



21世纪机械专业系列规划教材
全国高等职业教育教材编委会专家审定

机械基础

MACHINE FOUNDATION

姚祥勇 主编

MACHINE
FOUNDATION



天津科学技术出版社

图书在版编目(CIP)数据

机械基础/姚祥勇主编. - 天津:天津科学技术出版社,
2009.1
ISBN 978-7-5308-4864-7

I. 机… II. 朱… III. 机械学-高等学校:技术学校-
教材 IV. TH11

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 206306 号

责任编辑:孟祥刚

责任印制:王 莹

天津科学技术出版社出版

出版人:胡振泰

天津市西康路 35 号 邮编 300051

电话(022)23332403(编辑室) 23332393(发行部)

网址:www.tjkjcs.com.cn

新华书店经销

北京市朝阳区小红门印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 16.7 字数 399 000

2009 年 3 月第 1 版第 1 次印刷

定价:23.80 元

前 言

《机械基础》是机电一体化专业中一门融静力学、材料力学、机械原理、机械零件、材料和热处理等有关内容为一体的综合性课程。本教材的编写,意在探索建立一个适合职业教育的新的课程体系,因此在编写本教材时,突出了以下几点:

1. 本教材打破了传统课程的学科性体系,以职业教育的岗位能力确定“课程主线”,以“课程主线”为纲,有机地融合了相关课程的内容。本课程以常用机构的结构分析和通用零件的合理选用为“课程主线”,从中引出受力分析、力系平衡和构件强度等基本概念及计算方法,并在其中直接得到应用。让学员学习基础知识时目标明确,针对性强,使所学的基础知识直接与实践相结合。体现本课程新的课程体系的特点。

2. 增加了新技术应用和现代设计方法等内容,体现本课程先进性的特点。

3. 减少理论推导,注重应用实例的介绍,对学生加强了实用图表、手册应用能力的培养。体现了本课程实用性的特点。

本教材分为十一章内容,分别是:第一章带传动和链传动,第二章螺纹联接与螺旋传动,第三章齿轮传动,第四章蜗杆传动,第五章轮系,第六章平面连杆机构,第七章凸轮机构,第八章轴,第九章销、链联接,第十章轴承,第十一章联轴器与离合器。为了巩固所学知识,每章配习题。

本书疏漏之处肯请广大读者批评指正。

Email:jblbook@163.com

编 者

2009 年 3 月

目 录

第一章 带传动和链传动	1
第一节 概述	1
第二节 普通 V 带传动	3
第三节 同步带传动	15
第四节 滚子链传动	27
第五节 普通 V 带传动的张紧、安装和维护	31
第六节 链传动的布置、润滑和维护	33
习题	34
第二章 螺纹联接与螺旋传动	36
第一节 常用螺纹的类型和应用	36
第二节 普通螺纹的公差与配合	38
第三节 螺栓联接的强度计算	43
第四节 螺纹联接的预紧和防松	53
第五节 螺旋传动	55
习题	56
第三章 齿轮传动	58
第一节 齿轮机构的特点与分类	58
第二节 齿廓啮合基本定律	59
第三节 渐开线齿廓的形成及啮合特性	60
第四节 渐开线标准直齿圆柱齿轮基本参数和几何尺寸	63
第五节 渐开线齿轮的啮合传动	68
第六节 渐开线齿轮的加工方法与根切现象	70
第七节 斜齿圆柱齿轮传动	72
第八节 直齿锥齿轮传动	77
第九节 齿轮传动的失效形式和材料	80

第十节 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算	83
第十一节 齿轮传动的精度	91
第十二节 齿轮的结构设计	101
习题	106
第四章 蜗杆传动	109
第一节 蜗杆传动的类型和特点	109
第二节 蜗杆传动的主要参数与几何尺寸计算	111
第三节 蜗杆传动的失效形式、材料与结构	116
第四节 常见传动形式的性能与特点	117
习题	119
第五章 轮系	120
第一节 定轴轮系的传动比计算	120
第二节 周转轮系的传动比计算	122
第三节 轮系韵功用	125
习题	126
第六章 平面连杆机构	128
第一节 平面机构运动简图	128
第二节 平面四杆机构	135
第三节 平面四杆机构结构尺寸的确定	143
第四节 平面四杆机构的静力分析	145
第五节 平面机构中拉压构件的强度和变形计算	164
习题	174
第七章 凸轮机构	178
第一节 概述	178
第二节 常用从动件运动规律	180
第三节 盘形凸轮轮廓曲线的确定	183
第四节 确定凸轮机构中的其他问题	186
习题	190
第八章 轴	193
第一节 轴的分类与材料	193
第二节 轴的直径估算	195
第三节 轴的强度计算	196

