



“十四五”职业教育国家规划教材

高等职业教育系列教材

# 机械基础

基于工作过程的项目化教材

主编 何秋梅

- 项目引领，任务驱动
- 理实一体、学做合一
- 新增计算机辅助设计技术



电子课件下载网址 [www.cmpedu.com](http://www.cmpedu.com)



机械工业出版社  
CHINA MACHINE PRESS



[自我评估] .....	72	[相关知识链接] .....	142
项目 2 机械传动装置设计 (载体: 带式输送机) .....	74	2.4.1 轴的概述 .....	142
[项目任务描述] .....	74	2.4.2 轴的结构设计 .....	144
任务 2.1 机械动力与传动系统设计 .....	75	2.4.3 轴的强度计算 .....	147
[相关知识链接] .....	75	[任务实施] .....	149
2.1.1 分析与拟定传动方案 .....	75	[自我评估] .....	154
2.1.2 选择电动机 .....	77	任务 2.5 轴毂联接与联轴器 .....	155
2.1.3 传动装置总传动比及各级传动比的分配 .....	80	[相关知识链接] .....	156
2.1.4 传动装置的运动和动力参数的计算 .....	80	2.5.1 轴毂联接 .....	156
[任务实施] .....	82	2.5.1.1 键联接 .....	156
[自我评估] .....	85	2.5.1.2 花键联接 .....	159
任务 2.2 带传动设计和链传动 .....	85	2.5.2 联轴器 .....	160
[相关知识链接] .....	85	[任务实施] .....	164
2.2.1 带传动设计 .....	86	[自我评估] .....	165
2.2.1.1 带传动概述 .....	86	任务 2.6 轴承的选用与校核 .....	166
2.2.1.2 带传动的工作情况分析 .....	88	[相关知识链接] .....	166
2.2.1.3 V 带传动选用计算 .....	92	2.6.1 滚动轴承 .....	167
2.2.1.4 V 带轮材料和结构 .....	96	2.6.1.1 滚动轴承的结构、类型和代号 .....	167
2.2.1.5 带传动的张紧 .....	98	2.6.1.2 滚动轴承的设计计算 .....	170
2.2.2 链传动——拓展知识 .....	99	2.6.1.3 滚动轴承部件结构设计 .....	174
[任务实施] .....	101	2.6.1.4 滚动轴承的润滑和密封 .....	176
[自我评估] .....	103	2.6.2 滑动轴承简介 .....	178
任务 2.3 齿轮传动系统设计 .....	104	[任务实施] .....	179
[相关知识链接] .....	104	[自我评估] .....	181
2.3.1 齿轮传动设计 .....	104	任务 2.7 带式输送机的三维 CAD 总装设计与仿真 .....	182
2.3.1.1 齿轮传动与渐开线 .....	104	[相关知识链接] .....	182
2.3.1.2 渐开线齿轮各部分的名称及尺寸 .....	108	[任务实施] .....	182
2.3.1.3 渐开线直齿圆柱齿轮的啮合 .....	111	[自我评估] .....	187
2.3.1.4 渐开线齿轮齿廓的切削加工 .....	112	项目 3 机械零件的制造 (载体: 减速器) .....	188
2.3.1.5 斜齿圆柱齿轮传动 .....	115	[项目任务描述] .....	188
2.3.1.6 锥齿轮传动 .....	118	任务 3.1 典型零件的选材与热处理 .....	190
2.3.1.7 齿轮传动设计 .....	119	[相关知识链接] .....	190
2.3.2 蜗杆传动——拓展知识 .....	131	3.1.1 金属材料的力学性能 .....	191
2.3.3 轮系——拓展知识 .....	132	3.1.1.1 强度与塑性 .....	191
[任务实施] .....	136	3.1.1.2 硬度 .....	193
[自我评估] .....	140	3.1.1.3 冲击韧性 .....	195
任务 2.4 轴的结构设计 .....	142	3.1.1.4 疲劳强度 .....	195
		3.1.2 铁碳合金 .....	196
		3.1.2.1 铁碳合金的基本组织与相图 .....	196

[自我评估]

- 1. 原动机的选择主要有哪几个方面的内容？
- 2. 在选择电动机的额定转速时主要考虑哪些因素？
- 3. 机械传动的特性参数主要有哪些？
- 4. 机械传动系统的作用是什么？选择传动类型的基本原则有哪些？
- 5. 将传动系统的总传动比合理分配至各级传动机构时，需要考虑哪些问题？
- 6. 如图 2-1-5 所示带式输送机传动装置，已知滚筒直径  $D = 400\text{mm}$ ，输送带速度  $v = 1.4\text{m/s}$ ，带的有效拉力  $F = 3000\text{N}$ ，滚筒效率  $\eta_{\text{卷}} = 0.97$ （包括轴承），长期连续工作，单向转动。试：选择合适的电动机；计算传动装置的总传动比，并分配各级传动比；计算传动装置中各轴的运动和动力参数。

任务 2.2 带传动设计和链传动

任务目标	<div>1. 了解带传动的类型、工作原理、特点及应用。</div> <div>2. 熟悉 V 带与 V 带轮的结构、规格与基本尺寸。</div> <div>3. 掌握带传动的工作情况分析——受力分析、应力分析、弹性滑动和打滑。</div> <div>4. 掌握带传动的失效形式、设计准则和设计方法，能够完成一般 V 带传动的设计计算。</div> <div>5. 了解链传动的特点与应用。</div> <div>6. 激发学生的好奇心和学习兴趣，挖掘学生的求知欲和创造欲，树立其自信心。</div>																
工作任务内容	<div>对项目任务描述中的带式输送机进行 V 带传动的结构设计。</div> <div>1. 根据项目任务描述可知，带传动直接联接电动机，根据任务 2.1 确定的电动机型号和带传动运动参数与传动比数据进行带传动设计。</div> <div>2. 工作条件见项目任务描述</div> <div>3. 设计 V 带传动时，原始数据和已知条件有：原动机种类、带传动的用途和工况条件、所需传递的功率 <math>P_1</math>，小带轮转速 <math>n_1</math>、大带轮转速 <math>n_2</math> 或传动比 <math>i</math>、带传动外廓尺寸要求等。</div> <div>4. 设计需确定的主要内容是：V 带型号、长度和根数，V 带传动的中心距，V 带作用于轴上的压力，V 带轮材料、结构尺寸、工作图等。</div>																
基本工作思路	<div>1. 制定工作方案：完成任务的方法、进度、具体分工情况等。</div> <div>2. 获取相关知识：掌握完成本项工作任务所需要的理论知识，比如，带传动的工作情况分析、V 带传动选用计算、V 带轮材料和结构、带传动的使用和维护。学会相关标准中图表的应用。</div> <div>3. 拆装分析：拆装输送机的结构，观察带传动的工作过程。</div> <div>4. 运动分析：使机构运动，分析传动力及受力特点，分析失效形式。</div> <div>5. 带传动设计：确定计算功率、选择 V 带型号、确定带轮基准直径、验算 V 带速度、初定中心距、确定带的基准长度、计算实际中心距、验算小带轮包角、确定 V 带的根数、计算初拉力、计算带作用在轴上的力。以表格的形式整理出设计结果，如下所示：</div> <table><tr><td>带型号</td><td>带长</td><td>带根数</td><td>中心距</td><td>带轮基准直径</td><td>压轴力</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table> <div>6. 带轮的结构设计：带轮结构图和尺寸的确定，画出大、小带轮的工作图和零件图，并给出技术要求。</div> <div>7. 编制设计说明书，并将自己的总结与现有的经验知识进行对比。</div> <div>8. 成果展示与检查评估。</div>					带型号	带长	带根数	中心距	带轮基准直径	压轴力						
带型号	带长	带根数	中心距	带轮基准直径	压轴力												
成果评定（60%）		学习过程评价（30%）		团队合作评价（10%）													

[相关知识链接]

带传动和链传动是一种较为常用的、低成本的动力传动装置。它们都是通过挠性传动



件, 在两个或多个传动轮之间传递运动和动力。

它们具有许多优点, 如可在具有较大中心距的两轴间传递运动和动力而不必担心机构过于笨重; 设计人员在布置电动机时, 无须精确固定电动机的空间位置便可以非常自由地选择合适的安装位置。

## 2.2.1 带传动设计

### 2.2.1.1 带传动概述

#### 1. 带传动的工作原理和类型

带传动是一种常用的机械传动装置。按传动原理不同, 带传动分为摩擦型带传动和啮合型带传动两大类, 其中最常见的是摩擦型带传动。摩擦型带传动是靠带与带轮间的摩擦力传递运动和动力的, 如图 2-2-1 所示; 啮合型带传动是靠带齿与轮齿的啮合传递运动和动力的, 如图 2-2-2 所示。

摩擦型带传动通常由主动轮、从动轮和传动带组成。传动带以一定的初拉力  $F_0$  紧套在带轮上, 在  $F_0$  的作用下, 带与带轮的接触面间产生正压力, 当主动轮回转时, 接触面间产生摩擦力, 主动轮靠摩擦力使传动带与其一起运动。同时, 传动带靠摩擦力驱使从动轮与其一起转动, 从而主动轴上的运动和动力通过传动带传递给了从动轴。

