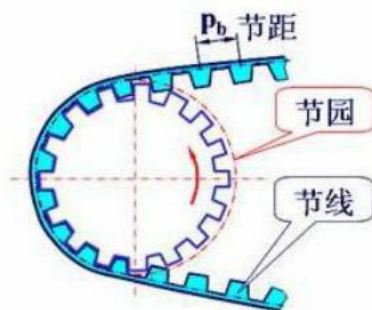
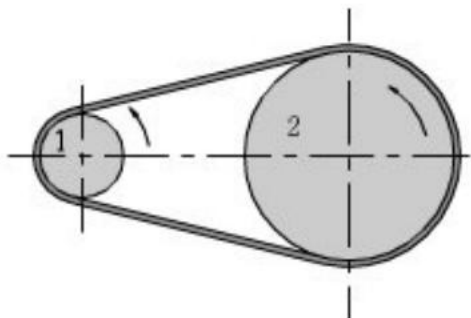


专业课强化精讲课程

第10讲

第十一章 带传动

一. 带传动的组成及工作原理:



1.组成：主动轮1、从动轮2、传动带3

带传动使用的挠性曳引元件是传动带，传动带具有较大弹性，按工作原理，带传动分摩擦型普通带传动和啮合型同步带传动。

1) 摩擦带工作原理：靠带与带轮之间的摩擦力来传递运动和动力。

工作前：带已受到预拉力的作用，使带与带轮接触面间产生压力，

工作时：主动轮通过摩擦力使带运动，带通过摩擦力使从动轮转动。

2) 同步带带工作原理：带的工作面做成齿形，带轮的轮缘表面也做成相应的齿形，带与带轮主要靠啮合进行传动。

二、带传动的主要传动形式和类型

1. 带传动型式有开口传动、交叉传动和半交叉传动等（图1），分别适应主动轴与从动轴不同相对位置和不同旋转方向的需要。

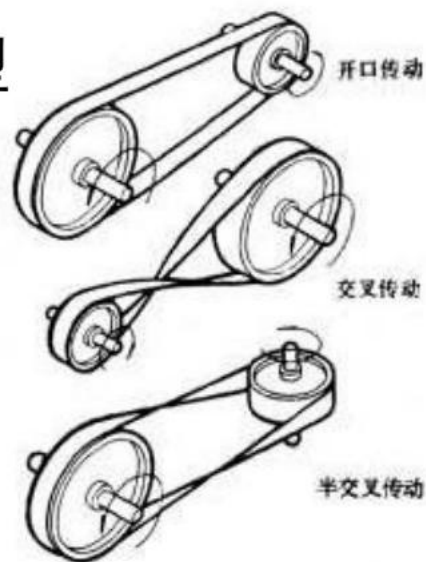
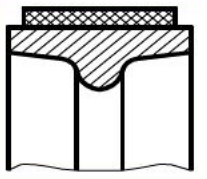

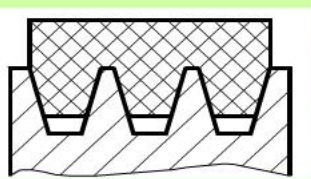
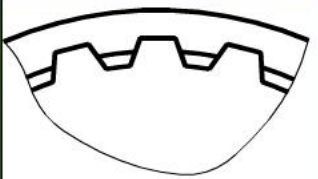


图1 平型带的传动型式

2.带传动的主要类型及应用

类型	平带	V 带	多楔带	同步带
结构				
特点	结构最简单、易于制造	传递摩擦力大、传动比大、结构较紧凑	传递功率大、摩擦力大、柔性好	传动比准确、轴向压力小；但安装和制造要求高
标准化	已标准化	已标准化		已标准化
应用场合	传动中心距较大	应用广泛	传递功率较大、结构要求紧凑、变载荷或冲击	较高线速度，可达 50m/s。

三、几何计算

$$L_d = 2\overline{BC} + \alpha_1 \cdot \frac{d_{d1}}{2} + \alpha_2 \cdot \frac{d_{d2}}{2}$$

$$= 2a \cos \theta + \frac{\pi}{2} (d_{d2} + d_{d1}) + \theta (d_{d2} - d_{d1})$$

在角 θ 较小的情况下，有：

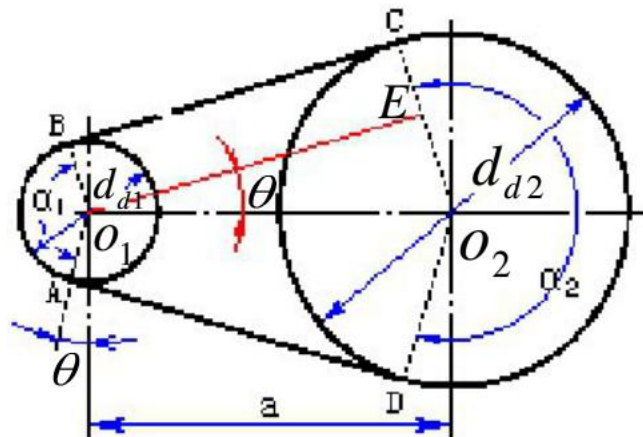
$$\cos \theta \approx 1 - \frac{1}{2} \theta^2 \quad \frac{d_{d2} - d_{d1}}{2a} = \sin \theta \approx \theta$$

将 θ 带入经整理得：

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

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\theta \approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \quad \alpha_2 = 180^\circ + 2\theta \approx 180^\circ + \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$$

$$a \approx \frac{1}{8} \left[2L_d - \pi (d_{d2} + d_{d1}) + \sqrt{[2L_d - \pi (d_{d2} + d_{d1})]^2 - 8(d_{d2} - d_{d1})^2} \right]$$