第四节 轴的结构设计	198
第五节 轴类零件的精度	206
习题	209
第九章 销、键联接	210
第一节 销联接	210
第二节 键联接	211
第三节 花键联接	215
第四节 花键联接的配合与形位公差	216
习题	218
第十章 轴承	221
第一节 滑动轴承的类型与结构	221
第二节 滑动轴承的摩擦状态与减效	223
第三节 滑动轴承材料与轴瓦结构	225
第四节 滚动轴承的结构类型与特性	227
第五节 滚动轴承的代号	231
第六节 滚动轴承的寿命计算	232
第七节 滚动轴承的精度等级与配合选择	240
第八节 轴承部件的结构设计	243
习题	249
第十一章 联轴器与离合器	250
第一节 联轴器	250
第二节 离合器	257
习题	261

第一章 带传动和链传动

第一节 概 述

一、带传动的类型和特点

带传动一般由主动带轮1、从动带轮2和传动带3组成。带具有挠性,包绕在带轮外面并适度张紧,通过它将主动带轮运动和动力传递给从动带轮,如图1-1所示。

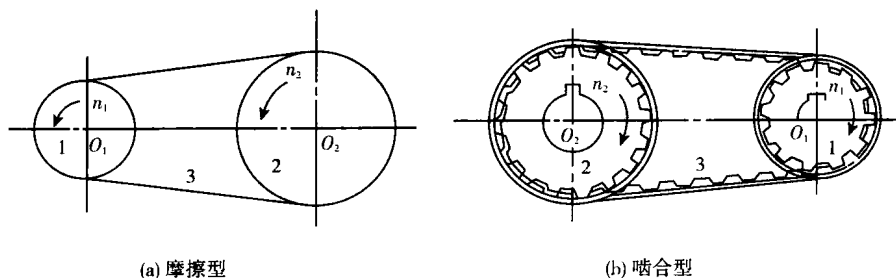


图 1-1 带传动

1. 带传动的主要类型

根据工作原理不同,带传动分为摩擦型和啮合型两大类。摩擦型带传动如图1-1(a)所示,依靠带与带轮间的摩擦力来传递运动和动力;啮合型带传动(也叫同步带传动),依靠带内侧的齿与齿形带轮的啮合来传递运动和动力,如图1-1(b)所示。

摩擦型带传动中,根据带横截面形状不同可分为以下几种。

(1) 平带传动 平带的横截面为扁平矩形,内表面与带轮接触,如图1-2(a)所示。

(2) V带传动 V带的横截面为梯形,两侧面为工作面,如图1-2(b)所示。V带与平带

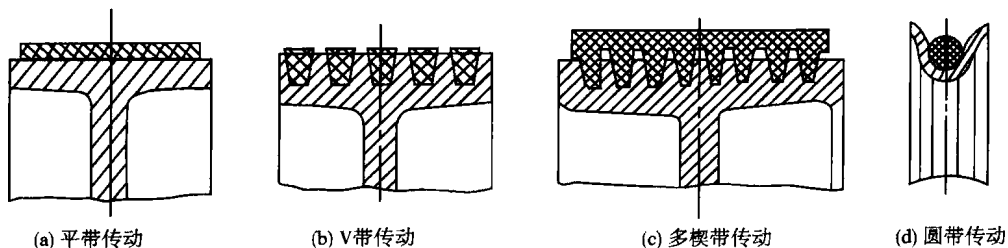


图 1-2 摩擦型带传动类型

相比,由于压力作用在楔形面上,因此带在相同的张紧程度下,V带传动中的摩擦力要大得多,能传递较大的功率,结构紧凑,故应用最广。

(3) 多楔带传动 多楔带是若干V带组合而成,如图1-2(c)所示。可避免多根V带长度不等、传力不均等缺点。

(4) 圆带传动 圆带的横截面呈圆形,如图1-2(d)所示。圆带传动仅适用于传递小功率,如缝纫机、牙科医疗器械等。

2. 带传动的特点和应用

(1) 带具有弹性,能缓冲吸收振动,故传动平稳、噪声小;

(2) 能实现较大距离的轴间传动,改变带长能适合不同的中心距要求。

摩擦型带传动还具有如下特点:过载时,带在带轮上打滑,可防止损坏其他零件;结构简单,制造成本低。其缺点是带与轮面之间存在相对滑动,导致传动比不准确,传动效率低,带的寿命较短。

啮合型带传动还具有如下特点:传动比准确;传动比较大(可达10);传动效率高(可达98%);适合较高的传动速度(可达50 m/s);缺点是带的制造工艺复杂,安装精度要求较高。