摩擦型带传动中, 传动带按截面形状, 又可分为平带、V 带、多楔带和圆带等, 如图 2-2-3 所示。

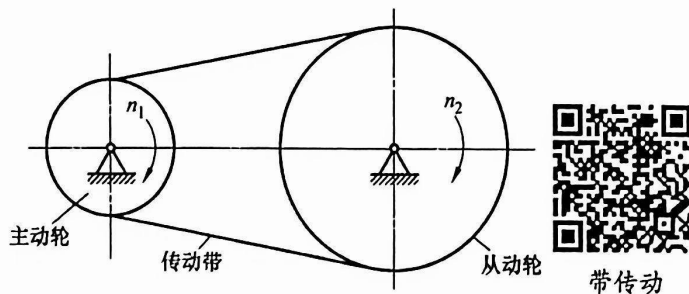


图 2-2-1 摩擦型带传动

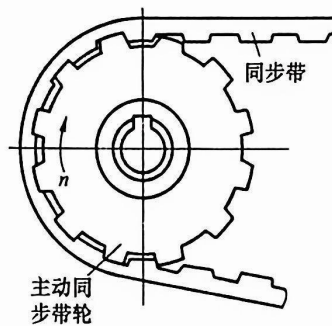


图 2-2-2 啮合型带传动

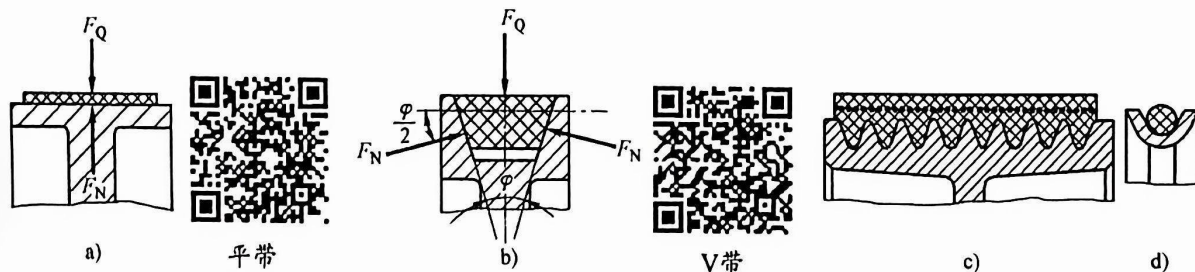


图 2-2-3 按传动带的横截面形状分类

a) 平带 b) V带 c) 多楔带 d) 圆带

在相同张紧力和相同摩擦系数的条件下, V 带产生的摩擦力要比平带的摩擦力要大, 所以 V 带传动能力强, 结构更紧凑, 在机械传动中应用最广泛。V 带按其宽度和高度相对尺寸的不同, 又分为普通 V 带、窄 V 带、宽 V 带、汽车 V 带、齿形 V 带、大楔角 V 带等多种



类型。目前，普通 V 带应用最广。多楔带相当于平带与多根 V 带的组合，兼有两者的优点，多用于结构要求紧凑的大功率传动中。

## 2. 带传动的特点和应用

摩擦型带传动的主要特点如下：

- 1) 结构简单，制造和安装的精度要求低，使用维护方便，成本低。
- 2) 适合于主、从动轴间中心距较大的传动。
- 3) 传动带具有弹性和挠性，可吸收振动并缓和冲击，从而使传动平稳、噪声小。
- 4) 过载时，传动带与带轮间可发生相对打滑，能防止薄弱零件的损坏，起安全保护作用。
- 5) 传动带需张紧在带轮上，张紧力会产生较大的压轴力，使轴和轴承承受的压力较大，传动带寿命降低。
- 6) 由于有弹性滑动存在，故不能保证准确的传动比，
- 7) 外廓尺寸大，传动效率较低，一般为 0.94~0.97。

根据上述特点，摩擦型带传动多用于：①中、小功率传动（通常不大于 100kW）；②原动机输出轴的第一级传动（工作速度一般为 5~25m/s）；③传动比要求不十分准确、中心距较大、要求平稳的场合。

啮合型带传动的主要特点是：无滑动，能保证准确传动比；过载时带会出现打滑，具有过载保护作用；需要的初拉力小，轴上受力也小；效率高达 0.98，适宜的速度高，传递的功率较大；安装时对中心距要求严格，价格较高。在数控机床、纺织机械、印刷机械及计算机中应用较多。

## 3. V 带结构

普通 V 带的截面结构包括顶胶（拉伸层）、抗拉体（强力层）、底胶（压缩层）和包布层，如图 2-2-4 所示。当带绕过带轮时，顶胶受拉而伸长，故称拉伸层；底胶受压缩短，故称压缩层。包布层用橡胶帆布制成，用于保护 V 带；拉伸层和压缩层均由橡胶制成。强力层又分为帘布芯结构（图 2-2-4a）和绳芯结构（图 2-2-4b）两种。其中，帘布芯结构的 V 带制造方便，抗拉强度好；而绳芯结构的 V 带柔韧性好，抗弯强度高，适用于带轮直径小、转速较高的场合。窄 V 带（图 2-2-4c）是采用涤纶等合成纤维做强力层的新型 V 带。与普通 V 带相比，当高度  $h$  相同时，窄 V 带的顶宽  $b$  约可缩小 1/3，它的顶部呈弓形，侧面（工作面）呈内凹曲线形，承载能力显著地高于普通 V 带，适用于传递大功率且要求结构紧凑的场合。

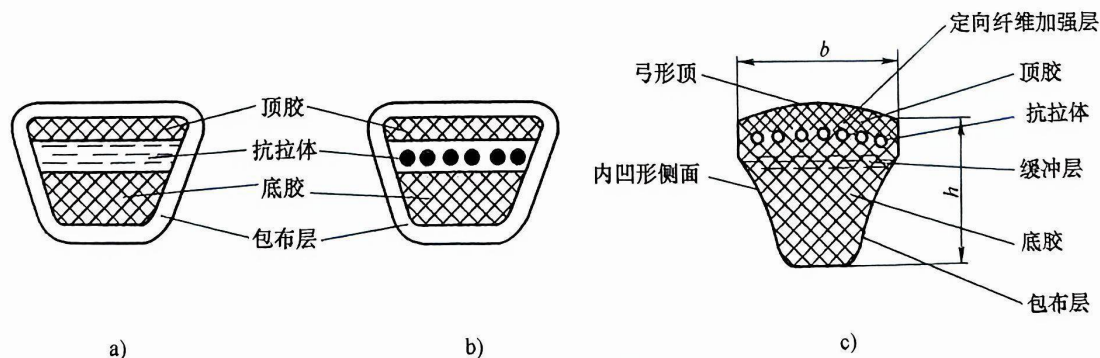


图 2-2-4 V 带的结构

## 4. 普通 V 带的型号和基本尺寸

按截面尺寸的不同, 我国的普通 V 带分为 Y、Z、A、B、C、D、E 七种型号, 其截面基本尺寸见表 2-2-1。

表 2-2-1 普通 V 带截面基本尺寸

带型	Y	Z	A	B	C	D	E
$b/\text{mm}$	6	10	13	17	22	32	38
$b_p/\text{mm}$	5.3	8.5	11	14	19	27	32
$h/\text{mm}$	4	6	8	11	14	19	23
$q/(\text{kg/m})$	0.023	0.060	0.105	0.170	0.300	0.630	0.970
$\varphi = 40^\circ$							

国家标准规定, 普通 V 带的长度用基准长度  $L_d$  表示。普通 V 带的基准长度系列及其带长修正系数见表 2-2-2。

表 2-2-2 普通 V 带的基准长度系列及其带长修正系数

Y $L_d$	$K_L$	Z $L_d$	$K_L$	A $L_d$	$K_L$	B $L_d$	$K_L$	C $L_d$	$K_L$	D $L_d$	$K_L$	E $L_d$	$K_L$
200	0.81	405	0.87	630	0.81	930	0.83	1565	0.82	2740	0.82	4660	0.91
224	0.82	475	0.90	700	0.83	1000	0.84	1760	0.85	3100	0.86	5040	0.92
250	0.84	530	0.93	790	0.85	1100	0.86	1950	0.87	3330	0.87	5420	0.94
280	0.87	625	0.96	890	0.87	1210	0.87	2195	0.90	3730	0.90	6100	0.96
315	0.89	700	0.99	990	0.89	1370	0.90	2420	0.92	4080	0.91	6850	0.99
355	0.92	780	1.00	1100	0.91	1560	0.92	2715	0.94	4620	0.94	7650	1.01
400	0.96	920	1.04	1250	0.93	1760	0.94	2880	0.95	5400	0.97	9150	1.05
450	1.00	1080	1.07	1430	0.96	1950	0.97	3080	0.97	6100	0.99	12230	1.11
500	1.02	1330	1.13	1550	0.98	2180	0.99	3520	0.99	6840	1.02	13750	1.15
		1420	1.14	1640	0.99	2300	1.01	4060	1.02	7620	1.05	15280	1.17
		1540	1.54	1750	1.00	2500	1.03	4600	1.05	9140	1.08	16800	1.19
				1940	1.02	2700	1.04	5380	1.08	10700	1.13		
				2050	1.04	2870	1.05	6100	1.11	12200	1.16		
				2200	1.06	3200	1.07	6815	1.14	13700	1.19		
				2300	1.07	3600	1.09	7600	1.17	15200	1.21		
				2480	1.09	4060	1.13	9100	1.21				
				2700	1.10	4430	1.15	10700	1.24				
						4820	1.17						
						5370	1.20						
						6070	1.24						

## 2.2.1.2 带传动的工作情况分析

## 1. 带传动的受力分析

靠摩擦力传递运动和动力的带传动, 不工作时, 主动轮上的驱动转矩  $T_1 = 0$ , 带轮两边传动带所受的拉力均为初拉力  $F_0$ , 如图 2-2-5a 所示。而工作时, 主动轮上的驱动转矩  $T_1 > 0$ , 当主动轮转动时, 在摩擦力的作用下, 带绕入主动轮的一边被进一步拉紧, 称为紧边, 其所受拉力由  $F_0$  增大到  $F_1$ , 而带的另一边则被放松, 称为松边, 其所受拉力由  $F_0$  降到  $F_2$ , 如图 2-2-5b 所示。 $F_1$ 、 $F_2$  分别称为带的紧边拉力和松边拉力。

