

# 第4章 带传动

## § 4—1 概述

### 一、带传动的工作原理及特点

1、传动原理——以张紧在至少两轮上带作为中间挠性件，靠带与轮接触面间产生摩擦力来传递运动与动力

2、优点：1) 有过载保护作用 2) 有缓冲吸振作用 3) 运行平稳噪音小 4) 适于远距离传动 ( $a_{\max}=15\text{m}$ ) 5) 制造、安装精度要求不高

缺点：1) 有弹性滑动使传动比 $i$ 不恒定 2) 张紧力较大（与啮合传动相比）轴上压力较大 3) 结构尺寸较大、不紧凑 4) 打滑，使带寿命较短 5) 带与带轮间会产生摩擦放电现象，不适宜高温、易燃、易爆的场合。

## 二、主要类型与应用

- a. 平带传动——最简单，价格较便宜，适合于中心距 $a$ 较大的情况或高速场合
- b. V 带 传动——三角带，结构简单，且多已标准化应用最广
- c. 多楔带传动——平带和V 带优点，适于传递功率较大要求结构紧凑场合
- d. 同步带传动——啮合传动，高速、高精度，适于高精度仪器装置中，带比较薄，比较轻。但制造安装精度高、成本高 。

一般来说：带传动的功率  $P \leq 40 \text{ K W}$ ， $v=5 \sim 25 \text{ m/s}$ ，传动比  $i \leq 7$  (常用  $i \leq 5$ )

## 三、V带类型、特点和结构

### 1、V带类型

类型：普通V带、窄V带、联组V带、齿形V带、表5—1

普通V带：Y、Z、A、B、C、D、E。截面尺寸依次增加

窄V带：SPZ、SPA、SPB、SPC      V带截面尺寸表5—2

## 参数:

中性层(节面):带上长度不变的层

节线: 带上长度保持不变的周线。

基准长度 $L_d$ (公称长度): 带沿节线的长度, 已标准化, 见表5—4

带轮基准直径 $D$ : 为标准系列, 按 G B / T 13575.1-1992规定 (p132)

标注: 例 A 2240——A型带 公称长度  $L_d=2240\text{mm}$

## 2、V带特点

工作面: 两侧面, 与轮槽底部有间隔

楔角:  $40^\circ$ , 小带轮槽角 $32^\circ$ 、 $34^\circ$ 、 $36^\circ$ 、 $38^\circ$

传递的功率比平带大

### 3、V带结构

#### 普通V带结构

承载层材料：胶帘布或胶绳芯

胶帘布：制造方便、抗拉强度高，应用较广

胶绳芯：柔韧性好、抗弯强度高，应用转速高、带轮直径小的场合

#### 窄V带结构

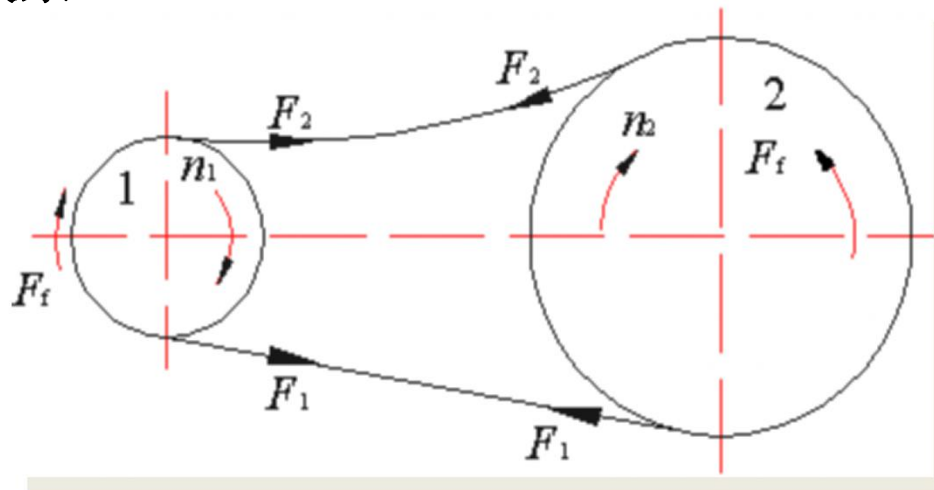
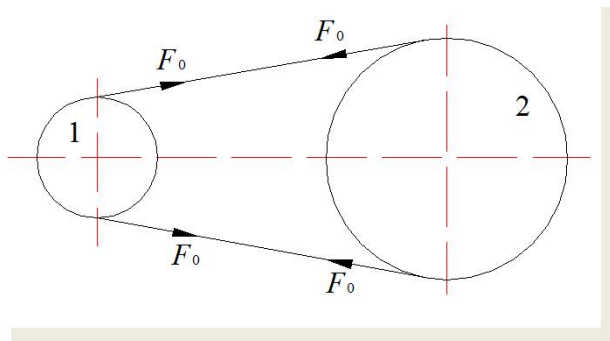
承载层材料：合成纤维绳或钢丝绳