摩擦型带传动一般适用于功率不大和无须保证准确传动比的场合。在多级减速传动装置中,带传动通常置于与电动机相连的高速级。啮合型(同步)带传动主要用于中小功率、传动比要求精确的场合,如数控机床、绘图仪、录音机、打印机等精密机械。

二、链传动的类型和特点

链传动由主动链轮1、从动链轮2和绕在链轮上的链条3组成,如图1-3所示。

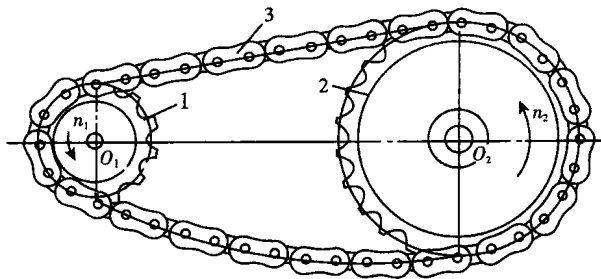


图 1-3 链传动

1. 链条的主要类型

按用途不同,链条可分为传动链、输送链和起重链。传动链主要用来传递动力,其类型有滚子链、套筒链、弯板链、齿形链和销轴链等,如图1-4所示。最常用的是滚子链。

2. 链传动的特点和应用

链传动是具有中间挠性件(链条)的啮合传动,与带传动相比有下列优点:没有弹性滑动和打滑;平均传动比准确,传动效率较高;在同样的使用条件下,结构尺寸较带传动紧凑,承载能力较大,可用于两轴中心距较大的传动;链条对轴的作用力较小;能在温度较高、有水或油等恶劣