当取主动轮一端的带为分离体时, 根据作用于带上的总摩擦力  $\Sigma F_f$  及紧边拉力  $F_1$  与松边拉力  $F_2$  对轮心  $O_1$  的力矩平衡条件, 可得

$$\Sigma F_f = F_1 - F_2 \quad (2-9)$$



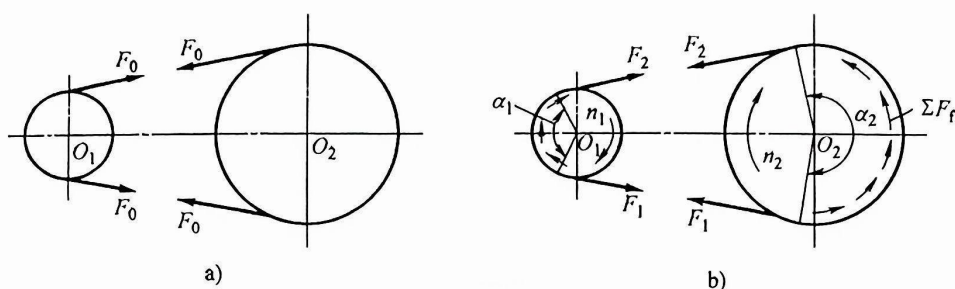


图 2-2-5 传动的受力分析

而带的紧边、松边的拉力之差就是带传递的有效圆周力  $F$ , 即

$$F = F_1 - F_2 \quad (2-10)$$

显然  $F = \Sigma F_f$ , 由图 2-2-5b 可以看出有效圆周力不是作用在某一固定点的集中力, 而是带与带轮接触弧上各点摩擦力的总和。

有效圆周力  $F$  (N)、带速  $v$  (m/s) 和带传递功率  $P$  (kW) 之间的关系为

$$P = \frac{Fv}{1000} \quad (2-11)$$

由式 (2-11) 可知, 当带速一定时, 传递的功率越大, 所需要的摩擦力也越大。

若假设带在工作前后总长度不变, 则带工作时, 其紧边的伸长增量等于松边的缩短量。由于带工作在弹性变形范围, 且忽略离心力的影响, 则可近似认为紧边拉力的增量等于松边拉力的减量, 即

$$\left. \begin{aligned} F_1 - F_0 &= F_0 - F_2 \\ F_1 + F_2 &= 2F_0 \end{aligned} \right\} \quad (2-12)$$

当带与带轮的摩擦处于即将打滑而尚未打滑的临界状态时,  $F_1$  与  $F_2$  的关系可用著名的欧拉公式表示, 即

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha} \quad (2-13)$$

式中  $\alpha$ ——带轮上的包角 (rad), 如图 2-2-5b 所示;

$f$ ——带与带轮之间的摩擦系数 (对 V 带传动用当量摩擦系数  $f_v$ )。

将式 (2-12) 和式 (2-13) 联立求解, 可得传动带所能传递的最大有效圆周力  $F_{\max}$ , 即

$$F_{\max} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (2-14)$$

## 2. 传动带的应力分析

(1) 由紧边和松边拉力产生的应力

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{F_1}{A} \\ \sigma_2 &= \frac{F_2}{A} \end{aligned} \right\} \quad (2-15)$$

式中  $\sigma_1$ ——紧边拉应力 (MPa);

$\sigma_2$ ——松边拉应力 (MPa);

$A$ ——传动带的横截面积 ( $\text{mm}^2$ )。

$\sigma_1$ 和 $\sigma_2$ 值不相等,带绕过主动轮时,拉力产生的应力由 $\sigma_1$ 逐渐降为 $\sigma_2$ ,绕过从动轮时又由 $\sigma_2$ 逐渐增大到 $\sigma_1$ 。

(2) 由离心力产生的应力 带绕过带轮做圆周运动时,由于本身质量将产生离心力,为平衡离心力在带内引起离心拉力 $F_c$ 及相应的拉应力 $\sigma_c$ ,设带以速度 $v$  ( $\text{m/s}$ )绕带轮运动,带中的离心拉应力 $\sigma_c$ 为

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A} \quad (2-16)$$

式中  $q$ ——带每米长度的质量 ( $\text{kg/m}$ ),其值见表 2-2-1。

离心力引起的拉应力作用在带的全长上,且各处大小相等。

(3) 由带弯曲产生的应力 带绕过带轮时发生弯曲(图 2-2-6),产生弯曲应力 $\sigma_b$ (只发生在绕在带轮的部分上),由材料力学公式可得

$$\sigma_b = E \frac{h'}{\rho} \quad (2-17)$$

式中  $E$ ——带材料的弹性模量 ( $\text{MPa}$ );

$\rho$ ——曲率半径 ( $\text{mm}$ ),对 V 带有  $\rho = \frac{d_d}{2}$ ,  $d_d$  为带轮基准直径;

$h'$ ——其值等于  $h_a$ , 可查 GB/T 10412—2012 选取。

由式 (2-17) 可见,带轮直径越小,带越厚,弯曲应力越大。

带中各截面上的应力大小,如用自该处所作的径向线(即把应力相位旋转  $90^\circ$ )长短可画成如图 2-2-7 所示的应力分布图。可见,带在工作中所受的应力是变化的,最大应力由紧边进入小带轮处,其值为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \quad (2-18)$$

在一般情况下,弯曲应力最大,离心应力较小。离心应力随带速的增加而增加。

显然,处于变应力状态下工作的传动带,当应力循环次数达到某一值后,带将发生疲劳破坏。

### 3. 带传动的弹性滑动

带工作时,如带不伸长,主动轮和从动轮的圆周速度 $v_1$ 和 $v_2$ 将与带的线速度相等,即

$$\begin{cases} v_1 = v_2 = v_0 \\ v_1 = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \\ v_2 = \frac{\pi d_{d2} n_2}{60 \times 1000} \end{cases} \quad (2-19)$$

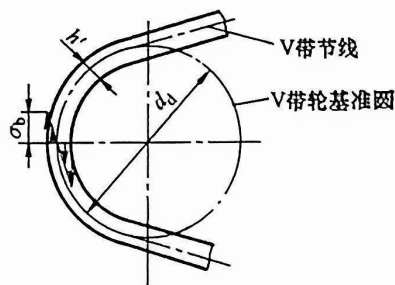


图 2-2-6 带的弯曲应力

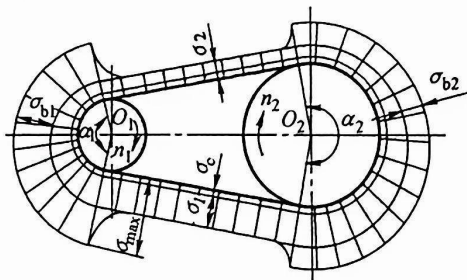


图 2-2-7 带工作时应力变化



则理论传动比  $i$  为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \quad (2-20)$$

式中  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$ ——带轮的基准直径 (mm);

$n_1$ 、 $n_2$ ——主、从动轮的转速 (r/min)。

实际上带是有弹性的,受拉力后将产生弹性伸长,拉力越大,伸长量越大;反之越小。带工作时,由于紧边拉力  $F_1$  大于松边拉力  $F_2$ ,因此紧边的伸长量将大于松边的伸长量。在图 2-2-8 中,当带的紧边在  $a$  点进入主动轮时,带速与带轮圆周速度相等,皆为  $v_1$ 。带随带轮由  $a$  点转到  $b$  点离开带轮时,其拉力逐渐由  $F_1$  减小到  $F_2$ ,从而使带的弹性伸长量也相应地

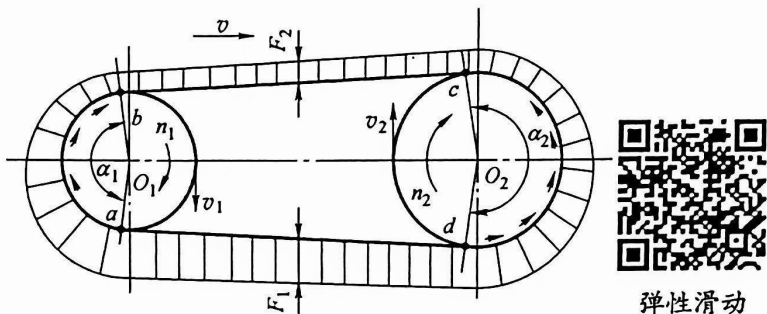


图 2-2-8 带传动中的弹性滑动

减小,也即带相对带轮向后缩小一点,这就使带速逐渐落后于带轮圆周速度  $v_1$ ,到  $b$  点后带速降到  $v_2$ ,同理,当带绕过从动轮时(由  $c$  点到  $d$  点),带所受的拉力由  $F_2$  逐渐增大到  $F_1$ ,其弹性伸长量逐渐增加,致使带相对带轮向前移动一点,带速逐渐大于从动轮圆周速度,即  $v_2 < v < v_1$ 。这种由于带的弹性变形而引起带与带轮之间的相对滑动现象称为弹性滑动。弹性滑动是带传动中不可避免的现象,是正常工作时固有的特性。

弹性滑动会引起下列后果:

1) 从动轮的圆周速度总是落后于主动轮的圆周速度,并随载荷变化而变化,导致此传动的传动比不准确。

2) 损失一部分能量,降低了传动效率,会使带的温度升高,并引起传动带磨损。由于弹性滑动引起从动轮圆周速度低于主动轮圆周速度,其相对降低率通常称为带传动滑动系数或滑动率,用  $\varepsilon$  表示,即

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\% \\ &= \frac{\pi d_{d1} n_1 - \pi d_{d2} n_2}{\pi d_{d1} n_1} = \frac{d_{d1} n_1 - d_{d2} n_2}{d_{d1} n_1} \end{aligned} \quad (2-21)$$

这样,计入弹性滑动时的从动轮转速  $n_2$  与主动轮转速  $n_1$  的关系应为

$$\left. \begin{aligned} i &= \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\varepsilon)} \\ n_2 &= \frac{d_{d1}}{d_{d2}}(1-\varepsilon)n_1 \end{aligned} \right\} \quad (2-22)$$

由于滑动率随所传递载荷的大小而变化,不是一个定值,故带传动的传动比亦不能保持准确值。带传动正常工作时,其滑动率  $\varepsilon \approx 1\% \sim 2\%$ ,在一般情况下可以不予考虑。

#### 4. 打滑现象

带传动是靠摩擦工作的,在初拉力  $F_0$  一定时,当传递的有效圆周力  $F$  超过带与带轮间

的极限摩擦力时,带就会在带轮轮面上发生明显的全面滑动,这种现象称为打滑。当传动出现打滑现象时,虽然主动轮仍在继续转动,但从动轮及传动带有较大的速度损失,使带传动处于不稳定状态,甚至完全不动。由于大带轮上的包角大于小带轮的包角,由式(2-14)可知,打滑总是在小带轮上首先开始的。打滑是一种有害现象,它将使传动失效并加剧带的磨损。因此,在正常工作时,应避免打滑现象。

### 5. 带的疲劳破坏

带在工作时的应力随着带的运转而变化,是交变应力。转速越高、带越短,单位时间内带绕过带轮的次数越多,带的应力变化就越频繁。长时期工作,传动带在交变应力的反复作用下会产生脱层、撕裂,最后导致疲劳断裂,从而使传动失效。