当与V带宽度相同时，其高度约是V带的1.3倍  
应用于大功率且结构要求紧凑的场合

## § 4-2 带传动的工作情况分析

### 一、带传动的受力分析

#### (1) 紧边拉力和松边拉力关系



工作前 :两边初拉力 $F_0=F_0$

工作时:两边拉力变化:

①紧力  $F_0 \rightarrow F_1$ ; ②松边 $F_0 \rightarrow F_2$

$F_1 - F_2 =$  摩擦力总和 $F_f =$  有效拉力 $F_e$  (传递的圆周力)

设带的总长度不变, 且弹性模量为常数  $F_1 - F_0 = F_0 - F_2$

所以: 紧边拉力  $F_1 = F_0 + F_e/2$

松边拉力  $F_2 = F_0 - F_e/2$

**结论:** 带工作时两边的拉力大小取决于初拉力和有效拉力

## 二、带传动的最大有效圆周拉力及其影响

当带有打滑趋势时：

摩擦力达到极限值，带的有效拉力也达到最大值。

紧边拉力  $F_1$  和松边拉力  $F_2$  的关系：

柔性体的欧拉公式

—包角（rad）一般为小轮包角

$$\text{有效拉力 } F_e = F_1 - F_2 = F_1 (1 - 1/e^{u\alpha})$$

带传动的最大有效圆周力（临界值（不打滑时））

### 影响因素分析:

1.  $F_o$  : 适当  $F_o$
2. 包角: 包角越大承载能力越好,设计时要求小带轮的包角  $\geq 120^\circ$  ( $90^\circ$ )
3.  $u$  :  $u$  越大,  $F_{\text{emax}}$  越大,  $u$  与带、带轮的材料和表面状况、工作环境等有关