环境下工作。链传动的主要缺点为：瞬时传动比不稳定，传动平稳性差，有噪声，且制造成本较高。

链传动在农业、矿山、冶金、轻工、化工、运输等机械设备中广泛应用。

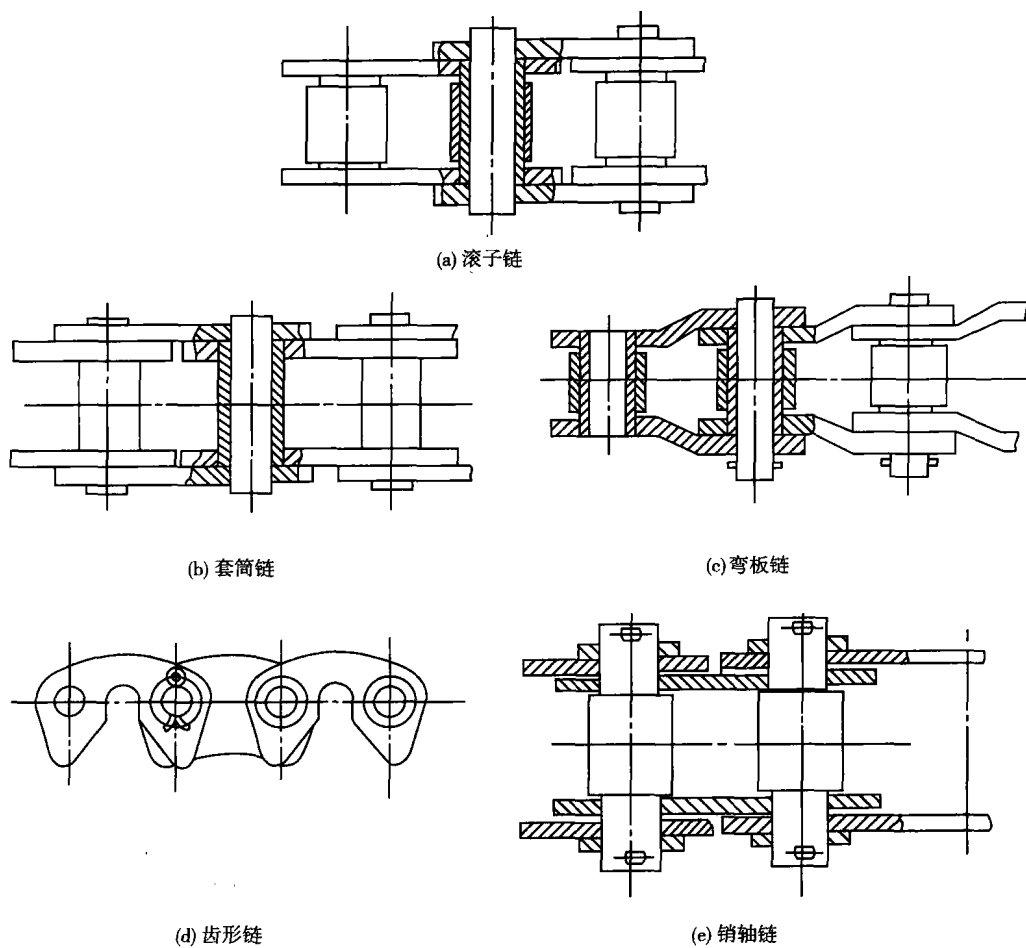


图 1-4 传动链的类型

第二节 普通 V 带传动

一、普通 V 带、V 带轮的结构及标准

1. 普通 V 带的结构及标准

普通 V 带是截面呈等腰梯形的橡胶带，两侧面是其工作面，其结构如图 1-5 所示。抗拉体是承受载荷的主体，由帘布或线绳组成。线绳结构的普通 V 带柔韧性好，使用寿命长，适用于带轮直径较小，转速较高的场合。

续表

尺 寸		型 号						
		Y	Z	A	B	C	D	E
带轮 沟槽 尺寸	b_d	5.3	8.5	11	14	19	27	32
	h_{amin}	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
	h_{fmin}	4.7	7.0	8.7	10.8	14.3	19.9	23.4
	e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7
	f_{min}	6	7	9	11.5	16	23	28
	与 d_d 相 对 应 的 φ	$\varphi = 32^\circ$	≤ 60	-	-	-	-	-
		$\varphi = 34^\circ$	-	≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315	-
		$\varphi = 36^\circ$	> 60	-	-	-	≤ 475	≤ 600
		$\varphi = 38^\circ$	-	> 80	> 118	> 190	> 315	> 600

表 1-2 普通 V 带的基准长度与长度系数 K_L

基准长度 L_d/mm	K_L				基准长度 L_d/mm	K_L					
	Z	A	B	C		Z	A	B	C	D	E
400	0.87				2000		1.03	0.98	0.88		
450	0.89				2240		1.06	1.00	0.91		
500	0.91				2500		1.09	1.03	0.93		
560	0.94				2800		1.11	1.05	0.95	0.83	
630	0.96	0.81			3150		1.13	1.07	0.97	0.86	
710	0.99	0.83			3550		1.17	1.09	0.99	0.89	
800	1.00	0.85			4000		1.19	1.13	1.02	0.91	
900	1.03	0.87	0.82		4500			1.15	1.04	0.93	0.90
1000	1.06	0.89	0.84		5000			1.18	1.07	0.96	0.92
1120	1.08	0.91	0.86		5600				1.09	0.98	0.95
1250	1.11	0.93	0.88		6300				1.12	1.00	0.97
1400	1.14	0.96	0.90		7100				1.15	1.03	1.00
1600	1.16	0.99	0.92	0.83	8000				1.18	1.06	1.02
1800	1.18	1.01	0.95	0.86	9000				1.21	1.08	1.05

普通 V 带的标记由型号、基准长度和标准编号等组成。例如, A1400GB 11544 - 1989, 表示 A 型 V 带, 基准长度为 1 400 mm。V 带型号印制在带的外表面上。

2. 普通 V 带轮的结构

带轮由轮缘、轮辐和轮毂三部分组成。轮缘结构尺寸见表 1-1, 轮毂是与轴配合连接的部分, 轮缘与轮毂相连的部分称为轮辐。轮辐结构型式随带轮基准直径而异, 一般小带轮(直径 $d < 150 \text{ mm}$ 时)可做成实心式, 如图 1-6(a) 所示; 中等带轮($d = 150 \sim 450 \text{ mm}$ 时)可做成腹板式

或孔板式,如图 1-6(b)、(c)所示;大带轮($d > 450$ mm 时)可做成椭圆轮辐式,如图 1-6(d)所示。其中结构尺寸大都按经验公式决定,详见《机械零件手册》。

为了防止 V 带绕过带轮时弯曲过大而影响 V 带的强度,应限制小带轮的最小直径,可根据 V 带型号选择小带轮直径 $d_1 \geq d_{\min}$,大带轮的直径应按传动比计算获得,但应圆整为 V 带轮直径标准系列值,V 带轮(小)最小基准直径与标准系列直径见表 1-3。

表 1-3 V 带轮(小)最小基准直径与标准系列直径

V 带型号	Y	Z	A	B	C	D	E
最小基准直径 $d_{\min}/\text{mm}$	20	50	75	125	200	355	500
标准系列直径/mm	50, 56, 63, 71, 80, 85, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 212, 224, 236, 250, 265, 280, 315, 355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1600, 2000, 2500						

V 带轮的材料可选用灰铸铁、铸钢、铝合金或工程塑料。当带速 $v \leq 20$ m/s 时采用 HT200; $v \geq 25 \sim 45$ m/s 时宜用铸钢;小功率时可选用铸铝或工程塑料。