开口传动中的几何关系

四、带传动的特点及应用范围

1) 带传动的特点:

1. 中心距大。可传递两个相距较远轴之间的运动;
2. 能缓冲减振, 运转平稳无噪音——适用于高速传动;
3. 摩擦式传动具有过载保护作用;
4. 不需要润滑, 环境易清洁;
5. 结构简单, 维修方便, 价格低廉;
6. 结构尺寸大;
7. 瞬时传动比不恒定;
8. 效率较低, 寿命较短;
9. 需张紧, 对轴和轴承的压力大;

2) 应用范围: 主要用于两轴平行且转向相同的场合。以及对传动比无精确要求的中小功率传动。

平带传动传递的功率一般不大于500kW, V带传动传递的功率一般不大于700kW;带的速度一般为5~25m/s。带速大

小 ($\leq 5\text{m/s}$)，则带传动尺寸过大而不经济，带速太大 ($> 25\text{m/s}$)，则离心力迅速增大又会使带与带轮间的压紧程度减小，使传动能力降低。

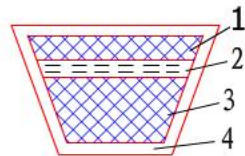
速度大于 30m/s 的带传动称为高速带传动，通常采用的是质量小、厚度薄而均匀、挠曲性好的环形平带。

五、V带和带轮

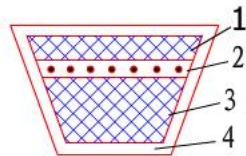
1. V带的结构、型号和基本尺寸

V带有：普通V带、窄V带、联组V带、齿形V带、大楔角V带、宽V带等。

标准普通V带制成无接头的环形。
由顶胶1、抗拉体2、底胶3和包布4组成。



帘布芯结构



绳芯结构

V带带轮设计

1. 设计要求:

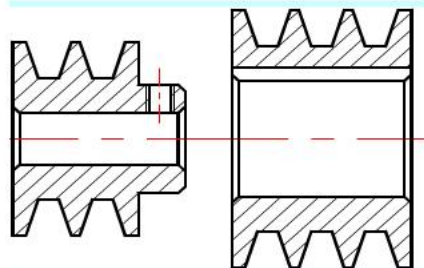
- 1) 质量小，且质量分布均匀，高速时需作动平衡实验；
- 2) 工艺性好；
- 3) 无大的铸造应力；
- 4) 轮槽的粗糙度不高于3.2，以减少磨损；
- 5) 多根带时，各轮槽的尺寸精度应一致，使各根带受均匀。

2. 带轮的材料： HT200、HT250；
 高速： 铸钢；
 小功率： 非金属、铸铝

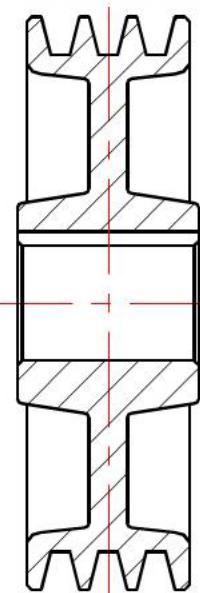
3. 带轮的结构:

实心、腹板、孔板和轮辐式的，各部分的结构和尺寸见教材或手册。

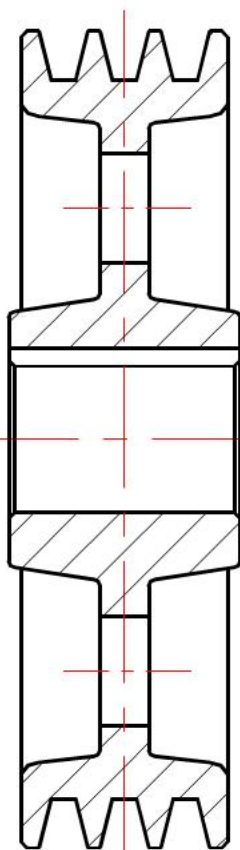
带轮的结构



盘式（实心式）
用于小带轮

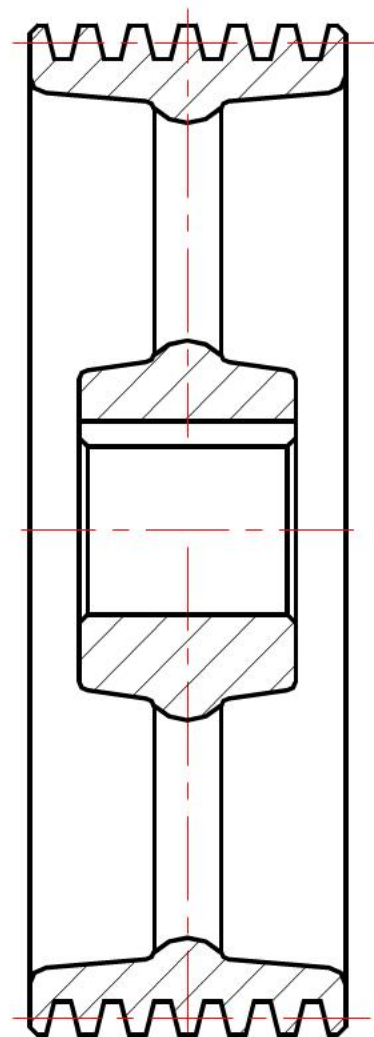


腹板式



孔板式

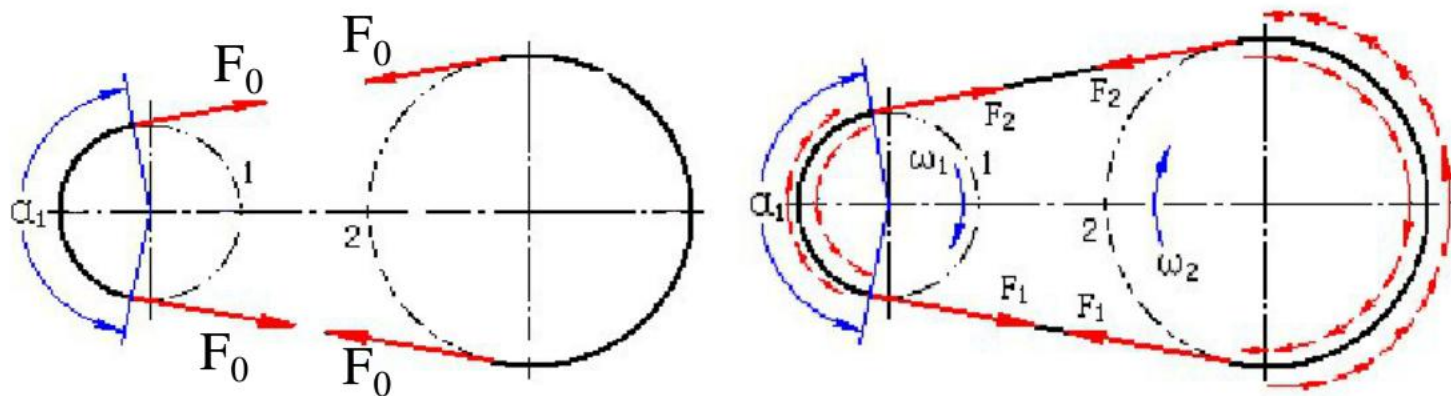
中等直径



大直径 轮辐式

六、带传动的工作情况分析

1. 带传动的受力分析:



工作前：带以一定的张紧力安装在带轮上，带受初拉力 F_0

工作时：由于带与轮的摩擦力 F_f ，形成紧边和松边。

紧边： $F_0 \rightarrow F_1$ 松边： $F_0 \rightarrow F_2$

假设带的总长不变，则：紧边的伸长量=松边的收缩量

又设带的变形量与力的增量成正比，则：

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \quad \text{或} \quad F_1 + F_2 = 2F_0$$

取主动轮一端的带为分离体，

其受力： F_1 、 F_2 、 N 、 F_f

$$\Sigma T_{O_1} = 0 : F_f \frac{d_{p1}}{2} + F_2 \frac{d_{p1}}{2} - F_1 \frac{d_{p1}}{2} = 0$$

$$F_f = F_1 - F_2 = F_e \longrightarrow \text{有效拉力}$$

$$\text{其中: } F_e = \frac{1000P}{v}$$

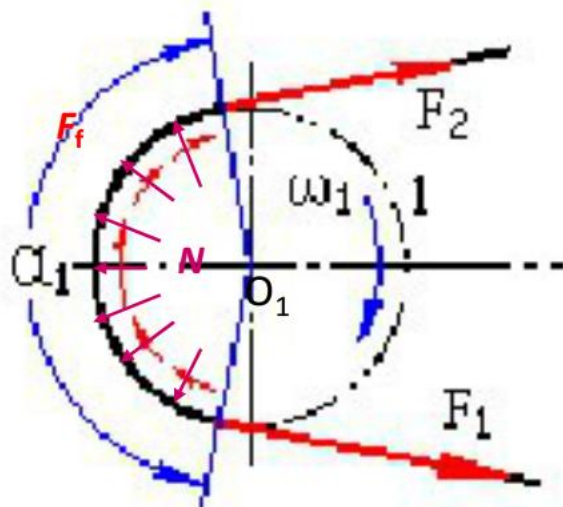
$$\begin{cases} F_1 + F_2 = 2F_0 \\ F_1 - F_2 = F_e \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} F_1 = F_0 + \frac{F_e}{2} \\ F_2 = F_0 - \frac{F_e}{2} \end{cases}$$

F_e ——是由功率 P （外载）决定的， $P \uparrow \rightarrow F_e \uparrow$

F_f ——是有限的，当 F_0 和 f 一定时， $F_{f\max} = fN$

讨论：

- 1) 若 $F_e < F_{f\max}$: $F_e = F_f$ ，正常工作；
- 2) 若 $F_e = F_{f\max}$: 打滑临界状态；
- 3) 若 $F_e > F_{f\max}$: 打滑。



2. 带传动的最大有效拉力及其影响因素:

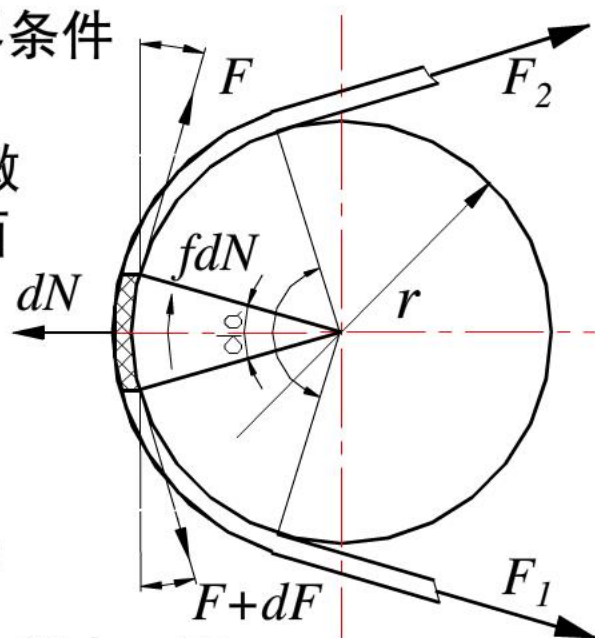
现以平带为例: 研究带在打滑临界条件下的受力情况

取带的一微段 dL , 对应的圆心角 $d\alpha$, 微弧段两端受到的拉力: $F+dF$ 、 F ; 地面有正压力 dN ; 摩擦力 $dF_f=f dN$