#### 2.2.1.3 V带传动选用计算

##### 1. 设计准则

由于带传动的主要失效形式是打滑和疲劳破坏,因此带传动的设计准则是:在保证带传动不打滑的条件下,使V带具有一定的疲劳强度。

##### 2. 单根V带额定功率

单根V带所能传递的功率与带的型号、长度、带速、带轮直径、包角大小以及载荷性质等有关。为了便于设计,测得在载荷平稳、包角为 $180^\circ$ 及特定长度的实验条件下,单根V带在保证不打滑并具有一定寿命时所能传递的功率 $P_1$  (kW),称为额定功率。表2-2-3和表2-2-4列出了B型V带和C型V带的单根基准额定功率。

表 2-2-3 B型V带单根基准额定功率 $P_1$ 和功率增量 $\Delta P_1$

$n_1 /$ (r/min)	$d_{d1} / \text{mm}$								$i$ 或 $1/i$											$v /$ (m/s)
	125	140	160	180	200	224	250	280	1 ~ 1.01	1.02~ 1.04	1.05~ 1.08	1.09~ 1.12	1.13~ 1.18	1.19~ 1.24	1.25~ 1.34	1.35~ 1.51	1.52~ 1.99	$\geq 2.00$		
	$P_1 / \text{kW}$								$\Delta P_1 / \text{kW}$											
200	0.48	0.59	0.74	0.88	1.02	1.19	1.37	1.58	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	5	
400	0.84	1.05	1.32	1.59	1.85	2.17	2.50	2.89	0.00	0.01	0.03	0.04	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	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22	10	
800	1.44	1.82	2.32	2.81	3.30	3.86	4.46	5.13	0.00	0.03	0.06	0.08	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	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30	15	
1200	1.93	2.47	3.17	3.85	4.50	5.26	6.04	6.90	0.00	0.04	0.08	0.13	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	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.40	0.46	20	
1600	2.33	3.00	3.86	4.68	5.46	6.33	7.20	8.13	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.39	0.45	0.51		
1800	2.50	3.23	4.15	5.02	5.83	6.73	7.63	8.46	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.51	0.57	25	
2000	2.64	3.42	4.40	5.30	6.13	7.02	7.87	8.60	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63		
2200	2.76	3.58	4.60	5.52	6.35	7.19	7.97	8.53	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.46	0.54	0.62	0.70	30	
2400	2.85	3.70	4.75	5.67	6.47	7.25	7.89	8.22	0.00	0.08	0.17	0.25	0.24	0.42	0.51	0.59	0.68	0.76		
2800	2.96	3.85	4.89	5.76	6.43	6.95	7.14	6.80	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.79	0.89	40	
3200	2.94	3.83	4.8	5.52	5.95	6.05	5.60	4.26	0.00	0.11	0.23	0.34	0.45	0.56	0.68	0.79	0.90	1.01		
3600	2.80	3.63	4.46	4.92	4.98	4.47	3.12	—	0.00	0.13	0.25	0.38	0.51	0.63	0.76	0.89	1.01	1.14		
4000	2.51	3.24	3.82	3.92	3.47	2.14	—	—	0.00	0.14	0.28	0.42	0.56	0.70	0.84	0.99	1.13	1.27		
4500	1.93	2.45	2.59	2.04	0.73	—	—	—	0.00	0.16	0.32	0.48	0.63	0.79	0.95	1.11	1.27	1.43		
5000	1.09	1.29	0.81	—	—	—	—	—	0.00	0.18	0.36	0.53	0.71	0.89	1.07	1.24	1.42	1.60		



表 2-2-4 C 型 V 带单根基准额定功率  $P_1$  和功率增量  $\Delta P_1$ 

$n_1 /$ (r/min)	$d_{d1} / \text{mm}$								$i$ 或 $1/i$										$v /$ (m/s) $\approx$
	200	224	250	280	315	355	400	450	1 ~ 1. 01	1.02~ 1. 04	1.05~ 1. 08	1.09~ 1. 12	1.13~ 1. 18	1.19~ 1. 24	1.25~ 1. 34	1.35~ 1. 51	1.52~ 1. 99	$\geq 2.00$	
	$P_1 / \text{kW}$								$\Delta P_1 / \text{kW}$										
200	1.39	1.70	2.03	2.42	2.84	3.36	3.91	4.51	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	5
300	1.92	2.37	2.85	3.40	4.04	4.75	5.54	6.40	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	10
400	2.41	2.99	3.62	4.32	5.14	6.05	7.06	8.20	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35	
500	2.87	3.58	4.33	5.19	6.17	7.27	8.52	9.80	0.00	0.05	0.10	0.15	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	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53	15
700	3.69	4.64	5.64	6.76	8.09	9.50	11.02	12.63	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62	20
800	4.07	5.12	6.23	7.52	8.92	10.46	12.10	13.80	0.00	0.08	0.16	0.23	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	0.00	0.09	0.19	0.27	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	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.70	0.82	0.94	1.06	25
1450	5.84	7.45	9.04	10.72	12.46	14.12	15.53	16.47	0.00	0.14	0.28	0.42	0.58	0.71	0.85	0.99	1.14	1.27	30
1600	6.07	7.75	9.38	11.06	12.72	14.19	15.24	15.57	0.00	0.16	0.31	0.47	0.63	0.78	0.94	1.10	1.25	1.41	35
1800	6.28	8.00	9.63	11.22	12.67	13.73	14.08	13.29	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.88	1.06	1.23	1.41	1.59	40
2000	6.34	8.06	9.62	11.04	12.14	12.59	11.95	9.64	0.00	0.20	0.39	0.59	0.78	0.98	1.17	1.37	1.57	1.76	
2200	6.26	7.92	9.34	10.48	11.08	10.70	8.75	4.44	0.00	0.22	0.43	0.65	0.86	1.08	1.29	1.51	1.72	1.94	
2400	6.02	7.57	8.75	9.50	9.43	7.98	4.34	—	0.00	0.23	0.47	0.70	0.94	1.18	1.41	1.65	1.88	2.12	
2600	5.61	6.93	7.85	8.08	7.11	4.32	—	—	0.00	0.25	0.51	0.76	1.02	1.27	1.53	1.78	2.04	2.29	
2800	5.01	6.08	6.56	6.13	4.16	—	—	—	0.00	0.27	0.55	0.82	1.10	1.37	1.64	1.92	2.19	2.47	
3200	3.23	3.57	2.93	—	—	—	—	—	0.00	0.31	0.61	0.91	1.22	1.53	1.63	2.14	2.44	2.75	

当实际使用条件与实验条件不符合时,此值应当加以修正,修正后即得实际工作条件下单根 V 带所能传递的功率  $[P]$  为

$$[P] = (P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L \quad (2-23)$$

式中  $K_\alpha$ ——包角修正系数,考虑不同包角对传动能力的影响,其值见表 2-2-5;

$K_L$ ——带长修正系数,考虑不同带长对传动能力的影响,其值见表 2-2-2;

$\Delta P_1$ ——功率增量 (kW),考虑传动比  $i \neq 1$  时带在大带轮上的弯曲应力较小,从而使  $P_1$  值有所提高,  $\Delta P_1$  值见表 2-2-3 和表 2-2-4。

表 2-2-5 小带轮的包角修正系数  $K_\alpha$ 

包角 $\alpha / (^\circ)$	90	100	110	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180
$K_\alpha$	0.69	0.74	0.78	0.82	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.93	0.95	0.96	0.98	0.99	1.00

### 3. 设计计算的一般步骤和方法

(1) 确定设计功率  $P_d$  设计功率是根据需要传递的名义功率,并考虑载荷性质、原动机类型和每天连续工作的时间长短等因素而确定的,表达式如下

$$P_d = K_A P \quad (2-24)$$

式中  $P$ ——所需传递的名义功率 (kW);

$K_A$ ——工况系数,按表 2-2-6 选取。

(2) 选择带型 V 带的带型可根据设计功率  $P_d$  和小带轮转速  $n_1$  由图 2-2-9 选取。当  $P_d$  和  $n_1$  值坐标交点位于或接近两种型号区域边界处时,可取相邻两种型号同时计算,比较结果,最后选定一种。

表 2-2-6 工况系数  $K_A$ 

工 况		$K_A$					
		空、轻载起动			重载起动		
		每天工作小时数/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动最小	液体搅拌机、通风机和鼓风机 ( $\leq 7.5\text{kW}$ )、离心式水泵和压缩机、轻负荷输送机	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 ( $>7.5\text{kW}$ )、旋转式水泵和压缩机 (非离心式)、发电机、金属切削机床、印刷机、旋转筛、锯木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变动较大	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
载荷变动很大	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. 在反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合，表中  $K_A$  值均应乘以 1.1。

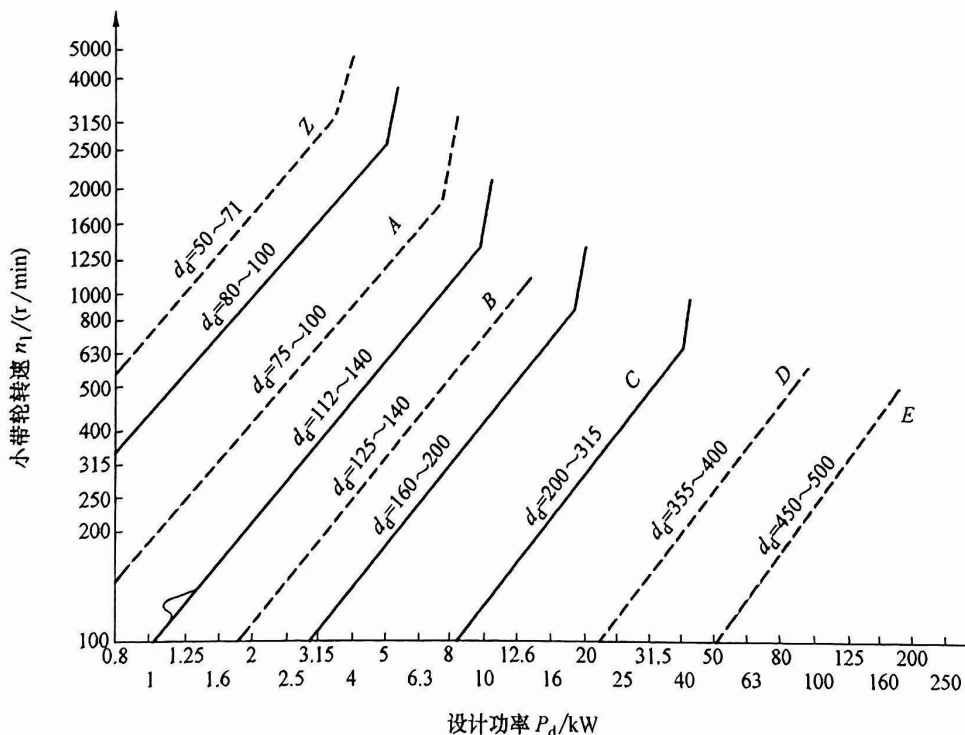


图 2-2-9 普通 V 带选型图

### (3) 确定带轮的基准直径 $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

1) 选取小带轮基准直径  $d_{d1}$ 。如前所述，带轮直径越小，则带的弯曲应力越大，带越容易发生疲劳破坏。V 带轮的最小直径  $d_{d\min}$  见表 2-2-7。选择较小直径的带轮，传动装置外廓尺寸小、重量轻；而带轮直径增大，则可提高带速、减小带的拉力，从而可能减少 V 带的根数，但这样将增大传动尺寸。设计时可参考图 2-2-9 中给出的带轮直径范围按标准取值。