二、普通 V 带传动的工作原理

1. 传动比

主动轮与从动轮转速之比,称为带传动的传动比,即

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

式中, n_1, n_2 ——主、动轮的转速,单位为 r/min。

带工作时,近似认为线速度

$$v_1 = v_2$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

化简得

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

因此有

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

式中, d_1, d_2 ——主、从动轮直径。

2. 带轮的包角

带与带轮接触部分对应的中心角为包角,用 α 表示。由图 1-7(a)可得

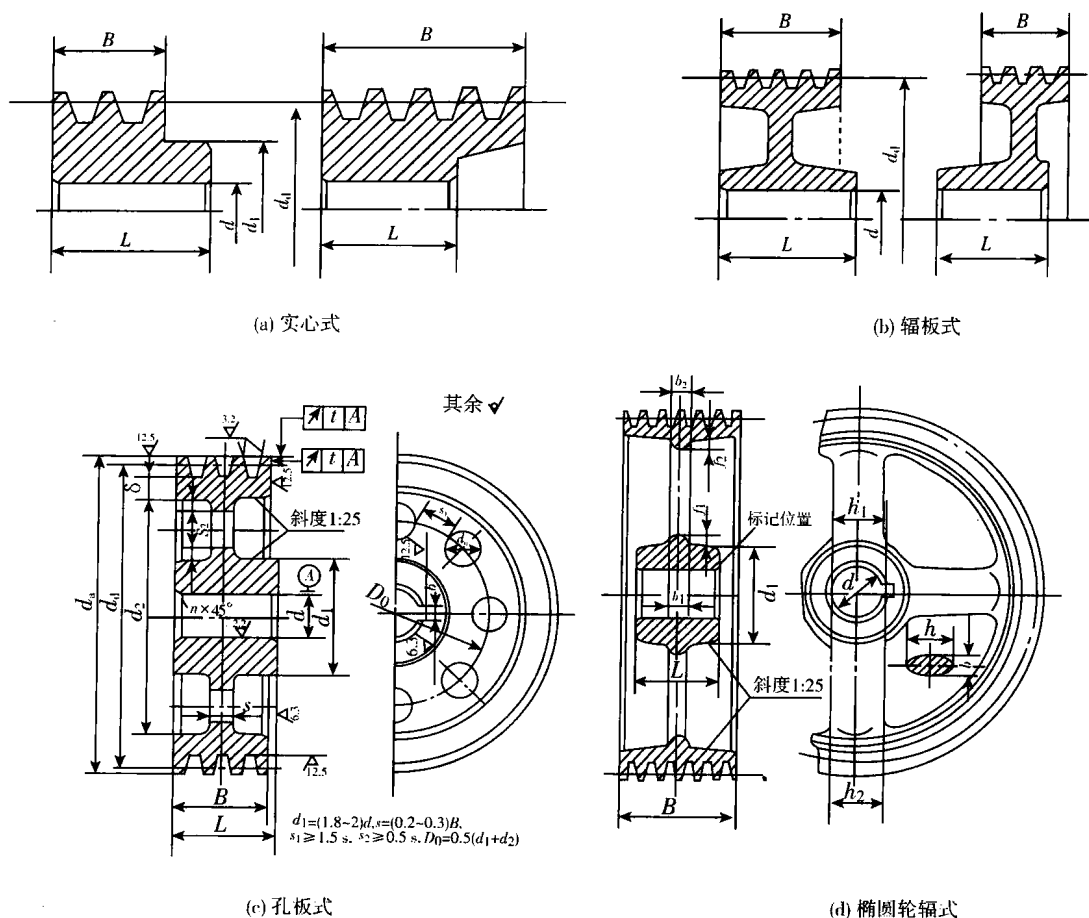


图 1-6 普通 V 带轮结构

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{\alpha} \times \frac{180^\circ}{\pi}$$

式中, α_1 ——小带轮上的包角,单位为 $^\circ$;

α ——两轮中心距,单位为 mm。

3. 受力分析

带以一定的初拉力 F_0 张紧在两带轮上,使带与带轮接触面间产生正压力,如图 1-7(a) 所示。进入工作状态时,接触面产生摩擦力,使进入主动轮一边的带的拉力增大为 F_1 ,该边称为紧边;离开主动轮一边带的拉力降为 F_2 ,该边称为松边,如图 1-7(b) 所示。两边拉力差 $(F_1 - F_2)$ 为起传递动力作用的拉力,称为有效拉力 F_e 。

对于具体的带传动,当要求传递功率为 $P(\text{kW})$ 、带速为 $v(\text{m/s})$ 时,要求的有效拉力为 $F_e = 1\,000\, P/v\, \text{N}$ 。