平衡条件:

法向: $F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} - dN = 0$

切向: $F \cos \frac{d\alpha}{2} + fdN - (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} = 0$



略去高阶微量 $dF \sin \frac{d\alpha}{2}$, 考虑到 $d\alpha$ 很小, 取
 $\sin \frac{d\alpha}{2} = \frac{d\alpha}{2}$ 、 $\cos \frac{d\alpha}{2} = 1$, 并将两式整理得:

$$\frac{dF}{F} = fd\alpha$$

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{1}{F} dF = \int_0^\alpha f d\alpha$$

$$F_1 = F_2 e^{\alpha f}$$

柔韧体摩擦的欧拉公式

将式 $F_1 = F_2 e^{\alpha f}$ 和其它公式联立，并整理得：

$$F_1 = F_{ec} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$F_2 = F_{ec} \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$F_{ec} = F_1 - F_2 = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{f\alpha}}{1 + 1/e^{f\alpha}} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right)$$

影响带有效拉力（承载能力）的因素有：

- 1) $F_0 \uparrow \rightarrow F_{ec} \uparrow \rightarrow \text{承载能力} \uparrow$ 。
- 2) 包角 $\alpha \uparrow \rightarrow F_{ec} \uparrow \rightarrow \text{承载能力} \uparrow$ ；
- 3) $f \uparrow \rightarrow F_{ec} \uparrow \rightarrow \text{承载能力} \uparrow$

因 $f_v > f$ ，故在相同的条件下，V带能传递较大的功率。
或者说，在相同的条件下，V带传动的结构较紧凑；

3. 带传动中的应力分析:

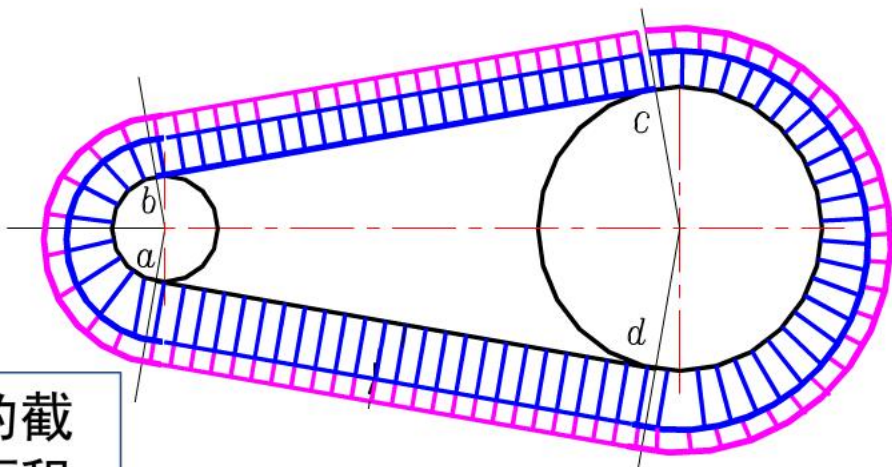
1) 拉应力:

紧边: $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$

松边: $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$

$\because F_1 > F_2 \quad \therefore \sigma_1 > \sigma_2$

带的截面面积



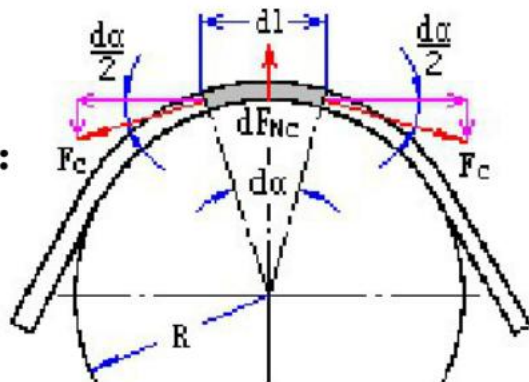
2) 离心拉应力:

如图所示, 由微段弧长的力平衡式有:

$$q(rd\alpha) \frac{v^2}{r} = 2F_c \sin \frac{d\alpha}{2} \approx 2 \cdot F_c \frac{d\alpha}{2} = F_c d\alpha$$

