向载荷  $F = 10^5$  N, 轴颈直径  $d = 90$  mm, 轴颈转速  $n = 9$  r/min, 轴承材料采用铸铝铜 ZCuAl10Fe3, 试设计此轴承。

15-4 一向心滑动轴承, 轴颈角速度为  $\omega$ , 直径为  $d$ , 相对间隙为  $\delta$ 。假定工作时轴颈与轴承同心, 间隙内充满了油, 油的粘度为  $\eta$ , 轴瓦宽度为  $B$ , 试证明油作用在轴颈上的阻力矩为  $T_f = \frac{\pi d^2 B}{2} \cdot \frac{\eta \omega}{\delta}$ 。

### 15.4 习题解析

15-1 解

(1) 求轴承的径向载荷  $F$

$$F = \frac{18\,000}{2} = 9\,000 \text{ N}$$

(2) 非液体摩擦状态设计

由 
$$\frac{B}{d} = 1.2$$

得

$$B = 1.2d = 1.2 \times 120 = 144 \text{ mm}$$

(3) 验算压强  $p$

由铸锡青铜 ZCuSn5Pb5Zn5 查表得

$$[p] = 8 \text{ MPa}, [pv] = 15 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

而

$$p = \frac{F}{Bd} = \frac{9\,000}{144 \times 120} = 0.52 \text{ MPa} < [p]$$

$$pv = \frac{F}{Bd} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = \frac{9\,000}{144 \times 120} \times \frac{\pi \times 120 \times 40}{60 \times 1\,000} = 0.13 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < [pv]$$

所以该轴承合适。

15-2 解

由轴承材料 ZCuSn10P1 查表得

$$[p] = 15 \text{ MPa}, [pv] = 15 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

由压强条件  $p = \frac{F}{Bd} \leq [p]$ , 得  $F \leq Bd[p] = 100 \times 100 \times 15 = 150 \text{ kW}$ 。再由  $pv$  条件

$$pv = \frac{F}{Bd} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} \leq [pv]$$

得 
$$F \leq Bd[pv] \frac{60 \times 1\,000}{\pi dn} = 100 \times 100 \times 15 \times \frac{60 \times 1\,000}{\pi \times 100 \times 1\,200} = 23.9 \text{ kN}$$

综上所述可知该轴承可以承受的最大载荷为 23.9 kN。

### 15-3 解

#### (1) 轴承类型选择

该起重机是低速重载,且对轴承要求不高,故采用非液体摩擦轴承;又因外载荷仅为重物引起的径向载荷,故应采用向心轴承。

#### (2) 确定轴瓦长度

取  $\frac{B}{d} = 1.5$ , 则

$$B = 1.5d = 1.5 \times 90 = 135 \text{ mm}$$

#### (3) 核校 $p$ 值和 $pv$ 值

由轴承材料 ZCuAl10Fe3 查得

$$[p] = 15 \text{ MPa}, [pv] = 12 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

$$p = \frac{F}{Bd} = \frac{10^5}{135 \times 90} = 8.23 \text{ Pa} < [p]$$

$$pv = p \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = 8.23 \times \frac{\pi \times 90 \times 9}{60 \times 1\,000} = 0.35 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < [pv]$$

### 15-4 解

$\tau = \eta \frac{du}{dy}$  及  $\delta = \frac{\Delta}{d}$ ,  $\Delta$  为直径间隙, 则

$$F_f = \tau \cdot A = \eta \frac{u}{\frac{\Delta}{2}} \times \pi dB = 2\eta\pi dB \frac{u}{\Delta}$$

$$T_f = \frac{F_f d}{2} = \eta\pi d^2 B \frac{u}{\Delta}$$

将  $u = \omega \cdot \frac{d}{2}$ ,  $\Delta = \delta d$  代入上式得

$$T_f = \eta\pi d^2 B \frac{\omega \frac{d}{2}}{\delta d} = \frac{\pi d^2 B}{2} \cdot \frac{\eta\omega}{\delta}$$

# 第 16 章 滚动轴承

## 16.1 知识要点

### 16.1.1 本章小结

1. 掌握滚动轴承的基本构造、主要类型和主要特征；
2. 掌握滚动轴承的基本代号和精度等级代号；
3. 掌握滚动轴承的类型选择；
4. 掌握滚动轴承的基本额定寿命、基本额定动载荷、当量动载荷等概念；
5. 掌握滚动轴承的寿命计算,包括当量动载荷的计算,以及角接触球轴承和圆锥滚子轴承的内部轴向力的计算；
6. 了解滚动轴承的静强度计算；
7. 了解滚动轴承的失效形式和计算准则；
8. 了解滚动轴承的组合设计。