由于带传动为摩擦传动,有效拉力 F_e 在数值上等于带与小带轮接触弧上摩擦力总和。在一定条件下,摩擦力有一极限值,如果负载力超过极限值,那么带将打滑而导致带传动不能正常

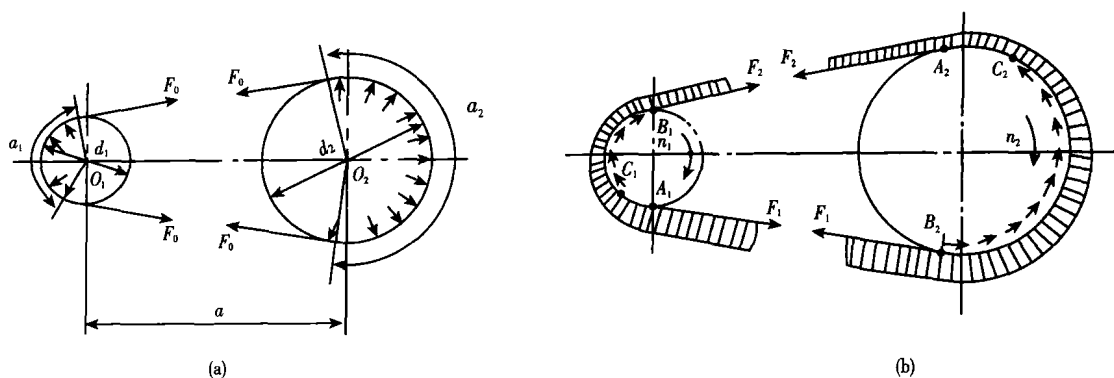


图 1-7 带传动的受力分析

工作。影响带传动的最大有效拉力 $F_{e\max}$ 的因素如下。

- (1) 当量摩擦系数 f_v f_v 愈大, $F_{e\max}$ 愈大, V 带的 $f_v \approx 3f$, 所以 V 带传递能力远高于平带;
- (2) 小带轮包角 α_1 α_1 愈大, $F_{e\max}$ 愈大, 一般要求 $\alpha_1 \geq 120^\circ$;
- (3) 初拉力 F_0 F_0 愈大, $F_{e\max}$ 愈大, 但同时将加剧带的磨损, 并造成带的过度拉伸而松弛, 缩短寿命。因此, 带的预紧程度应在合适的范围内。

4. 弹性滑动和打滑

带是弹性体, 受拉后会产生弹性变形。拉力愈大, 伸长量愈大。由于紧边拉力大于松边拉力, 故带在紧边的弹性伸长量较大。如图 1-7 所示, 带由紧边 A_1 点绕上主动轮时, 带的速度 v 与主动轮的圆周速度 v_1 相等。在带随轮由 A_1 点转至 B_1 点的过程中, 带内拉力由 F_1 降至 F_2 , 伸长量也相应减小, 带渐渐向后收缩, 与带轮间产生了相对滑动, $v < v_1$ 。同样, 在从动轮上也要发生相对滑动, 但情况正好相反, 导致从动轮的圆周速度 v_2 小于带速 v 。这种由于带的弹性变形量的变化而引起的带与带轮间的相对滑动, 称为带的弹性滑动。

由于弹性滑动的影响, 从动轮的圆周速度 v_2 总是低于主动轮的圆周速度 v_1 , 其相对降低率称为滑动率 ε 。

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

滑动率 ε 的值与带的材料和受力大小等因素有关, 难以获得准确值, 因此带传动不能获得准确的传动比。带传动的滑动率为 1% ~ 2%, 一般计算中可忽略不计。

带传动的载荷愈大, 滑动率值也愈大。当传递的力超过极限有效拉力时, 滑动范围扩大到整个接触弧, 带便在带轮上打滑。打滑造成带的磨损加剧, 从动轮转速急剧降低, 导致传动失效。

工作中应该尽量避免打滑。但在传动突然超载时, 打滑可以起到过载保护的作用, 避免其他零部件的损坏。

5. 应力分析

带工作时, 所受应力如下。

- (1) 工作拉应力 紧边拉应力 $\sigma_1 = F_1/A$
 松边拉应力 $\sigma_2 = F_2/A$

式中, A ——带的截面积, 单位为 mm^2 。

(2) 离心拉应力 带绕过带轮作圆周运动, 产生离心力。此离心力使环形封闭带在全长上均受到相同的拉应力

$$\sigma_c = mv^2/A$$

式中, m ——带的单位长度质量, 单位为 kg/m ;

v ——带速, 单位为 m/s 。

- (3) 弯曲应力 带绕在带轮上产生弯曲应力

$$\sigma_{b1} \approx Eh/d_{d1}$$

$$\sigma_{b2} \approx Eh/d_{d2}$$

式中, E ——弹性模量, 单位为 MPa ;

h ——带的高度, 单位为 mm ;

d_{d1} 、 d_{d2} ——两轮基准直径, 单位为 mm 。

带内应力分布情况如图 1-8 所示。可以看出, V 带在交变循环应力状态下工作。最大应力 $\sigma_{\max}$ 发生在紧边进入小带轮处, 其值为 $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1}$ 。为保证带传动能正常工作, V 带必须具有足够的疲劳强度。