### (2) 由离心力产生的离心拉力

若考虑带的离心力的影响



## 2、带传动中的应力分析

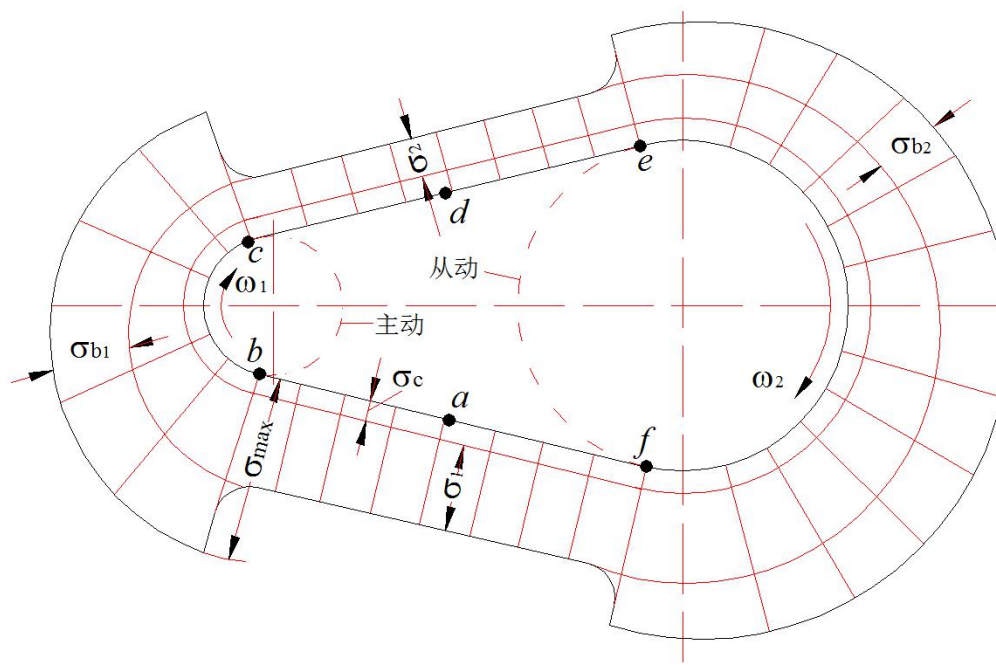
### 1. 离心应力

小带轮为主动轮时，最大应力发生  
在小带轮的紧边入口处b

小带轮为主动轮时，最小应力发生  
在大带轮的松边入口处e

### 2. 拉应力

### 3. 弯曲应力



### 3、弹性滑动与打滑

☆弹性滑动:由于带的弹性变形而引起的滑动,不可避免,为固有现象

由于带的伸长与弹性模量有关,因此弹性模量大,滑动小,在接触弧的动弧上(离开带轮的一侧)。

弹性滑动后果

- 1) 从动轮的圆周速度 $v_2$ 小于主动轮的圆周速度 $v_1$
- 2) 降低了传动效率
- 3) 引起带的磨损和带的温升,降低带的寿命

☆打滑:传递的功率增大时,如果带的有效拉力达到最大值,带开始沿带轮滑动,可以避免

打滑后果

- 1) 带的运动不稳定,不能正常工作
- 2) 带严重磨损并很快失效

现象:刺耳的噪声并严重发热

弹性滑动与打滑的区别

滑动率

称滑动率（滑动系数）

滑动率一般为0.01~0.02

实际传动比：

理论传动比：

## § 4—3 带传动的设计计算

### 一、失效形式、设计准则与设计计算

失效形式 1) 打滑；2) 带的疲劳破坏 另外：磨损静态拉断等

设计准则：保证带在不打滑的前提下，具有足够的疲劳强度和寿命

由疲劳强度条件：

$$\sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c$$

传递极限圆周力：
$$F_e = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right)$$

传递的临界功率：
$$P = \frac{F_e V}{1000} = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) \cdot \frac{V}{1000} (kW)$$

单根V带在不打滑的前提下所能传递的功率为 $P_0$ ：

$$P_0 = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) \cdot \frac{V}{1000}$$

许用应力 的确定

$$[\sigma]^m \cdot N = C$$

C常数，取决于带的材料和结构 V带 $m=11.1$

$Z_p$ :带轮数，一般为2

$$[\sigma] = \sqrt[m]{\frac{c}{N}} = \sqrt[m]{\frac{cL_d}{3600vZ_p t}}$$

在特定条件下（平稳载荷、传动比为1、特定带长），由实验得到单根V带的许用应力，取 $m=11.1$ ， $Z_p=2$ ，特定带长用 $L_0$ ，则

$$[\sigma] = \sqrt[11.1]{\frac{cL_0}{7200vt}}$$

上述实验条件下单根V带传递的功率为

$$\begin{aligned} P_0 &= ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) \cdot \frac{V}{1000} \\ &= \left( \sqrt[11.1]{\frac{cL_0}{7200vt}} - \frac{Eh}{d_{d1}} - \frac{qv^2}{A} \right) A \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) \cdot \frac{V}{1000} \end{aligned}$$

单根带传递的许用功率 $P_0$ 与带的长度、带轮直径、型号、带的速度等有关

上述实验条件单根带传递的功率 $P_0$ 见表5-6、表5-7

## 二、设计数据及内容

已知:  $P, n_1, n_2$  或  $i$ , 传动布置要求 (中心距  $a$ ), 工作条件

要求: 带: 型号, 根数, 长度

轮:  $D_{\min}$ , 结构, 尺寸 中心距 ( $a$ ) 轴压力  $Q$  等

## 三、设计步骤与方法

①确定计算功率  $P_{ca}$ :  $P_{ca} = K_A \cdot P$   $P$ ——传递的额定功率 (KW)

$K_A$ —工况系数, 表5-8

②选择带型号:  $P_{ca}, n_1$  图5-10 (型号)

③定带轮直径 (验算带速  $V$ ):

a) 小轮直径  $d_{d1\min}$  表5-2  $d_{d1} > d_{d1\min}$

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

b) 验算带速  $V$

$$V = \pi d_{d1} n_1 / 60 \times 1000 \quad \text{要求: 一般带速 } V = 5 \sim 25 \text{ m/s}$$