表 2-2-7 带轮的最小基准直径

(单位: mm)

V 带型号	Y	Z	A	B	C	D	E
$d_{\min}$	20	50	75	125	200	355	500

注: 带轮的基准直径系列 (单位为 mm): 20、22.4、25、28、31.5、35.5、40、45、50、53、56、60、63、71、75、80、85、90、95、100、106、112、118、125、132、140、150、160、170、180、190、200、212、224、236、250、265、280、300、315、335、355、375、400、425、450、475、500、530、560、600、630、670、710、750、800、850、900、1000、1060、1120、1250、1350、1400、1500、1600、1700、1800、1900、2000、2120、2240、2360、2500。

2) 验算带的速度。由式 (2-11) 可知, 传递一定功率时, 带速越高, 圆周力越小, 所需带的根数越少, 但带速过大, 带在单位时间内绕过带轮的次数增加, 使疲劳寿命降低。同时, 增加带速会显著地增大带的离心力, 减小带与带轮间接触压力。当带速达到某一数值后, 不利因素将超过有利因素, 致使  $P_1$  降低, 设计时应使  $v \leq v_{\max}$ 。一般在  $v = 5 \sim 25 \text{ m/s}$  内选取, 以  $v = 20 \sim 25 \text{ m/s}$  最有利。对 Y、Z、A、B、C 型普通 V 带  $v_{\max} = 25 \text{ m/s}$ , 对 D、E 型普通 V 带,  $v_{\max} = 30 \text{ m/s}$ 。如  $v > v_{\max}$ , 应减小  $d_d$ 。

3) 确定大带轮的基准直径  $d_{d2}$ 。大带轮基准直径  $d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1}$  计算后也应按表 2-2-7 直径系列值圆整。

当要求传动比精确时, 应将滑动系数  $\varepsilon$  考虑在内来计算带轮直径, 此时  $d_{d2}$  可不圆整。计算公式为

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} (1 - \varepsilon) \quad (2-25)$$

通常取  $\varepsilon = 0.02$ , 其他符号含义同前。

(4) 确定中心距和带长。当中心距较小时, 传动较为紧凑, 但带长也减小, 在单位时间内带绕过带轮的次数增多, 即带内应力循环次数增加, 会降低带的寿命。而中心距过大时则传动的外廓尺寸大, 且高速时容易引起带的颤动, 影响正常工作。

一般推荐按下式初步确定中心距  $a_0$ , 即

$$a_0 = (0.7 \sim 2) (d_{d1} + d_{d2}) \quad (2-26)$$

初选  $a_0$  后, 可根据公式计算 V 带的初选长度  $L_0$

$$L_0 \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2} (d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (2-27)$$

根据初选长度  $L_0$ , 由表 2-2-2 选取与  $L_0$  相近的基准长度  $L_d$ , 作为所选带的长度, 然后就可以计算出实际中心距  $a$ , 即

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} \quad (2-28)$$

考虑到安装调整和带松弛后张紧的需要, 应给中心距留出一定的调整余量。中心距变动范围为

$$\left. \begin{aligned} a_{\min} &= a - 0.015L_d \\ a_{\max} &= a + 0.03L_d \end{aligned} \right\} \quad (2-29)$$

(5) 验算小带轮包角  $\alpha_1$  小带轮包角的计算公式为

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_{d2} - d_{d1})}{a} \times 57.3^\circ \quad (2-30)$$

一般要求  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ , 否则应适当增大中心距或减小传动比, 也可以加张紧轮。

(6) 确定 V 带根数  $z$

$$z = \frac{P_d}{[P]} = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_a K_L} \quad (2-31)$$

式中各符号意义同前。

带的根数  $z$  应圆整, 为使各根带受力均匀, 其根数不宜过多, 一般取  $z = 2 \sim 5$  根为宜, 最多不能超过 8~10 根, 否则应改选型号或加大带轮直径后重新设计。

(7) 计算初拉力  $F_0$ 。初拉力  $F_0$  过小, 则产生的摩擦力小, 传动易打滑。初拉力越大, 带对轮面的正压力和摩擦力也越大; 不易打滑, 即传递载荷的能力越大; 但初拉力过大会增大带的拉应力, 从而降低带的疲劳强度, 同时作用在轴上的载荷也大, 故初拉力的大小应适当。

考虑离心力的影响时, 单根 V 带的初拉力计算公式为

$$F_0 = 500 \frac{P_d}{vz} \left( \frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 \quad (2-32)$$

式中各符号意义同前。

(8) 计算轴上压力  $F_Q$ 。带的张紧对安装带轮的轴和轴承来说, 会影响其强度和寿命, 因此必须确定作用在轴上的径向压力  $F_Q$ 。为了简化计算, 通常不考虑松边、紧边的拉力差, 近似按带两边的初拉力的合力来计算  $F_Q$ 。由图 2-2-10 可知

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

式中各符号的意义同前。

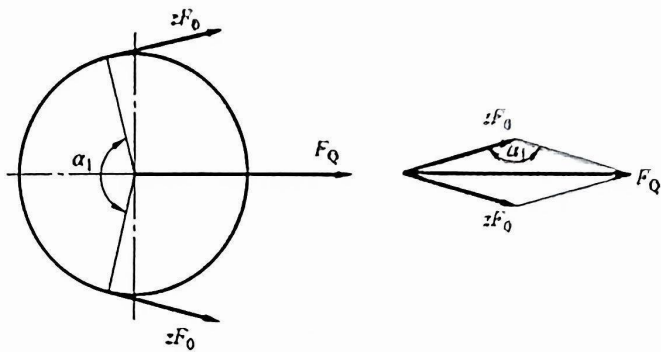


图 2-2-10 作用在带轮轴上的载荷

#### 2.2.1.4 V 带轮材料和结构

带轮通常由 3 部分组成: 轮缘 (用以安装传动带)、轮毂 (与轴联接)、轮辐或腹板 (联接轮缘和轮毂)。对带轮的主要要求是: 质量小且分布均匀; 工艺性好; 与带接触的工作表面要仔细加工, 以减少带的磨损; 转速高时要进行动平衡; 铸造和焊接带轮的内应力要小。

带轮材料常采用灰铸铁、钢、铝合金或工程塑料, 以灰铸铁应用最为广泛, 如 HT150、HT200、HT250。当带速  $v \leq 25 \text{ m/s}$  时, 采用 HT150;  $v > 25 \sim 30 \text{ m/s}$  时, 采用 HT200; 转速较高时可用球墨铸铁或铸钢, 也可用钢板冲压后焊接而成; 小功率传动可采用铸铝或工程塑