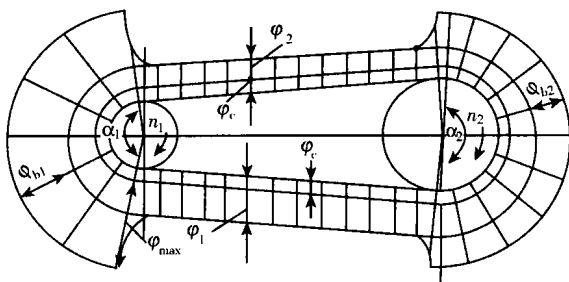


图 1-8 带工作时内应力分布情况

三、普通 V 带传动的计算

1. 普通 V 带传动的失效形式及计算准则

V 带传动的主要失效形式是打滑和带的疲劳损坏。因此, 为了保证 V 带传动正常工作, V 带传动工作能力的计算准则是: 在保证带传动不打滑的条件下, 具有一定的疲劳强度和寿命。

为了保证既不打滑又有一定疲劳强度和寿命, 单根普通 V 带的基本额定功率 P_1 可查表确定。表 1-4 列出了 A、B、C 型单根普通 V 带在规定条件(载荷平稳、包角 $\alpha = 180^\circ$ 、传动比 $i = 1$ 、规定带长)下的基本额定功率。由表可以看出, 小带轮基准直径愈大, 转速愈高, 单根带所能传递的功率就愈大。当传动比 $i \neq 1$ 时, 由于 V 带绕经大带轮时的弯曲应力较绕经小带轮时小, 可使带的疲劳强度有所提高, 即能传递的功率增大。其增大量称为额定功率增量 ΔP_1 , 见表 1-4。

表 1-4 普通 V 带的额定功率 P_1 和功率增量 ΔP_1

型号	小带轮 转 速 $n/(r/min)$	小带轮基准直径 d_{d1}/mm								传动比 i					
		单根 V 带的额定功率 P_1/kW								1. 13	1. 19	1. 25	1. 35	1. 52	≥ 2.00
										~	~	~	~	~	
										1. 18	1. 24	1. 34	1. 51	1. 99	
										额定功率增量 $\Delta P_1/kW$					
A		75	90	100	112	125	140	160	180						
	700	0. 40	0. 61	0. 74	0. 90	1. 07	1. 26	1. 51	1. 76	0. 04	0. 05	0. 06	0. 07	0. 08	0. 09
	800	0. 45	0. 68	0. 83	1. 00	1. 19	1. 41	1. 69	1. 97	0. 04	0. 05	0. 06	0. 08	0. 09	0. 10
	950	0. 51	0. 77	0. 95	1. 15	1. 37	1. 62	1. 95	2. 27	0. 05	0. 06	0. 07	0. 08	0. 10	0. 11
	1200	0. 60	0. 93	1. 14	1. 39	1. 66	1. 96	2. 36	2. 74	0. 07	0. 08	0. 10	0. 11	0. 13	0. 15
	1450	0. 68	1. 07	1. 32	1. 61	1. 92	2. 28	2. 73	3. 16	0. 08	0. 09	0. 11	0. 13	0. 15	0. 17
	1600	0. 73	1. 15	1. 42	1. 74	2. 07	2. 45	2. 94	3. 40	0. 09	0. 11	0. 13	0. 15	0. 17	0. 19
	2000	0. 84	1. 34	1. 66	2. 04	2. 44	2. 87	3. 42	3. 93	0. 11	0. 13	0. 16	0. 19	0. 22	0. 24
B		125	140	160	180	200	224	250	280						
	400	0. 84	1. 05	1. 32	1. 59	1. 85	2. 17	2. 50	2. 89	0. 06	0. 07	0. 08	0. 10	0. 11	0. 13
	700	1. 30	1. 64	2. 09	2. 53	2. 96	3. 47	4. 00	4. 61	0. 10	0. 12	0. 15	0. 17	0. 20	0. 22
	800	1. 44	1. 82	2. 32	2. 81	3. 30	3. 86	4. 46	5. 13	0. 11	0. 14	0. 17	0. 20	0. 23	0. 25
	950	1. 64	2. 08	2. 66	3. 22	3. 77	4. 42	5. 10	5. 85	0. 13	0. 17	0. 20	0. 23	0. 26	0. 30
	1200	1. 93	2. 47	3. 17	3. 85	4. 50	5. 26	6. 04	6. 90	0. 17	0. 21	0. 25	0. 30	0. 34	0. 38
	1450	2. 19	2. 82	3. 62	4. 39	5. 13	5. 97	6. 82	7. 76	0. 20	0. 25	0. 31	0. 36	0. 40	0. 46
	1600	2. 33	3. 00	3. 86	4. 68	5. 46	6. 33	7. 20	8. 13	0. 23	0. 28	0. 34	0. 39	0. 45	0. 51
C		200	224	250	280	315	355	400	450						
	500	2. 87	3. 58	4. 33	5. 19	6. 17	7. 27	8. 52	9. 81	0. 20	0. 24	0. 29	0. 34	0. 39	0. 44
	600	3. 30	4. 12	5. 00	6. 00	7. 14	8. 45	9. 82	11. 29	0. 24	0. 29	0. 35	0. 41	0. 47	0. 53
	700	3. 69	4. 64	5. 64	6. 76	8. 09	9. 50	11. 02	12. 63	0. 27	0. 34	0. 41	0. 48	0. 55	0. 62
	800	4. 07	5. 12	6. 23	7. 52	8. 92	10. 46	12. 10	13. 80	0. 31	0. 39	0. 47	0. 55	0. 63	0. 71
	950	4. 58	5. 78	7. 04	8. 49	10. 05	11. 73	13. 48	15. 23	0. 37	0. 47	0. 56	0. 65	0. 74	0. 83
	1200	5. 29	6. 71	8. 21	9. 81	11. 53	13. 31	15. 04	16. 59	0. 47	0. 59	0. 70	0. 82	0. 94	1. 06
	1450	5. 84	7. 45	9. 04	10. 72	12. 46	14. 12	15. 53	16. 47	0. 58	0. 71	0. 85	0. 99	1. 14	1. 27