于是带的离心拉力为: $F_c = qv^2$

离心拉应力为: $\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$



离心拉力计算图

$$v \uparrow \rightarrow \sigma_c \uparrow$$

q:带单位长度的质量, **kg/m**

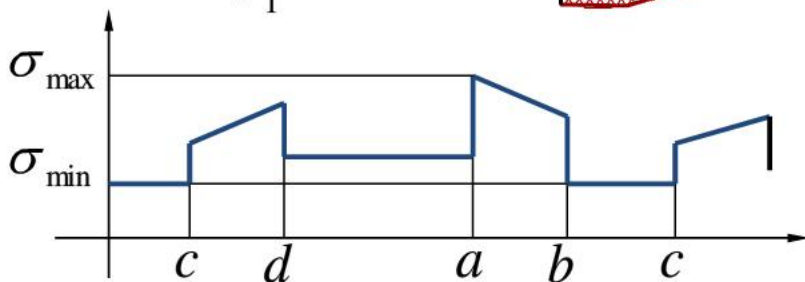
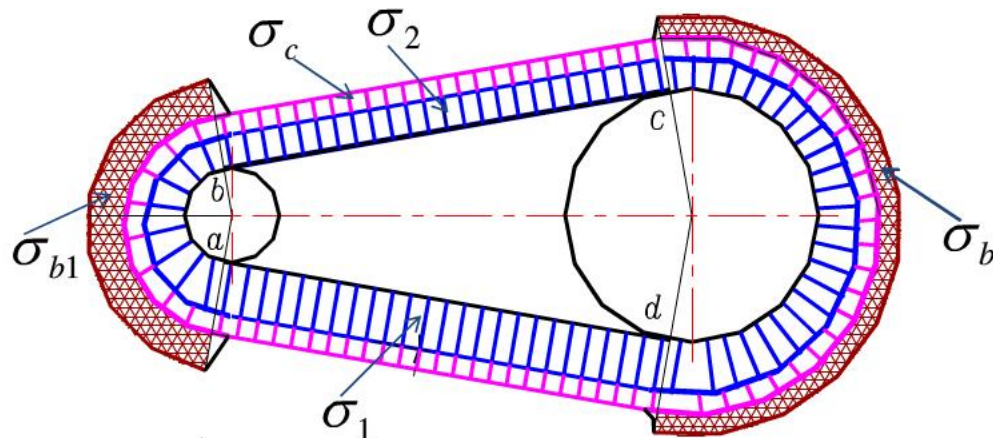
3) 弯曲应力:

$$\sigma_b \approx E \frac{h}{d_p} \approx E \frac{h}{d_d}$$

$$d_d \uparrow \rightarrow \sigma_b \downarrow$$

$$\therefore \sigma_{b1} > \sigma_{b2}$$

式中: h 为带的高度



结论:

- (1) 带是在变应力作用下工作——疲劳破坏。
- (2) 最大应力发生在带的紧边开始绕上小带轮处, 其值为:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$

影响带传动疲劳强度的因素有：

(1) $d_{d1} \downarrow \rightarrow \sigma_{b1} \uparrow \rightarrow \text{疲劳强度} \downarrow$ —— $d_{d1} \geq d_{d\min}$

(2) $v \uparrow \rightarrow \sigma_c \uparrow \rightarrow \text{疲劳强度} \downarrow$ —— $v \leq v_{\max}$

$v \uparrow (P) \rightarrow F_e \downarrow \rightarrow \sigma_1 \downarrow \rightarrow \text{疲劳强度} \uparrow$ —— $v \geq v_{\min}$

(3) $a \downarrow \rightarrow L_d \downarrow \rightarrow \text{单位内应力循环次数 } N \uparrow \rightarrow \text{疲劳强度} \downarrow$

七、带传动的运动分析

1. 弹性滑动的产生机理:

带受拉力产生弹性变形，而拉力不同弹性变形量也不同。

(1) 带的紧边在 A_1 点绕上主动轮时:

带的受力: F_1

带的速度: $v = v_1$

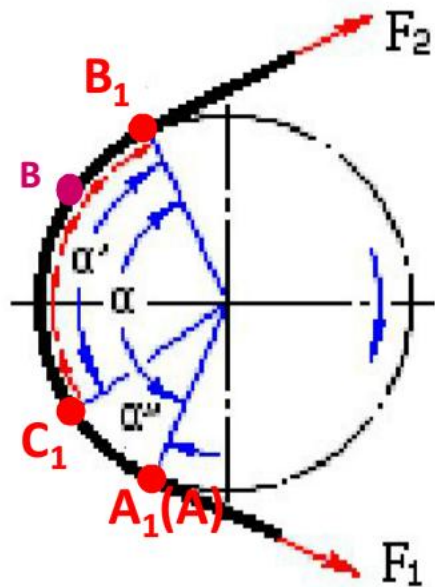
当带由 $A_1 \rightarrow B_1$ 运动时:

带拉力: $F_1 \rightarrow F_2$ 减小

带的弹性变形量减小(带收缩),
即带一边随带轮前进, 一边又向后收缩,
带的速度: $v < v_1$

(2) 从动轮上: 正好相反, 即: $v > v_2$

即有: $v_1 > v_{\text{带}} > v_2$



带传动中的弹性滑动

弹性滑动——由于带的弹性变形和紧边、松边的拉力差而引起的带与带轮之间的滑动

弹性滑动产生的原因：1) 带具有弹性；
2) 紧边、松边有拉力差。

注意：弹性滑动是带传动不可避免的固有特性

2. 带传动的传动比：

由于： $v_1 > v_{\text{带}} > v_2$

滑动率——从动轮对主动轮速度的相对降低率。

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \cdot \frac{n_2}{n_1} \qquad v = \frac{\pi d_d n}{60 \times 1000} \quad m/s$$

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

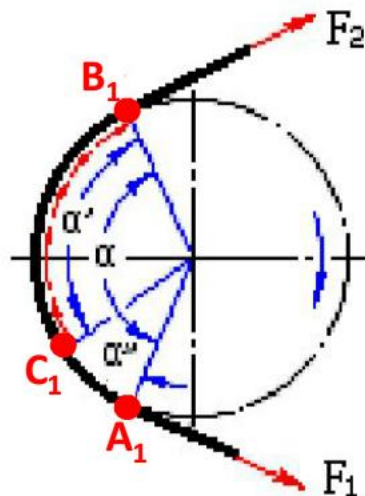
3. 带传动的打滑:

1) 正常工作时: $F_e < F_{ec}$

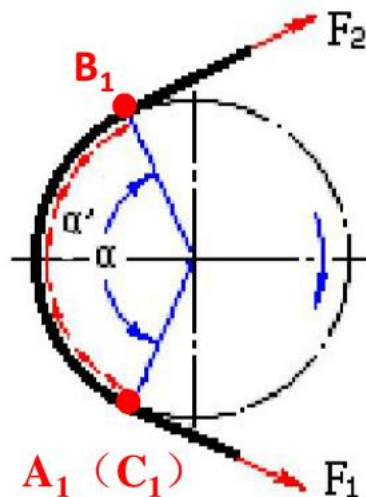
弹性滑动只在带离开带轮前的一部分接触弧上发生。

动弧 B_1C_1 、动角 α'

静弧 B_1A_1 、静角 α''



带传动中的弹性滑动



带传动的打滑

2) 当 $F_e \uparrow \rightarrow F_{ec}$: 动角 \uparrow 、静角 \downarrow

3) 当 $F_e = F_{ec}$: 动角 $\alpha' = \alpha$ 、静角 $\alpha'' = 0$ —— 打滑失效

打滑	产生的原因	外载荷增加, 使得 $F_e \geq F_{ec}$ —— 过载
	造成的后果	带的磨损急剧增加、从动轮的转速急剧下降, 直至传动失效。
	打滑的特点	可以避免的, 也必须避免

八、带传动的强度计算

设计准则和单根V带的基本额定功率

1. 主要失效形式： 1) 打滑

2) 带的疲劳破坏

2. 设计准则： 在不打滑的条件下，使带具有一定的疲劳强度和寿命

3. 单根带的基本额定功率为： 对于V带用 f_v 代替 f

1) 不打滑：
$$F_{ec} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha_1}} \right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha_1}} \right)$$

2) 带具有一定的疲劳强度： $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \leq [\sigma]$

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

既不打滑，又使带具有一定的疲劳强度：

$$\text{最大有效拉力: } F_{ec} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha 1}} \right)$$

因此，带传动工作时有效工作拉力 F_e 不能超过其最大有效工作拉力 F_{ec} 。

$$F_e \leq ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha 1}} \right)$$

4. 单根带能传递的最大功率为：

$$P_0 = \frac{F_{ec} v}{1000} = \frac{v}{1000} ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha 1}} \right)$$

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

特定条件下，计算求得不同型号单根普通V带传递的基本额定功率 P_0 特定条件：1) 载荷平稳；

2) 包角为 180° ，即 $i=1$ ；

3) 特定带长。

实际工作条件与特定条件不符时，对表中的 P_0 要进行修正

5.实际工作条件下单根普通V带传递的许用功率 $[P_0]$ ：

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$$

长度系数，
包角系数， $\alpha_1 \downarrow$ 、 $K_\alpha \downarrow$

$\Delta P_0 \Rightarrow$ 功率增量，计 i 对 P_0 的影响。

6.实际工作条件下所需普通V带的根数：

$$z = \frac{P_{ca}}{[P]} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

减少带的根数的措施：

- 1) 适当地增大带轮直径 $d_{d1} \rightarrow P_0 \uparrow \rightarrow z \downarrow$;
- 2) 适当地增加中心距 $a \rightarrow$ 带长 $\uparrow \rightarrow K_L \uparrow \rightarrow z \downarrow$;
 \rightarrow 包角 $\uparrow \rightarrow K_\alpha \uparrow \rightarrow z \downarrow$ 。

九、普通V带传动的设计

已知的原始数据： P 、 n_1 、 n_2 (i_{12})、传动位置要求及工作条件

设计的内容：1) 带：型号、长度 L 、根数 z ；
2) 传动中心距 a ；
3) 带轮：直径 d_{b1} 、 d_{b2} ，带轮结构设计；
4) 张紧装置设计。

设计步骤：

1. 确定计算功率：与使用工况有关

$$P_{ca} = K_A P$$

2. 选择带的型号：

根据计算功率 P_{ca} 和小带轮转速 n_1 由P157图8-11选取。

3. 确定带轮的基准直径：

1) 小带轮直径 d_{b1} ：按V带的型号查表得 d_{bmin}

$d_{b1} > d_{bmin} \rightarrow$ 取标准系列值

2) 验算带速: $v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \quad m/s$

普通V带: $v = 5 \sim 25 m/s$ 窄V带: $v = 5 \sim 35 m/s$

如果: 1) $v > v_{\max}$, 则: $\sigma_c \uparrow$ —— 应使 $d_{d1} \downarrow$

2) $v < v_{\min}$, 则: $F_e \uparrow$ (P 一定) —— 应使 $d_{d1} \uparrow$

3) 大带轮直径 d_{d2} : $d_{d2} = i d_{d1} \rightarrow$ 取标准系列值

4. 确定中心距 a 和带的基准长度 L_d :

1) 初定 a_0 : $0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$

2) 确定 L_d : $L'_d \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$

\rightarrow 标准化 查表得: L_d

3) 确定实际中心距 a : $a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} \quad mm$

考虑到安装调整及补偿 F_0 的需要，应使：

$$a_{\min} = a - 0.015L_d$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d$$