### 16.1.2 本章重点

滚动轴承的类型、特点、代号及类型选择,滚动轴承的承载能力计算及轴承尺寸选择,滚动轴承的组合结构设计。

### 16.1.3 本章难点

角接触球轴承和圆锥滚子轴承的寿命计算。

## 16.2 思考题

1. 滚动轴承由哪些基本元件组成?它们的作用是什么?各元件常用什么材料和热处理工艺?
2. 滚动轴承有哪些类型?类型选择应考虑哪些因素?试比较 3,6,7,N 这四种类型轴承的主要特点和适用场合。
3. 轴承代号由几部分组成,各代表什么意义?基本代号有几位,各代表什么意义?
4. 角接触球轴承和圆锥滚子轴承为什么要成对使用、对称安装?
5. 什么是滚动轴承基本额定动载荷、基本额定寿命及当量动载荷?
6. 滚动轴承装置设计包括哪些内容?
7. 滚动轴承回转套圈与不转套圈所取的配合性质有何不同?常选何种配合?
8. 什么类型的滚动轴承在安装时要调整轴承游隙?常用哪些方法调整游隙?

9. 滚动轴承常用哪几种润滑方式及密封方式? 适用范围如何?

10. 滚动轴承的装拆方法如何? 注意事项有哪些?

### 16.3 习 题

16-1 说明下列型号轴承的类型、尺寸系列、结构特点、公差等级及其适用场合: 6210, N1106/P5, 7209B, 30207/P6。

16-2 一深沟球轴承 6204 承受的径向力  $F_r = 4 \text{ kN}$ , 载荷平稳, 转速  $n = 960 \text{ r/min}$ , 室温下工作, 试求该轴承的基本额定寿命, 并说明能达到或超过此寿命的概率; 若载荷变为  $F_r = 2 \text{ kN}$ , 轴承的基本额定寿命又是多少?

16-3 根据工作条件, 某机械传动装置中轴的两端各采用一个深沟球轴承支承, 轴颈  $d = 30 \text{ mm}$ , 转速  $n = 1\,500 \text{ r/min}$ , 每个轴承承受的径向载荷  $F_r = 1\,800 \text{ N}$ , 常温下工作, 载荷平稳, 预期寿命  $l_h = 10\,000 \text{ h}$ , 试选择轴承。

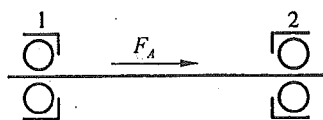


图 16-1

16-4 图 16-1 所示为一对反装 7200AC 角接触球轴承, 其径向载荷  $F_{r1} = 5\,000 \text{ N}$ ,  $F_{r2} = 8\,000 \text{ N}$ , 轴向外载荷  $F_A = 2\,000 \text{ N}$ , 试分别求两轴承的轴向力  $F_{a1}$ ,  $F_{a2}$ 。

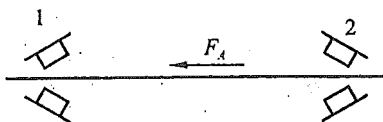


图 16-2

16-5 图 16-2 所示为一对正装 30308 圆锥滚子轴承, 其轴向外载荷  $F_A = 320 \text{ N}$ , 径向载荷  $F_{r1} = 4\,700 \text{ N}$ ,  $F_{r2} = 1\,700 \text{ N}$ , 试分别求出两轴承的当量动载荷  $p_1$ ,  $p_2$ 。

16-6 根据工作条件, 决定在某传动轴上安装一对 7210AC 角接触球轴承, 支承如图 16-1 所示。已知径向载荷  $F_{r1} = 1\,470 \text{ N}$ ,  $F_{r2} = 2\,650 \text{ N}$ , 轴向外载荷  $F_A = 1\,000 \text{ N}$ , 转速  $n = 5\,000 \text{ r/min}$ , 常温下工作, 有中等冲击, 预期寿命  $l_h = 2\,000 \text{ h}$ , 问是否适用。