若普通 V 带传动的包角 α_1 和带长 L_d 不符合上述规定条件,则应对查出的 P_1 和 ΔP_1 进行修正。单根 V 带的许用功率为

$$[P_1] = (P_1 + \Delta P_1) K_a K_L \quad (1-1)$$

式中, K_a ——包角系数,按实际包角 α_1 查表 1-5;

K_L ——长度系数,按实际基准长度 $L_{d\alpha}$ 查表 1-2。

表 1-5 包角系数 K_α

小轮包角 α_1	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°
K_α	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89	0.88	0.86	0.84	0.82

2. 普通 V 带传动的计算步骤和参数选择

通常我们需要根据一些已知条件,如:传动用途、载荷性质、传递的名义功率 P 、带轮转速、对传动外廓尺寸要求等,来选择确定所用 V 带的型号、长度和根数,V 带轮的结构及尺寸,V 带传动的中心距,初拉力和 V 带作用于轴上的力等。

V 带传动的计算步骤如下。

(1) 确定计算功率 P_d ,选择 V 带型号

根据所选 V 带传动的使用场合及工况条件的差异,引入工况系数 K_A 对名义传递功率 P 加以修正,即为计算功率值 P_d (kW)。

$$P_d = K_A P \tag{1-2}$$

式中, K_A —— 工况系数,见表 1-6。

表 1-6 工况系数 K_A

载荷性质	工 作 机	原 动 机					
		空、轻载起动			重载起动		
		每天工作小时/h					
		< 10	10 ~ 16	> 16	< 10	10 ~ 16	> 16
载荷变动微小	液体搅拌机、通风机和鼓风机(≤7.5 kW)、 离心式水泵和压缩机、轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀负荷)、通风机 (>7.5 kW)、旋转式水泵和压缩机 (非离心式)、发动机、金属切削机床、 旋转筛、饭厅木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷为动较大	制砖机、斗式提升机、往复式水泵 和压缩机、起重机、磨粉机、冲剪机床、 橡胶机械、振动筛、纺织机械、 重载输送机	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载荷变化很大	破碎机(旋转式、颚式等)、 磨碎机(球磨、棒磨、管磨)	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注:1. 空、轻载起动——电动机 (交流起动、三角起动、直流并励)、四缸以上的内燃机、装有离心式离合器、液力联轴器的动力机。
2. 重载起动——电动机 (联机交流起动、直流复励或串励)、四缸以下的内燃机。
3. 反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合, K_A 应乘 1.2。