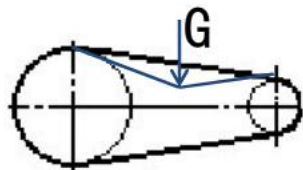
5. 验算包角 α_1 ： $\alpha_1 = 180^\circ - 2\theta \approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \geq 120^\circ$

6. 带的根数： $z = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} \leq 10$

$z \leq 10$ 主要是为了使带受力均匀，结构不致太大。

7. 预紧力 F_0 ：太小则传递的有效拉力小；太大则带的寿命短，对轴的压力也大。合适的张紧力由下式确定：

$$F_0 = 500 \frac{P_c}{zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2$$

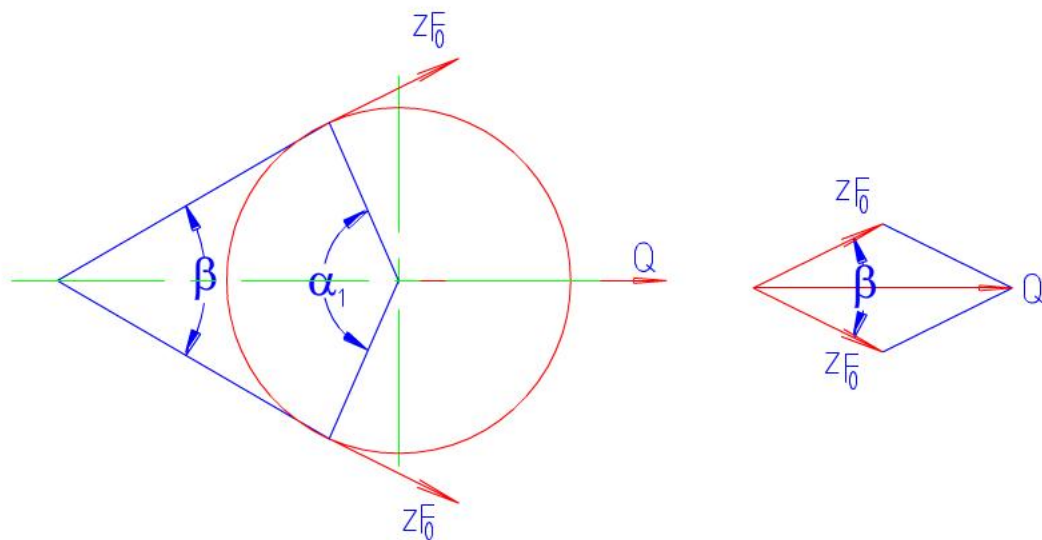


由于新带容易松弛，所以对非自动张紧的带传动，安装新带时的预紧力为上述预紧力的**1.5倍**。

8. 计算带作用在轴上的力（简称压轴力） F_Q

为了设计安装带轮的轴和轴承，必须确定压轴力 F_Q 。如不考虑带两边的拉力差，则压轴力可近似按带两边的预紧力 F_0 的合力计算，即

$$F_Q = 2zF_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2zF_0 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_1}{2}\right) = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$



十、V带传动张紧装置的设计

由于带工作一段时间后会发​​生松弛现象，造成初拉力 F_0 减小，传动能力降低，此时带需重新张紧。

带的张紧装置分为定期张紧装置和自动张紧装置两类。

1. 定期张紧装置

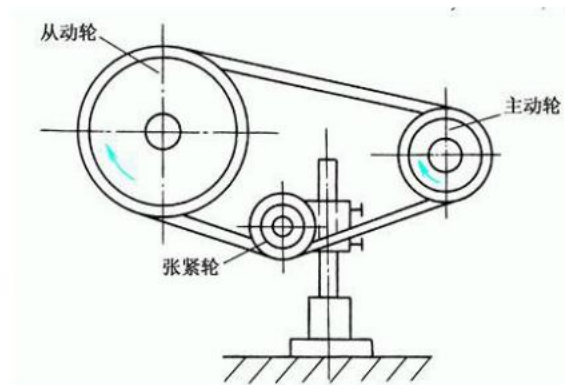
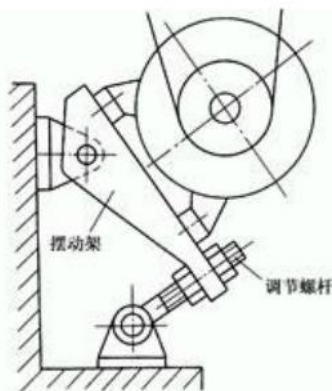
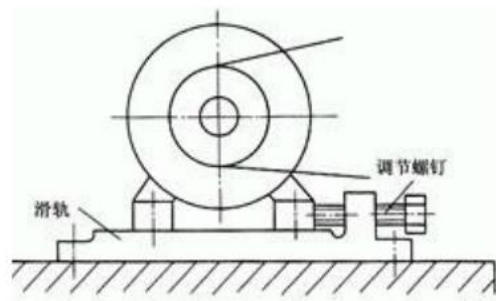
当中心距可调时，可利用滑轨和调节螺钉（图11-1a）、摆动架和调节螺杆（图11-1b）进行定期张紧；

