

第13章 带传动和链传动

本章教学内容

- § 13-1 带传动的类型和应用
- § 13-2 带传动的基本理论
- § 13-3 普通V带传动的设计

教学要求：

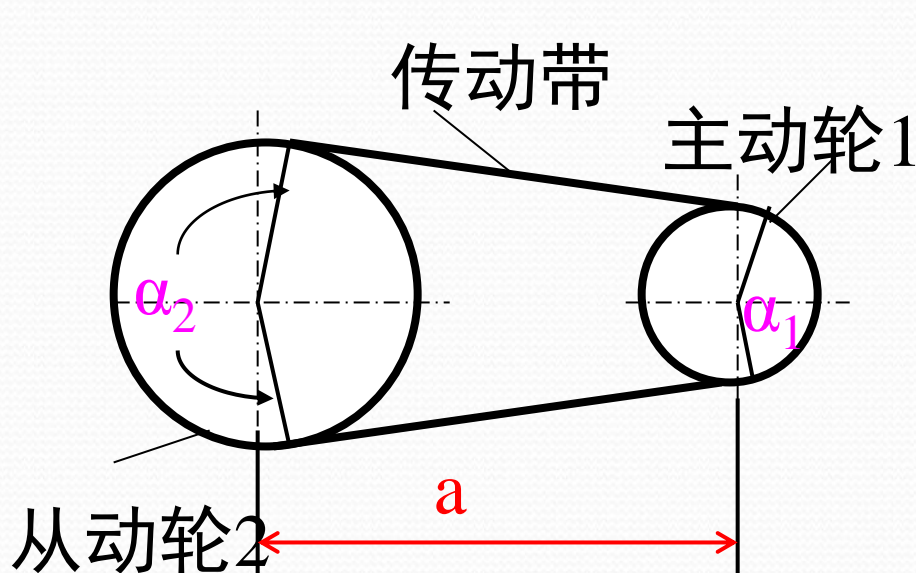
- 熟悉普通V带的结构、标准、张紧方法和装置
- 掌握带传动的工作原理、受力情况、弹性滑动、打滑
- 掌握V带传动的失效形式、设计准则、参数选择、设计方法

§ 13-1带传动的类型和应用

一、带传动的工作原理和特点

构成：主动轮、从动轮、传动带

工作原理：靠带与带轮接触弧间的摩擦力或啮合传递运动和动力



d_2, d_1 —大小轮直径

a —中心距

α_2, α_1 —大小轮包角

L —带长

计算公式见p.228

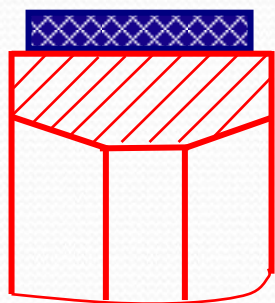
带传动的优缺点

- 优点:**
 - 1.缓冲吸振, 传动平稳
 - 2.过载具安全保护作用
 - 3.适用于中心距较大的传动
 - 4.结构简单, 要求精度低, 成本低
- 缺点:**
 - 1.不能保持准确的传动比, 效率低
 - 2.传递相同圆周力所需的轮廓尺寸和轴上压力均比啮合传动的大
 - 3.带的寿命短
 - 4.需要张紧装置
 - 5.不宜用于高温, 易燃场合

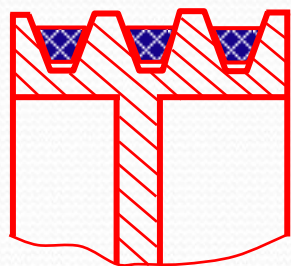
二、传动带的类型与应用

1、摩擦型传动带:

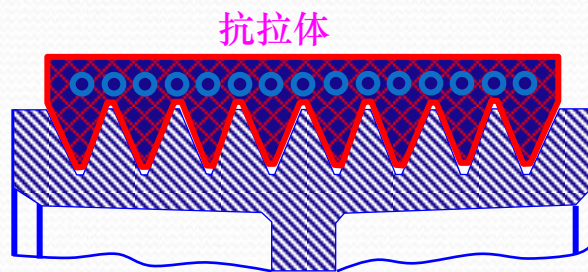
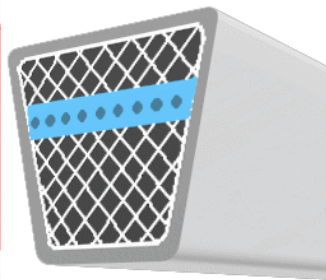
- 平带——工作面是内周表面，最简单，适合于大中心距 a ,
- V带——三角带，工作表面是两侧面
- 多楔带——适于传递功率较大要求结构紧凑场合
- 圆带——适于传递功率较小的场合