料；批量大时，可用压铸铝合金或其他合金。

带轮的典型结构有 4 种，如图 2-2-11 所示。

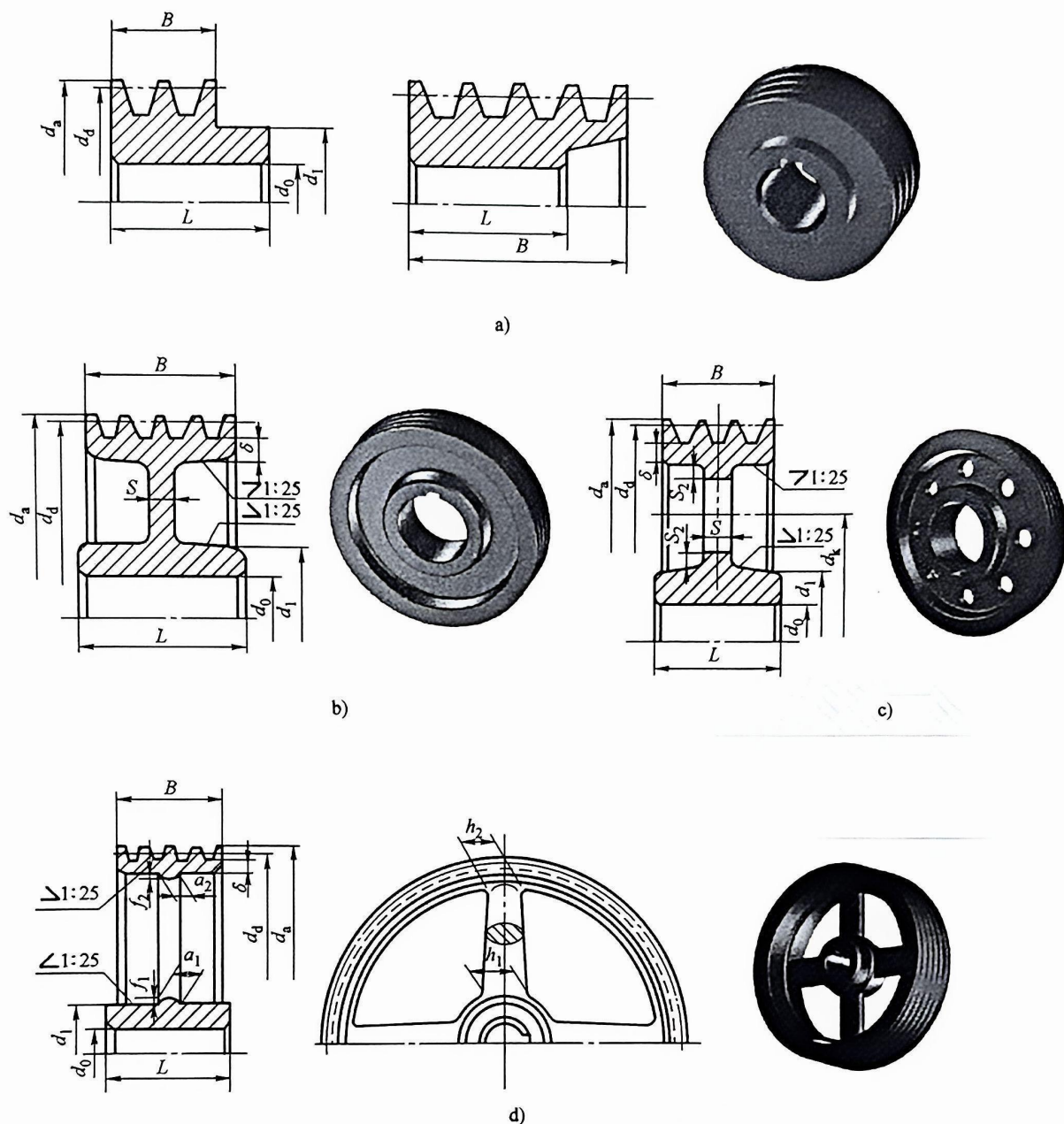


图 2-2-11 带轮的结构

a) 实心轮 b) 腹板轮 c) 孔板轮 d) 椭圆轮辐轮

1) 实心轮用于尺寸较小的带轮： $d_d \leq (2.5 \sim 3)d_0$  时（ $d_0$  为带轮轴孔的直径）。

2) 腹板轮用于中小尺寸的带轮： $d_d \leq 300\text{mm}$ ，且  $(d_d - d_1) \leq 100\text{mm}$  时（ $d_1$  为带轮轮毂的直径）。

3) 孔板轮用于尺寸较大的带轮： $d_d \leq 300\text{mm}$ ，且  $(d_d - d_1) > 100\text{mm}$  时。

4) 椭圆轮辐轮用于尺寸大的带轮： $d_d > 300\text{mm}$  时。

V 带轮的结构设计主要是根据直径大小选择结构形式，根据带型确定轮槽尺寸（表 2-2-9），其他结构尺寸可参考表 2-2-8 中经验公式或根据有关资料确定。

普通 V 带轮两侧面间的夹角是  $40^\circ$ ，带在带轮上弯曲时，由于截面形状的变化使带的楔

角变小。为使带轮槽角适应这种变化, 国标规定普通 V 带轮槽角为  $32^\circ$ 、 $34^\circ$ 、 $36^\circ$ 、 $38^\circ$ 。

表 2-2-8 V 带轮结构

结构尺寸	计算用经验公式							
$d_1$	$d_1 = (1.8 \sim 2) d_0$ ( $d_0$ 为轴的直径)							
$L$	$L = (1.5 \sim 2) d_0$ , 当 $B < 1.5 d_0$ 时, $L = B$							
$d_i$	$d_i = 0.5 [d_d - 2(h_f + \delta) + d_1]$							
$S$	带轮型号	Y	Z	A	B	C	D	E
	$S_{\min}$	6	8	10	14	18	22	28
$h_1$	$h_1 = 290 \sqrt[3]{P/(nm)}$ $P$ —功率(kW); $n$ —转速(r/min); $m$ —轮辐数							
$h_2, a_1, a_2, S_2, f_1, f_2$	$h_2 = 0.8h_1, a_1 = 0.4h_1, a_2 = 0.8a_1, S_2 \geq 0.5S, f_1 = 0.2h_1, f_2 = 0.2h_2$							

表 2-2-9 普通 V 带轮的轮槽尺寸

(单位: mm)

尺寸		槽型						
		Y	Z	A	B	C	D	E
$h_{\min}$		1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
$h_{\text{总 min}}$		4.7	7.0	8.7	10.8	14.3	19.9	23.4
$b_d$		5.3	8.5	11	14	19	27	32
$e$		8	12	15	19	25.5	37	44.5
$f_{\min}$		6	7	9	11.5	16	23	28
$B$		$B = (z-1)e + 2f$ $z$ 为带根数						
$\varphi$	$32^\circ$	$d_d$	$\leq 60$	—	—	—	—	—
	$34^\circ$		—	$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$	$\leq 315$	—
	$36^\circ$		$> 60$	—	—	—	$\leq 475$	$\leq 600$
	$38^\circ$		—	$> 80$	$> 118$	$> 190$	$> 315$	$> 475$

### 2.2.1.5 带传动的张紧

#### 1. 定期张紧装置

定期张紧装置是利用定期改变中心距的方法来调节传动带的初拉力, 使其重新张紧。在水平或倾斜不大的传动中, 可采用图 2-2-12a 所示的滑轨式结构。电动机装在机座的滑轨上, 旋动调节螺钉推动电动机, 调节中心距以控制初拉力, 然后固定。在垂直或接近垂直的传动中, 可以采用图 2-2-12b 所示的摆架式结构, 电动机固定在摆动架上, 通过旋动调节螺钉上的螺母来调节。

#### 2. 自动张紧装置

图 2-2-12c 所示是一种能随外载荷变化而自动调节张紧力大小的装置。它将装有带轮的电动机放在摆动架上, 当带轮传递转矩  $T_1$  时, 在机座上产生反力矩  $T_R$ , 使电动机轴  $O$  绕摆动架轴  $O_1$  向外摆动。工作中传递的圆周力越大, 反力矩  $T_R$  越大; 电动机轴向外摆动的角度越大, 张紧力越大。

#### 3. 张紧轮张紧装置

采用张紧轮进行张紧, 一般用于中心距不可调的情况。因紧边需要的张紧力大, 且张紧轮也容易跳动, 通常张紧轮置于带的松边。图 2-2-12d 所示为用张紧轮进行张紧的机构, 张紧轮压在松边的内侧, 张紧轮应尽量靠近大带轮, 以免小带轮上包角减小过多。图 2-2-12e 所示是张紧轮压在松边的外侧, 它使带承受反向弯曲, 会使寿命降低, 这种装置常用于需要



增大包角或空间受限制的传动中。

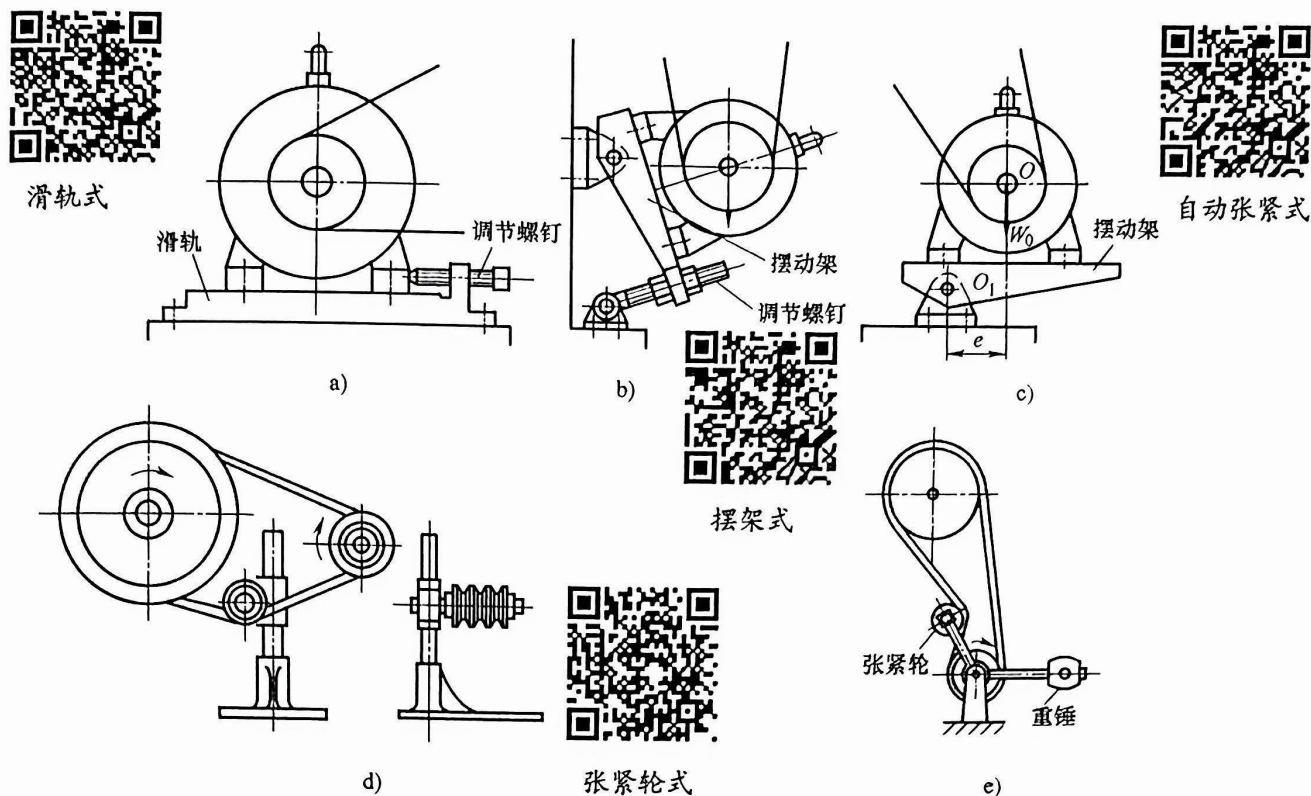


图 2-2-12 张紧装置

## 2.2.2 链传动——拓展知识

### 1. 链传动的工作原理

链传动是由装在平行轴上的主动链轮 1、从动链轮 2 和绕在链轮上的环形链条 3 组成, 以链条作为中间挠性件, 靠链条与链轮轮齿的啮合来传递运动和动力的传动方式。

按用途不同, 链条可分为传动链、起重链和输送链。机械中传递运动和动力的传动链主要有滚子链 (图 2-2-13) 和齿形链 (图 2-2-14)。其中, 应用最广泛的是滚子链传动。齿形链运转较平稳, 噪声小, 但重量大, 成本较高, 一般用于高速传动, 链速可达 40m/s。