当中心距不可调时，可利用张紧轮装置（图11-1c）。

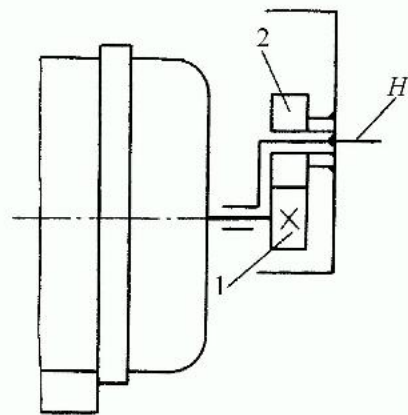
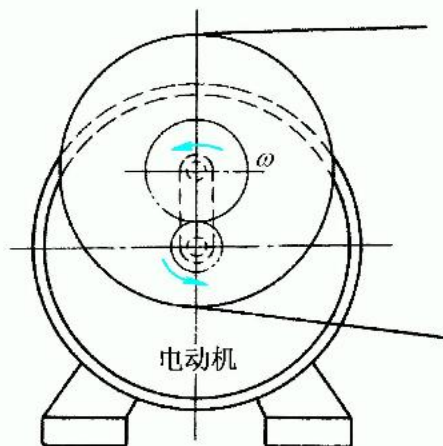
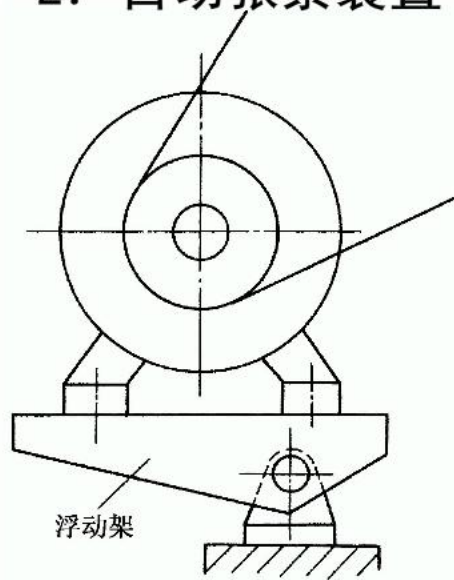
为避免反向弯曲应力降低带的寿命并防止包角 α_1 过小，应将张紧轮置于松边内侧靠近大带轮处。

十、V带传动张紧装置的设计

1. 定期张紧装置



2. 自动张紧装置



a)

b)

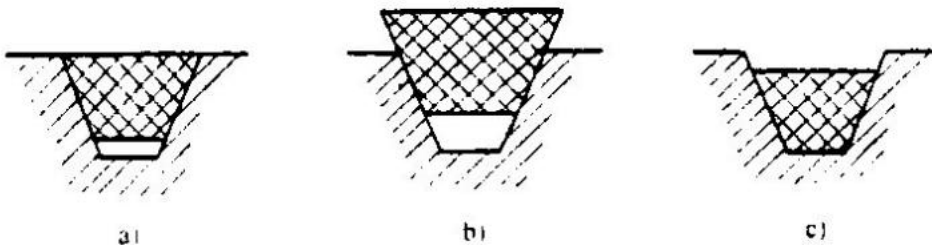
十一、V带的使用和维护

普通V带正确使用

正确的安装、调整、使用和维护是保证V带传动正常工作和延长寿命的有效措施：

(1)选用普通V带时，注意带的型号和基准长度不要搞错，以保证V带在轮槽中的正确位置：

V带顶面和带轮轮槽顶面取齐，V带和轮槽的工作面之间可充分接触；高出轮槽顶面太多，则工作面的实际接触面积减小，使传动能力降低；



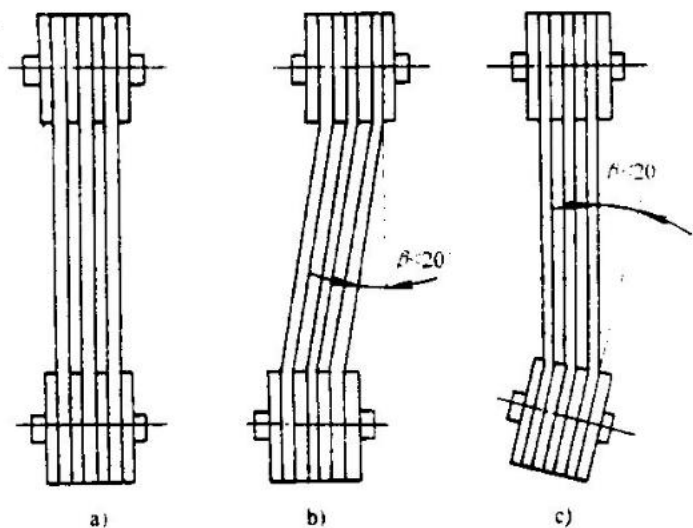
低于轮槽顶面过多，会使V带底面与轮槽底面接触，两侧工作面接触不良而使摩擦力丧失。

(2)安装带轮时，各带轮轴线应相互平行，各带轮相对应的V形槽的对称平面应重合，误差不得超过 $20'$ 。带轮安装在轴上不得摇晃摆动，轴和轴端不应有过大的变形，以免传动时V带的扭曲和工作侧面过早磨损。

(3)V带的张紧程度要适当，不宜过松或过紧。

过松，不能保证足够的张紧力。传动时容易打滑，传动能力不能充分发挥；

过紧，带的张紧力过大，传动中磨损加剧，使带的使用寿命缩短。



十二、同步带传动和简介

同步带和带轮是靠啮合传动的，因而带与带轮之间无相对滑动。

同步带以钢丝绳或玻璃纤维绳为承载层，氯丁橡胶或聚氨酯为基体。由于承载层强度高，受载后变形极小，能保持齿形带的带节距 p_b 不变，因而能保持准确的传动比。

这种带传动适用的速度范围广（最高可达 50m/s ），传动比大（可达10），效率高（可达99.5%）。其主要缺点是：制造和安装精度要求较高，中心距要求较严格。