$V$  太小: 由  $P = FV$  可知, 传递同样功率  $P$  时, 圆周力  $F$  太大, 寿命  $\downarrow$

$V$  太大: 离心力太大, 带与轮的正压力减小, 摩擦力  $\downarrow$ ,

传递载荷能力  $\downarrow$

④求中心距 $a$ 和带的基准长度 $L_d$

a) 初选 $a_0$ 。太小，应力循环次数多，包角小；太大，带跳动

b) 由 $a_0$ 定计算带长度（开口传动）  $L'_d \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d_1} + d_{d_2}) + \frac{(d_{d_2} - d_{d_1})^2}{4a_0}$

c) 按表5-4定相近的基准长度 $L_d$

d) 由节线长度 $L_d$ 求实际中心距  $a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2}$

e) 考虑到中心距调整、补偿初拉力 $F_0$ ，中心距 $a$ 应有一个范围

$$(a - 0.015 L_d) \leq a \leq (a + 0.03 L_d)$$

⑤验算小轮包角

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_{d_2} - d_{d_1}}{a} \times 60^\circ (57.3^\circ) \quad \alpha_1 \geq 120^\circ (90^\circ)$$

不满足措施： 1)  $a \uparrow$

2) 加张紧轮

⑥计算带的根数Z

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

$\Delta p_0$ :  $i \neq 1$  时传递功率的增量, 表5-9; 表 5-10

$K_\alpha$ : 按小轮包角查得的包角系数, 表5-11

$K_L$ : 长度系数, 表5-12

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} \leq 10$$

3~7根较好



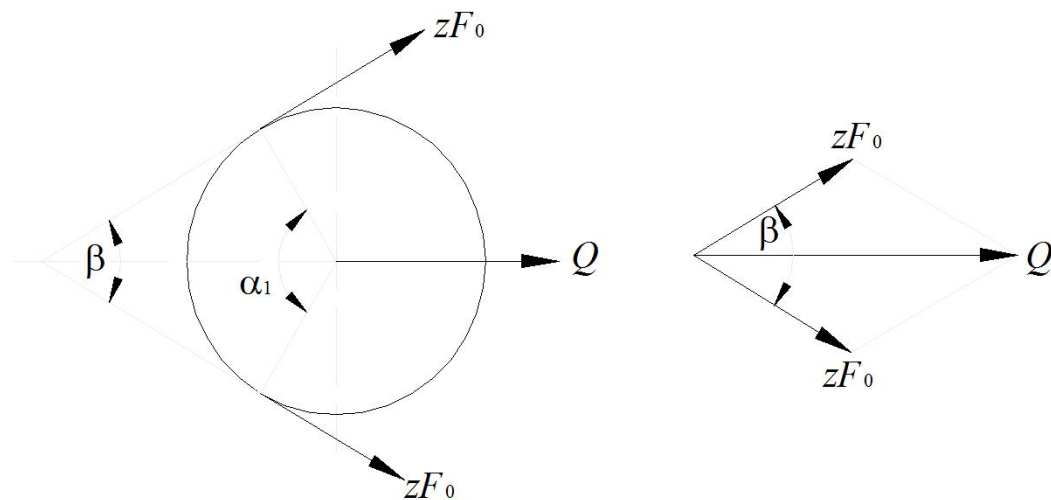
⑦确定带的初拉力 $F_0$ （单根带）

$$F_0 = 500 \cdot \frac{P_{ca}}{VZ} \left( \frac{2.5 - K_\alpha}{K_\alpha} \right) + q \cdot V^2$$

⑧求带作用于轴的壓力 $Q$

$$Q = 2F_0 \cdot Z \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

评价——  $\alpha_1$   $Z$   $V$ 、  $F_0$   $a$   
 $>120^\circ$   $3\sim7$   $5\sim25$  适当 适当



## § 4—4 带轮结构设计

### 一、设计要求

重量轻，结构工艺性好，无过大的铸造内应力、质量分布均匀，高速时要经动平衡，轮槽表面要经过精细加工（表面粗糙度一般为1.6），以减轻带的磨损。各轮槽尺寸与角度要有一定的精度，以使载荷分布较均匀。

### 二、带轮材料

铸铁、铸钢——钢板冲压件

铸铝或塑料

## § 4—5 带的张紧与维护

### 一、带的张紧方法

定期张紧法，加张紧轮法

张紧轮位置：V带常布置在内侧，并尽量远离主动带轮，平带为增大包角靠近小带轮从动边内侧

### 二、带的维护

- ①安装时不能硬撬（应先缩小 $a$ 或顺转盘上）
- ②带禁止与矿物油、酸、碱等介质接触，以免腐蚀带，不能曝晒
- ③不能新旧带混用（多根带时），以免载荷分布不匀
- ④防护罩
- ⑤定期张紧
- ⑥安装时两轮槽应对准，处于同一平面

## § 4—6 其他带传动简介

1.同步带传动

2.高速带传动