16-7 某轴由一对 30206 轴承支承(如图 16-2 所示)。已知径向载荷  $F_{r1} = 1\,600 \text{ N}$ ,  $F_{r2} = 1\,530 \text{ N}$ , 轴向外载荷  $F_A = 865 \text{ N}$ , 轴的转速  $n = 384 \text{ r/min}$ , 试求轴承的基本额定寿命。

16-8 分析如图 16-3 所示齿轮轴轴系上的错误结构并改正之, 轴承采用脂润滑。

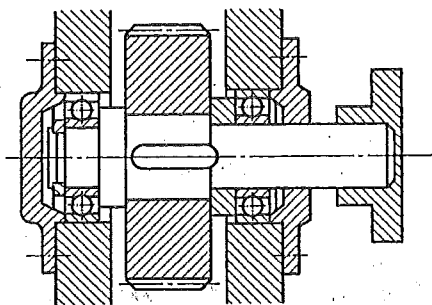


图 16-3

## 16.4 习题解析

### 16-1 解

由手册查得:

6210 深沟球轴承, 内径  $d = 50 \text{ mm}$ , 轻系列, 窄宽度, 普通级精度。主要承受径向载荷, 也可承受一定的轴向载荷; 可用于高速, 当轴向载荷不大时可代替推力球轴承。

N1106/P5 圆柱滚子轴承,  $d = 30 \text{ mm}$ , 特轻系列, 正常宽度, 5 级精度, 只能承受纯径向载荷, 适用支承刚性大而轴承孔又能保证严格对中之处。

7209B 角接触球轴承,  $d = 45 \text{ mm}$ , 轻窄系列, 接触角  $\alpha = 40^\circ$ , 普通级精度, 能同时承受径向和轴向载荷, 适用于高速, 一般成对使用, 对称排列。

30207/P6 圆锥滚子轴承,  $d = 35 \text{ mm}$ , 轻窄系列, 6 级精度, 能同时承受径向和轴向载荷, 适用于刚性大和轴承孔能严格对中之处, 一般成对使用, 对称排列。

### 16-2 解

查手册得  $c_r = 12.8 \text{ kN}$ , 查表得  $f_i = 1, f_p = 1$

(1) 当  $p = F_r = 4 \text{ kN}$  时

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_i c}{f_p p} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 960} \left( \frac{1 \times 12.8 \times 10^3}{1 \times 4 \times 10^3} \right)^3 = 569 \text{ h}$$

在此载荷下, 寿命能达到或超过 569 h 的概率为 90%。

(2) 当  $p = F_r = 2 \text{ kN}$  时

$$L'_h = L_h \left( \frac{p}{p'} \right)^{\epsilon} = 569 \times \left( \frac{4 \times 10^3}{2 \times 10^3} \right)^3 = 569 \times 8 = 4552 \text{ h}$$

### 16-3 解

查表得  $f_i = 1, f_p = 1, p = F_r = 1800 \text{ N}$ , 则所需的径向额定动载荷

$$c_r = \frac{f_p p}{f_i} \left( \frac{60n}{60^{\epsilon} L_h} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} = \frac{1 \times 1800}{1} \left( \frac{60 \times 1500}{10^6} \times 10000 \right)^{\frac{1}{3}} = 17.4 \text{ kN}$$

由手册查得 6206 轴承的  $c_r = 19.5 \text{ kN}$ , 故选用 6206 轴承。

### 16-4 解

如图 16-4 所示:



图 16-4

(1) 内部轴向力  $F'$

$$F'_1 = 0.68 F_{r1} = 0.68 \times 5000 = 3400 \text{ N}$$

$$F'_2 = 0.68 F_{r2} = 0.68 \times 8000 = 5440 \text{ N}$$

(2) 轴向力  $F_{a1}, F_{a2}$

因为  $F_A + F'_2 = 2\,000 + 5\,440 = 7\,440\text{ N} > F'_1$   
 所以 轴承 1 是紧端  $F_{a1} = F'_2 + F_A = 7\,440\text{ N}$   
 轴承 2 是松端  $F_{a2} = F'_2 = 5\,440\text{ N}$

16-5 解

如图 16-5 所示:

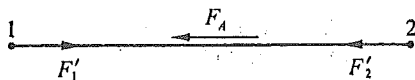


图 16-5

(1) 内部轴向力  $F'$

查表得  $\alpha = 12^\circ 57' 10''$ ,  $Y = 0.4 \cot \alpha = 1.74$ , 因而

$$F'_1 = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{4\,700}{2 \times 1.74} = 1\,351\text{ N}$$

$$F'_2 = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{1\,700}{2 \times 1.74} = 489\text{ N}$$

(2) 轴向力  $F_a$

因为  $F'_2 + F_A = 486 + 320 = 809\text{ N} < F'_1$

所以 轴承 2 是紧端  $F_{a2} = F'_1 - F_A = 1\,351 - 320 = 1\,031\text{ N}$

轴承 1 是松端  $F_{a1} = F'_1 = 1\,351\text{ N}$

(3) 当量动载荷  $P$

$$e = 1.5 \tan \alpha = 1.5 \tan 12^\circ 57' 10'' = 0.35$$

因为

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1\,351}{4\,700} = 0.29 < e$$

所以

$$X_1 = 1, Y_1 = 0$$

因为

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1\,031}{1\,700} = 0.61 > e$$

所以

$$X_2 = 0.4, Y_2 = 0.4 \cot \alpha = 1.74$$

故

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 1 \times 4\,700 = 4\,700\text{ N}$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 0.4 \times 1\,700 + 1.74 \times 1\,031 = 2\,474\text{ N}$$

16-6 解

如图 16-6 所示:

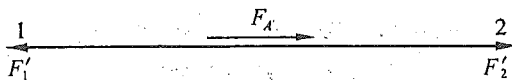


图 16-6

(1) 内部轴向力  $F'$

由表知:  $F'_1 = 0.68 F_{r1} = 0.68 \times 1\,470 = 1\,000\text{ N}$

因为  
所以

$$F'_2 = 0.68 F'_{r2} = 0.68 \times 2\,650 = 1\,802 \text{ N}$$

$$F'_2 + F_A = 1\,802 + 1\,000 = 2\,802 \text{ N} > F'_1$$

$$F_{a1} = F_A + F'_2 = 2\,802 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F'_2 = 1\,802 \text{ N}$$

(2) 当量动载荷  $p$

由表知 7210AC 轴承,  $e = 0.68$ , 因而

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2\,802}{1\,470} = 1.91 > e$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1\,802}{2\,650} = 0.68 = e$$

查表得

$$X_1 = 0.41, Y_1 = 0.87$$

$$X_2 = 1, Y_2 = 0$$

所以

$$p_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.41 \times 1\,470 + 0.87 \times 2\,802 = 3\,040 \text{ N}$$

$$p_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 2\,650 \text{ N}$$

(3) 径向基本额定动载荷  $c'_r$

因  $p_1 > p_2$ , 故应以  $p_1$  为计算依据, 查表得  $f_i = 1, f_p = 1.5$ , 所以

$$c'_r = \frac{f_p p_1}{f_i} \left( \frac{60n}{10^5} L_h \right)^{\frac{1}{6}} = \frac{1.5 \times 3\,040}{1} \times \left( \frac{60 \times 5\,000}{10^6} \times 2\,000 \right)^{\frac{1}{3}} = 38.5 \text{ kN}$$

(4) 由手册查得 7210AC 轴承的  $c_r = 40.8 \text{ kN}$ , 因  $c'_r < c_r$ , 故所选轴承适用。

16-7 解

如图 16-7 所示:

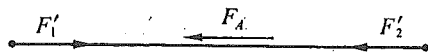


图 16-7

(1) 内部轴向力  $F'$

由手册查得

$$F' = \frac{F_r}{2Y}, Y = 1.6$$

故

$$F'_1 = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{1\,600}{2 \times 1.6} = 500 \text{ N}$$

$$F'_2 = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{1\,530}{2 \times 1.6} = 178 \text{ N}$$

(2) 轴向力  $F_a$

因为

$$F'_2 + F_A = 478 + 865 = 1\,343 \text{ N} > F'_1$$

所以 轴承 1 为紧端

$$F_{a1} = F'_2 + F_A = 1\,343 \text{ N}$$

轴承 2 为松端

$$F_{a2} = F'_2 = 478 \text{ N}$$

而

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1\,343}{1\,600} = 0.84 > e \text{ (由手册查得 } e = 0.38)$$