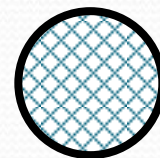
平带



V带



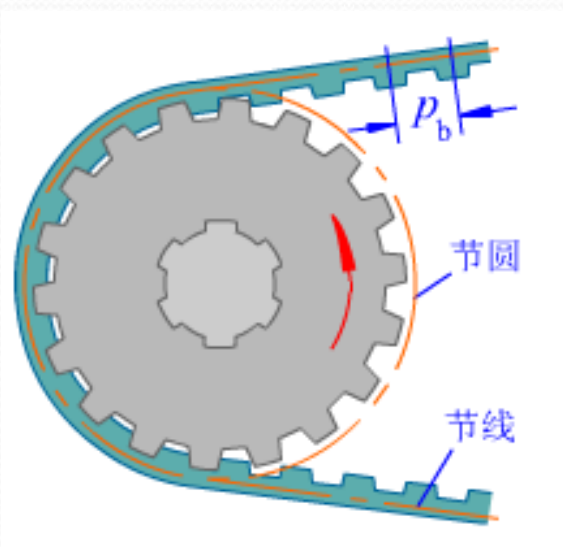
多楔带



圆带

2、啮合型传动带:

同步齿形带——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。同步带

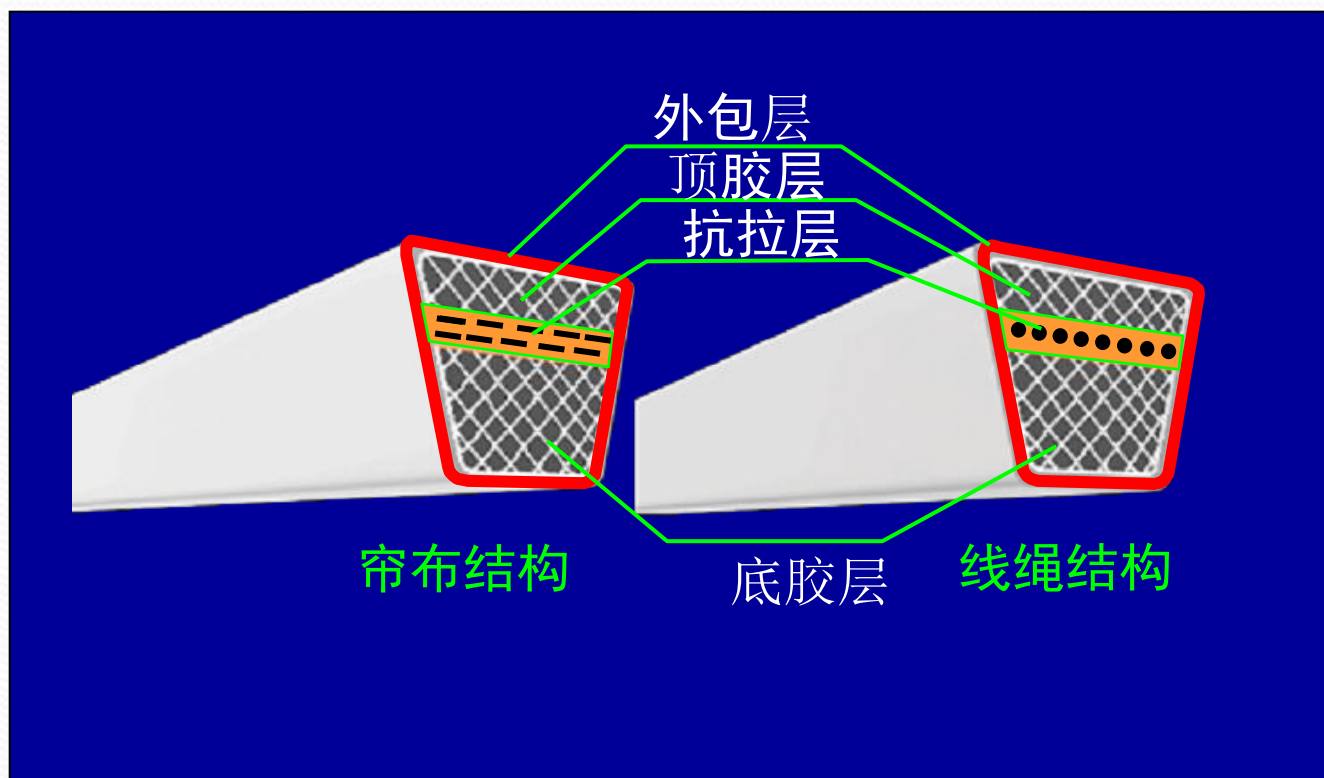


优点：传动比恒定，传动效率高，
带轻薄，强力层强度高。

缺点：结构复杂，价格高，对制造
和安装要求高，中心距要求严格。

三、V带的规格

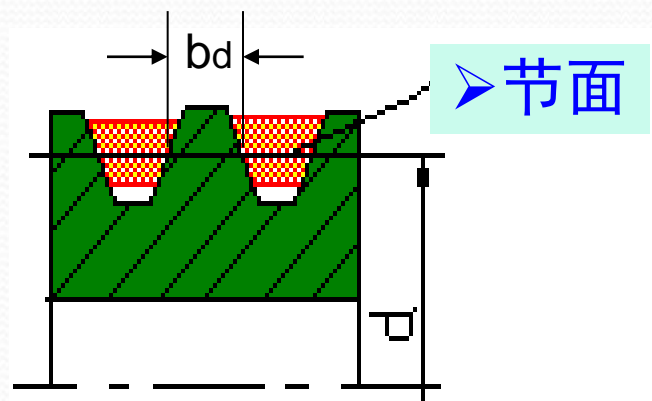
组成：外包层、顶胶层、抗拉层、底胶层



➤基本尺寸:

节线——弯曲时保持原长不变的一条周线。

节面——全部节线所组成的面称作节面，节面的宽度称作节宽 b_p ，其尺寸见教材。表13-3



➤ V带型号:

(1) 分类 普通V带: Y、Z、A、B、C、D、E
窄V带: SPZ、SPA、SPB、SPC

(2) 当带弯曲时→节面层带长不变→节面
带楔角 ϕ 变化(减小)