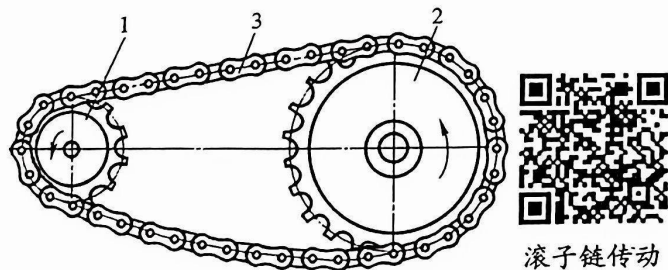


图 2-2-13 滚子链传动

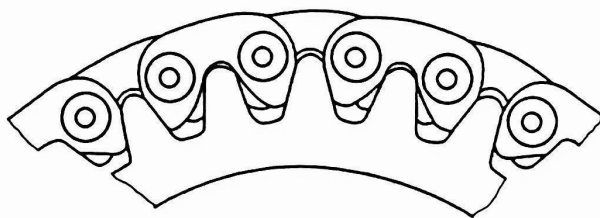


图 2-2-14 齿形链传动

### 2. 滚子链的结构

滚子链的结构如图 2-2-15 所示, 它由内链板 1、外链板 2、销轴 3、套筒 4 和滚子 5 组成。工作时, 套筒上的滚子沿链轮齿廓滚动, 可以减轻链和链轮轮齿的磨损。链条相邻两滚子轴线的距离称为链节距, 用  $p$  表示, 它是链传动的主要参数。

滚子链使用时为封闭环形,当链节数为偶数时,链条一端的外链板正好与另一端的内链板相连,接头处可用开口销或弹簧夹将销轴进行轴向固定。若链节数为奇数时,则采用过渡链节,链条受拉时,过渡链节的弯链板承受附加的弯矩作用,强度约降低 20%,因此设计时应避免采用奇数链节数。

### 3. 链轮的结构和材料

链条元件材料为经过热处理的碳素钢或合金钢,具体牌号及热处理后的硬度值见有关标准。

链轮的齿形应易于加工,不易脱链,能保证链条平稳、顺利地进入和退出啮合,并使链条受力均匀。

滚子链链轮齿形已标准化,滚子链链轮的齿形由标准齿槽形状定出,如图 2-2-16 所示。但滚子链与链轮的啮合属于非共轲啮合,标准中仅规定了最大、最小齿槽形状及其极限参数,凡在两个极限齿槽形状之间的标准齿形均可采用。齿槽各部分尺寸计算公式见表 2-2-10。这种齿形的链轮在工作时的啮合接触应力较小,具有较高的承载能力。链轮齿廓可用标准刀具加工。因此,按标准齿形设计链轮时,设计工作图上无须标出其端面齿形,只需注明链轮的基本参数、主要尺寸和齿形按 GB/T 1243—2006 中的规定即可。

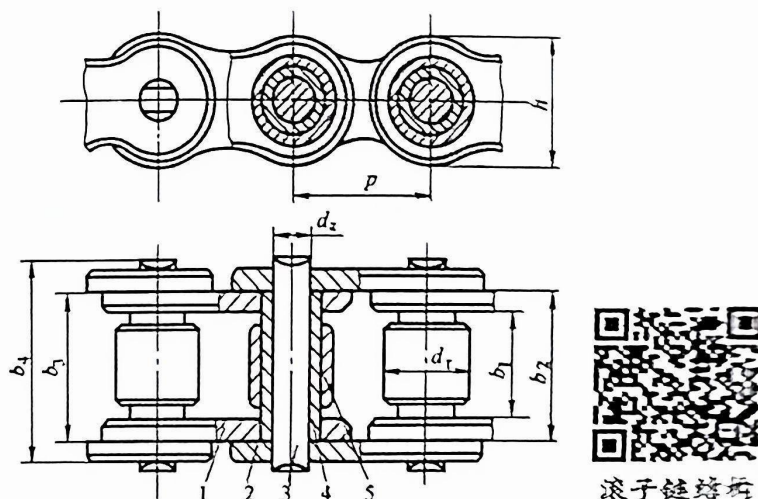


图 2-2-15 滚子链的结构

1—内链板 2—外链板 3—销轴 4—套筒 5—滚子

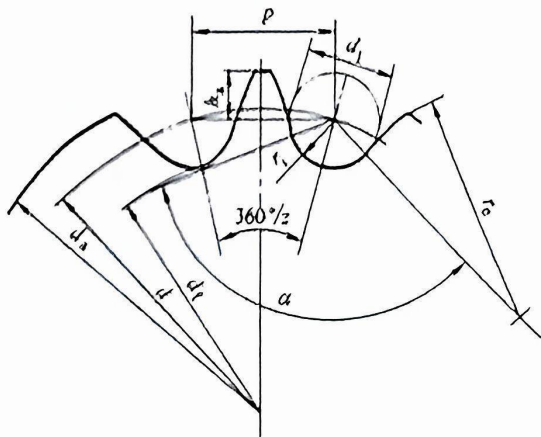


图 2-2-16 滚子链链轮端面标准齿形

表 2-2-10 滚子链链轮的齿槽尺寸计算公式

名 称	代号	计算公式	
		最大齿槽形状	最小齿槽形状
齿侧圆弧半径	$r_e$	$r_{e\min} = 0.008d_1(z^2 + 180)$	$r_{e\max} = 0.12d_1(z + 2)$
齿沟圆弧半径 (或滚子定位圆弧半径)	$r_f$	$r_{f\min} = 0.505d_1 + 0.069\sqrt[3]{d_1}$	$r_{f\min} = 0.505d_1$
齿沟角(或滚子定位角)	$\alpha/(^{\circ})$	$\alpha_{\min} = 120^{\circ} - 90^{\circ}/z$	$\alpha_{\min} = 140^{\circ} - 90^{\circ}/z$

链轮材料应能保证轮齿具有足够的强度和耐磨性,故齿面多经热处理。由于小链轮的啮合次数较大链轮的多,磨损和冲击也较严重,因此小链轮的材料应较好,齿面硬度应较高。

链轮常用的材料有碳素钢(20、35、45),灰铸铁(HT200)和铸钢(ZG310-570),重要场合可采用合金钢(20Cr、40Cr、35SiMn等)。

### 4. 链传动的运动特性

滚子链的结构特点是刚性链节通过销轴铰接而成,因此链传动相当于两多边形轮子间的



带传动。链条节距  $p$  和链节数  $z$  分别为多边形的边长和边数。设  $n_1$ 、 $n_2$  和  $z_1$ 、 $z_2$  分别为主、从动链轮转速 (r/min) 和链轮齿数, 则链的平均速度 (m/s) 为

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{z_2 p n_2}{60 \times 1000} \quad (2-33)$$

故平均传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2-34)$$

虽然链传动的平均速度和平均传动比不变, 但由于多边形效应, 它们的瞬时速度和瞬时传动比都是周期性变化的。

瞬时链速和瞬时传动比的变化使链传动中产生附加动载荷, 引起冲击振动, 故链传动不适合高速传动。为减小动载荷和运动的不均匀性, 链传动设计时应尽量选取较多的齿数  $z_1$  和较小的节距  $p$ , 并使链速在允许的范围内变化。

### 5. 链传动的特点和应用

链传动为具有中间挠性件的啮合传动, 与带传动相比较, 其主要特点是:

1) 能获得准确的平均传动比, 但瞬时传动比不恒定。在工况相同时, 链传动结构更为紧凑, 传动效率较高。

2) 链传动所需张紧力小, 故链条对轴的压力较小。

3) 可在高温、油污、潮湿等恶劣环境情况下工作。

4) 中心距较大 (最大可达 8m) 而结构简单, 对制造与安装精度要求较低。

5) 传动平稳性差, 有噪声, 磨损后易发生跳齿和脱链, 急速反向转动的性能差。

链传动主要用于平均传动比要求准确, 且两轴相距较远, 工作条件恶劣, 不宜采用带传动和齿轮传动的场合, 如农业机械、建筑机械、石油机械、采矿、起重、运输、摩托车、自行车等。

### [任务实施]

根据前面项目任务描述中的带式输送机传动装置 (图 2-0-1) 的设计要求, 对其进行 V 带传动设计。

该传动设计的主要参数在任务 2.1 (机械动力与传动系统设计) 结束之后给出。(注: 学生各小组的设计参数要用各自按表 2-0-1 给出的原始数据设计时的数据。)

带传动设计的原始数据包括: 需要传递的名义功率  $P_e = 15\text{kW}$ , 小带轮的转速  $n_1 = 1460\text{r/min}$ , 传动比  $i_{\text{带}} = 1.8$ , 以及工作条件 (见前面的项目任务描述)。

设计内容包括: 选择带的型号, 确定长度  $L$ 、根数  $z$ 、传动中心距  $a$ 、带轮基准直径及结构尺寸、材料等。

#### 1. 普通 V 带的型号

查表 2-2-6 得

$$K_A = 1.2$$

设计功率

$$P_d = K_A P_e = 1.2 \times 15\text{kW} = 18\text{kW}$$

由  $n_1 = 1460\text{r/min}$  和  $P_d = 18\text{kW}$ , 查图 2-2-9 选用 B 型普通 V 带。

#### 2. 确定带轮基准直径 $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

查表 2-2-7, 普通 B 型 V 带带轮最小基准直径

$$d_{d\min} = 125\text{mm}$$

取小带轮直径

$$d_{d1} = 140\text{mm}$$

取带的滑动率

$$\varepsilon = 0.02$$

则大带轮直径  $d_{d2} = i_1 d_{d1} (1 - \varepsilon) = 1.8 \times 140\text{mm} \times (1 - 0.02) = 246.96\text{mm}$

由表 2-2-7 选取大带轮基准直径标准值  $d_{d2} = 250\text{mm}$

普通 V 带传动的实际传动比  $i_1 = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{250}{140} = 1.786$

### 3. 验算带速 $v$

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1460}{60 \times 1000} \text{m/s} = 10.69\text{m/s}$$

$v$  在  $5 \sim 25\text{m/s}$  范围内, 合格。

### 4. 确定带的长度 $L_d$ 和中心距 $a$

(1) 初定中心距  $a_0$  按照式 (2-26) 有

即

$$0.7 \times (140 + 250)\text{mm} < a_0 < 2 \times (140 + 250)\text{mm}$$

$$273\text{mm} < a_0 < 780\text{mm}$$

初取

$$a_0 = 500\text{mm}$$

(2) 计算所需带长  $L_0$  根据式 (2-27) 计算有

$$L_0 \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$= 2 \times 500\text{mm} + \frac{\pi}{2} \times (140 + 250)\text{mm} + \frac{(250 - 140)^2}{4 \times 500}\text{mm} = 1618.35\text{mm}$$