$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{478}{1530} = 0.31 < e$$

所以

$$X_1 = 0.4, Y_1 = 1.6, X_2 = 1, Y_2 = 0$$

故

$$p_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.4 \times 1600 + 1.6 \times 1343 = 2789 \text{ N}$$

$$p_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 1530 \text{ N}$$

因  $p_1 > p_2$ , 可把  $p_1$  代入寿命公式(查表得 30206 轴承的  $c = 43.2 \text{ kN}$ )

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t c}{f_p p_1} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 384} \times \left( \frac{1 \times 43200}{1 \times 2789} \right)^{\frac{10}{3}} = 402070 \text{ h}$$

轴承 2 的寿命更高(略)。

16-8 解

此轴系有以下 14 处错误(如图 16-8 所示):

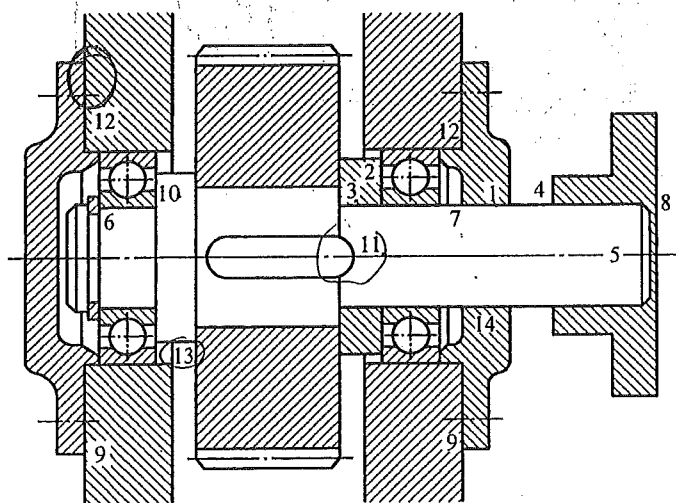


图 16-8

- (1) 轴与端盖接触;
- (2) 套筒与轴承外圆接触;
- (3) 套筒顶不住齿轮;
- (4) 联轴器未定位;
- (5) 联轴器周向未定位;
- (6) 卡圈无用;
- (7) 精加工面过长且装拆轴承不便;
- (8) 联轴器孔未打通;
- (9) 箱体端面加工面与非加工面没有分开;
- (10) 轴肩过高, 无法拆卸轴承;
- (11) 键过长, 套筒无法装入;
- (12) 缺垫片, 无法调整轴承游隙;
- (13) 缺挡油环;

(14)无密封。  
其改正图,如图 16-9 所示。

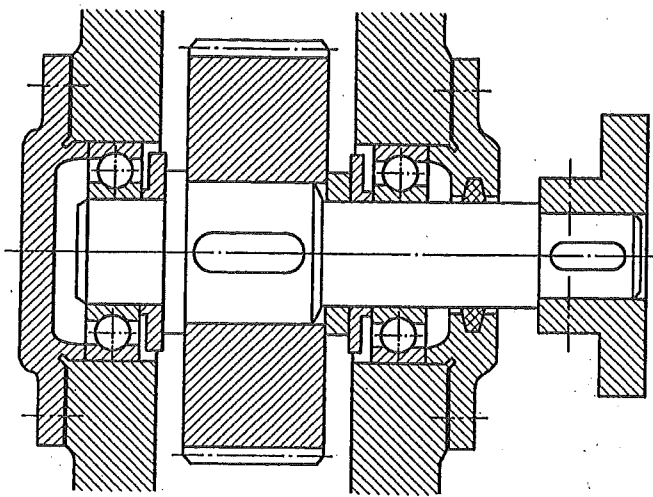


图 16-9

# 第 17 章 联轴器、离合器和制动器

## 17.1 知识要点

### 17.1.1 本章小结

1. 联轴器的结构和工作原理；
2. 离合器的结构和工作原理；
3. 块式和带式制动器的工作原理。

### 17.1.2 本章重点

本章的重点是联轴器和弹性柱销联轴器的结构特点、工作原理和选用知识。

## 17.2 思考题

1. 联轴器和离合器的用途有何不同？
2. 刚性联轴器和弹性联轴器有何区别？各适用于何种场合？举例说明。
3. 联轴器类型选择的依据和方法是什么？
4. 牙嵌离合器和摩擦离合器各有何特点？
5. 试比较固定式联轴器和可移式联轴器的特点。
6. 万向联轴器为何要成对使用？
7. 试说明离合器与制动器的相同点和不同点。