→带轮轮槽角 $\phi_0 < 40^\circ$

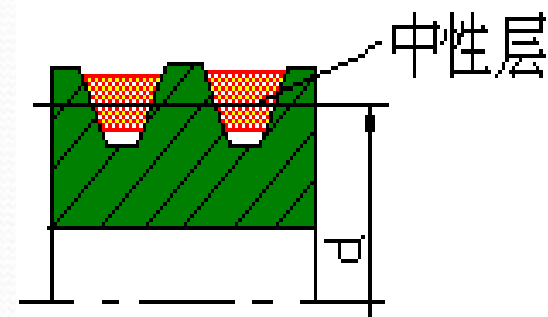
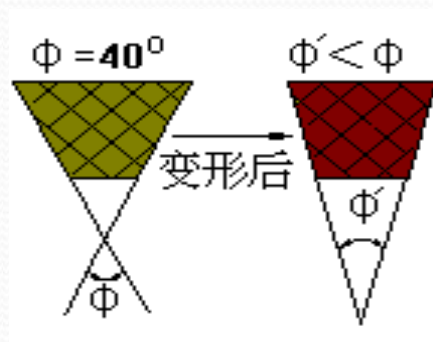
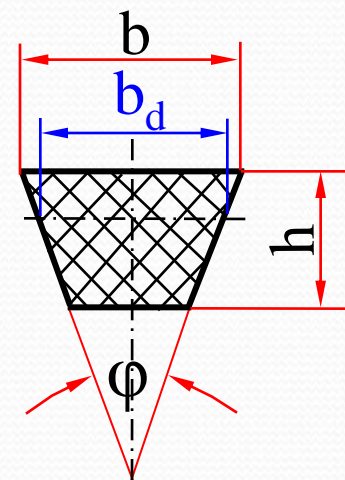


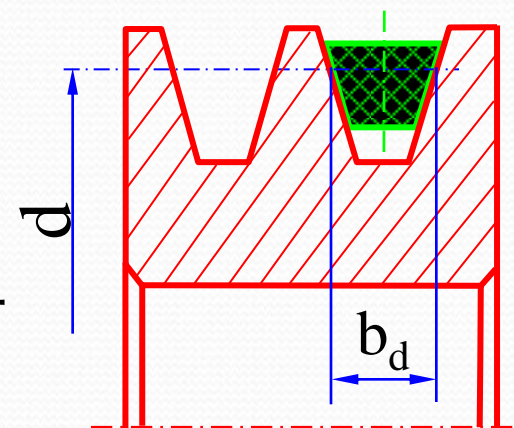
表13-2 普通V带的截面尺寸 (GB11544-89)

型 号	Z	A	B	C	D	E	F
顶宽 b	10	13	17	22	32	38	50
节宽 b_d	8.5	11	14	19	27	32	42
高度 h	6	8	10.5	13.5	19	23.5	30
楔角 φ	40°						
每米质量 q (kg/m)	0.06	0.01	0.17	0.30	0.62	0.90	1.52



在V带轮上，与所配用V带的节面宽度相对应的带轮直径称为**基准直径 d** 。

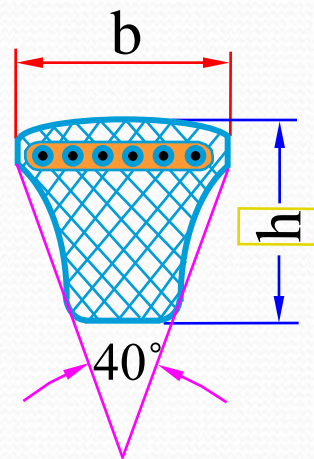
V带在规定的张紧力下，位于带轮基准直径上的周线长度称为**基准长度 L_d (公称长度)**。