查表 2-2-2, 选取普通 B 型 V 带的标准基准长度  $L_d = 1560\text{mm}$ 。

(3) 确定中心距

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 500\text{mm} + \frac{1560\text{mm} - 1618.35\text{mm}}{2} = 471\text{mm}$$

安装中心距

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 471\text{mm} - 0.015 \times 1560\text{mm} = 447.6\text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 471\text{mm} + 0.03 \times 1560\text{mm} = 517.8\text{mm}$$

### 5. 验算小带轮的包角 $\alpha_1$

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{250 - 140}{471} \times 57.3^\circ = 166.6^\circ > 120^\circ$$

### 6. 确定普通 B 型带的根数 $z$

查表 2-2-3, 用插入法算得  $P_1 = 2.83\text{kW}$ ;  $\Delta P_1 = 0.4\text{kW}$

查表 2-2-2  $K_L = 0.92$

查表 2-2-5, 用插入法算得  $K_\alpha = 0.963$

计算单根 V 带所能传递的功率为

$$[P] = (P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L = (2.83 + 0.4)\text{kW} \times 0.963 \times 0.92 = 2.862\text{kW}$$

计算带的根数为



$$z = \frac{P_d}{[P]} = \frac{18}{2.862} = 6.29$$

故需 V 带根数为  $z=6$ 。

### 7. 计算带传动作用在轴上的力 $F_Q$

(1) 计算单根普通型带的初拉力  $F_0$  查表 2-2-1 得,  $q=0.17\text{kg/m}$ , 则

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \frac{P_d}{vz} \left( \frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \\ &= 500 \times \frac{18}{10.69 \times 6} \times \left( \frac{2.5}{0.963} - 1 \right) \text{N} + 0.17 \times 10.69^2 \text{N} = 243.38 \text{N} \end{aligned}$$

(2) 计算带传动作用在轴上的力  $F_Q$

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \times 6 \times 243.38 \text{N} \times \sin \frac{166.6^\circ}{2} = 2900.4 \text{N}$$

### 8. 带轮结构设计

小带轮  $d_{d1}=140\text{mm}$ , 孔径为  $d_0=42\text{mm}$  (与电动机伸出端配合), 则有  $(2.5 \sim 3) d_0 < d_{d1} < 300\text{mm}$ , 故采用腹板式结构; 键槽为 A 型, 查表 2-5-1 得,  $b \times h \times t_2 = 12\text{mm} \times 8\text{mm} \times 3.3\text{mm}$ ; 查表 2-2-9, 根据 B 型 V 带  $d_{d1} \leq 190\text{mm}$ , 得轮槽角  $\varphi=34^\circ$ 。

大带轮  $d_{d2}=250\text{mm}$ , 孔径由高速轴设计时确定 ( $d_0=35\text{mm}$ ); 因  $d_{d2} \leq 300\text{mm}$ , 且  $d_{d2} - d_1 > 100\text{mm}$ , 故采用四孔板式带轮, 辐板厚度  $S=14\text{mm}$ , 键槽为 A 型, 查表 2-5-1 得,  $b \times h \times t_2 = 10\text{mm} \times 8\text{mm} \times 3.3\text{mm}$ ; 查表 2-2-9, 根据 B 型 V 带  $d_{d2} > 190$ , 得轮槽角  $\varphi=38^\circ$ 。

查表 2-2-9, 两带轮轮槽的基准宽度  $b_d=14\text{mm}$ ; 基准线上槽深  $h_{amin}=3.5\text{mm}$ ; 基准线下槽深  $h_{fmin}=10.8\text{mm}$ ; 槽间距  $e=19\text{mm}$ ; 槽边距  $f_{min}=11.5\text{mm}$ ; 轮缘厚  $\delta_{min}=7.5\text{mm}$ 。

带轮宽度为  $B=(z-1)e+2f=(6-1) \times 19\text{mm} + 2 \times 11.5\text{mm} = 118\text{mm}$ 。

带轮材料选用 HT150。

其余尺寸及两带轮结构草图略。

### [自我评估]

1. 已知单根普通 V 带能传递的最大功率  $P=6\text{kW}$ , 主动带轮基准直径  $d_{d1}=100\text{mm}$ , 转速为  $n_1=1460\text{r/min}$ , 主动带轮上的包角  $\alpha_1=150^\circ$ , 带与带轮之间的当量摩擦系数  $f_v=0.51$ 。试求带的紧边拉力  $F_1$ 、松边拉力  $F_2$ 、预紧力  $F_0$  及最大有效圆周力  $F_{max}$  (不考虑离心力)。

2. 设计一减速机用普通 V 带传动。动力机为 Y 系列三相异步电动机, 功率  $P=7\text{kW}$ , 转速  $n_1=1420\text{r/min}$ , 减速机工作平稳, 转速  $n_2=700\text{r/min}$ , 每天工作 8h, 中心距大约为 600mm。已知工况系数  $K_A=1.0$ , 选用 A 型 V 带, 取主动轮基准直径  $d_1=100\text{mm}$ , 单根 A 型 V 带的基本额定功率  $P_1=1.30\text{kW}$ , 功率增量  $\Delta P_1=0.17\text{kW}$ , 包角修正系数  $K_\alpha=0.98$ , 带长修正系数  $K_L=1.01$ , 带的单位长度质量  $q=0.1\text{kg/m}$ 。

3. 已知 V 带传递的实际功率  $P=7\text{kW}$ , 带速  $v=10\text{m/s}$ , 紧边拉力是松边拉力的 2 倍。试求圆周力  $F$  和紧边拉力  $F_1$  的值。

4. V 带传动所传递的功率  $P=7.5\text{kW}$ , 带速  $v=10\text{m/s}$ , 现测得初拉力  $F_0=1125\text{N}$ 。试求紧边拉力  $F_1$  和松边拉力  $F_2$ 。

5. 单根带传递最大功率  $P=4.7\text{kW}$ , 小带轮  $d_1=200\text{mm}$ ,  $n_1=180\text{r/min}$ ,  $\alpha_1=135^\circ$ ,  $f_r=0.25$ 。试求紧边拉力  $F_1$  和有效拉力  $F_e$ 。(带与轮间的摩擦力已达到最大摩擦力。)

6. 由双速电动机与 V 带传动组成传动装置。靠改变电动机转速输出轴可以得到两种转速  $300\text{r/min}$  和  $600\text{r/min}$ 。若输出轴功率不变, 带传动应按哪种转速设计, 为什么?

7. 链传动的主要特点是什么? 链传动适用于什么场合?

## 任务 2.3 齿轮传动系统设计

任务目标	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 掌握齿轮传动的主要参数和基本尺寸计算, 熟悉齿轮的国家标准。</li> <li>2. 能够根据齿轮传动的特点、类型选用齿轮, 正确进行齿轮传动的受力分析、在实际中做到综合应用。</li> <li>3. 理解齿轮传动常见的失效形式及其对应的设计准则, 掌握齿轮传动的设计计算方法和齿轮参数的选取; 能够按齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度对齿轮进行设计计算。</li> <li>4. 了解蜗杆传动与轮系的特点及应用。</li> <li>5. 培养学生认真学习、严谨工作的态度, 提高沟通能力与团队协作精神。</li> </ol>			
工作任务内容	<p>对项目任务描述中的带式输送机所用的减速器进行齿轮传动设计。</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 由于斜齿圆柱齿轮的传动平稳性和承载能力都优于直齿圆柱齿轮传动, 一般选择斜齿圆柱齿轮减速器传动, 无特殊要求, 选择软齿面。</li> <li>2. 由任务 2.1 确定传递功率和齿轮传动比, 但由于任务 2.2 带传动传动比的变动, 所以需要根据任务 2.1 和任务 2.2 的分析和计算结果, 重新修正齿轮的传动比和转速, 由任务 2.1 确定传递的功率。</li> <li>3. 工作条件见项目任务描述。</li> <li>4. 设计齿轮传动的主要内容包括: 选择各齿轮材料和热处理方法、精度等级; 确定其主要参数及几何尺寸计算; 受力分析; 确定齿轮的结构及尺寸。</li> </ol>			
任务要求与基本工作思路	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 明确工作任务: 带式输送机减速器用的齿轮传动设计。各小组认真制定完成任务的方案, 包括完成任务的方法、进度, 以及学生的具体分工情况等。</li> <li>2. 获取相关知识: 掌握完成本项工作任务所需要的理论知识, 如齿轮传动的特点和传动零件的结构、齿轮传动的受力分析、齿轮传动的设计准则、齿轮传动的设计计算、齿轮的结构及尺寸的确定。</li> <li>3. 确定设计准则: 根据给出的齿轮实际工作情况, 分析齿轮失效形式, 确定齿轮传动的设计准则。</li> <li>4. 设计计算: 按照确定的设计准则进行齿轮的设计与强度校核计算。</li> <li>5. 确定齿轮的圆周速度、传动精度及润滑方式。</li> <li>6. 确定齿轮的结构及尺寸, 并绘制齿轮工作图。</li> <li>7. 检查校核: 检查校核设计计算与齿轮工作图是否正确。</li> <li>8. 编制设计说明书, 并以表格的形式展示设计结果(低速级和高速级齿轮参数及几何尺寸)。</li> <li>9. 各小组展示工作成果, 阐述任务完成情况, 师生共同分析、评价。</li> </ol>			
成果评定(60%)		学习过程评价(30%)	团队合作评价(10%)	

### [相关知识链接]

齿轮传动是用来传递空间两轴之间运动和动力的, 它是机械传动中最主要的一种传动形式, 应用非常广泛。迄今, 在齿轮的设计、制造、检测手段等方面均有了系统的理论和实践经验。齿轮传动正趋于高速、低噪声、高强度和小型化方向发展。

### 2.3.1 齿轮传动设计

#### 2.3.1.1 齿轮传动与渐开线

##### 1. 齿轮传动的特点、类型及基本要求

与其他传动相比, 齿轮传动能实现任意位置的两轴传动, 具有工作可靠、使用寿命长、传动比恒定、效率高(98%~99%)、结构紧凑、速度和功率的适用范围广(最大功率可达