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

$\varphi = 40^\circ$ ， $h/b_d = 0.9$ 的V带称为窄V带。

与普通V带相比，高度相同时，宽度减小1/3，而承载能力提高1.5~2.5倍，适用于传递动力大而又要求紧凑的场合。

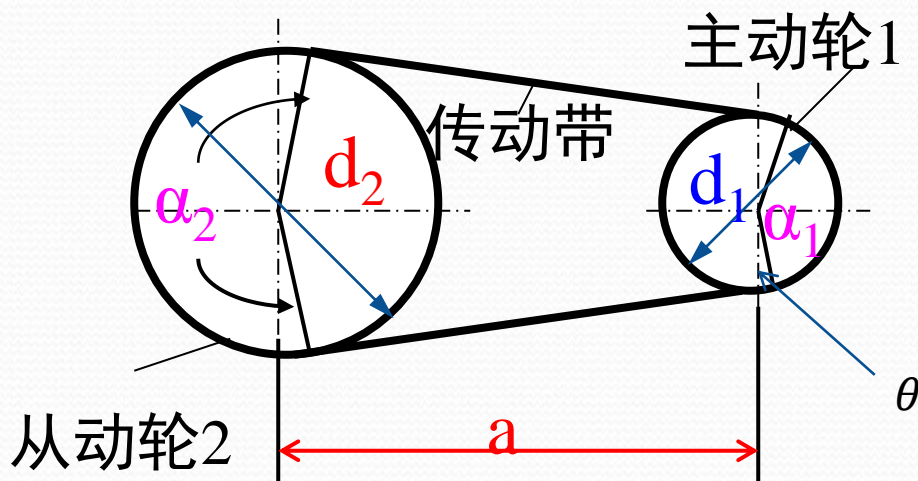


§ 13-2 带传动的基本理论

一、尺寸计算

主要参数: 带轮的基准直径 d_1 、 d_2 , 中心距 a 、包角 α
带的基准长度 L_d

$$L_d = 2a + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad \star (13-2)$$



$$a = \frac{2L_d - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_d - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (13-3)$$

二、受力分析

1. 初始状态: 带两边拉力相等 = F_0 → 张紧力

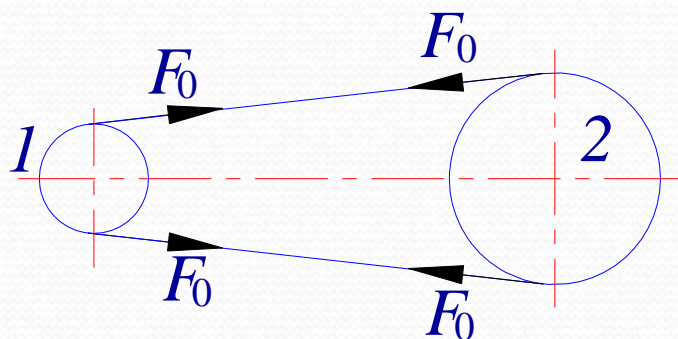
2. 工作状态: 带两边拉力不相等 (由于摩擦力)

拉力增加 → 紧边 $F_0 \rightarrow F_1$ 紧边拉力

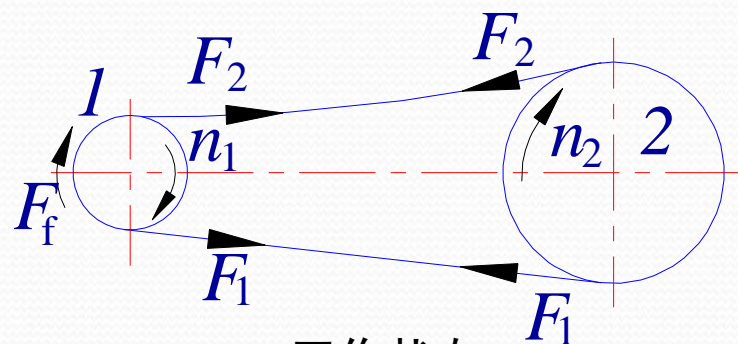
拉力减少 → 松边 $F_0 \rightarrow F_2$ 松边拉力

(1) 紧松边的判断 → 绕出从动轮的一边 → 紧边

绕出主动轮的一边 → 松边



尚未工作状态



工作状态

(2) 紧松边力的大小

分析: 设带在工作前后带的总长不变,

∵ 紧边由 $F_0 \rightarrow F_1 \rightarrow$ 拉力增加, 带增长

松边由 $F_0 \rightarrow F_2 \rightarrow$ 拉力减少, 带缩短

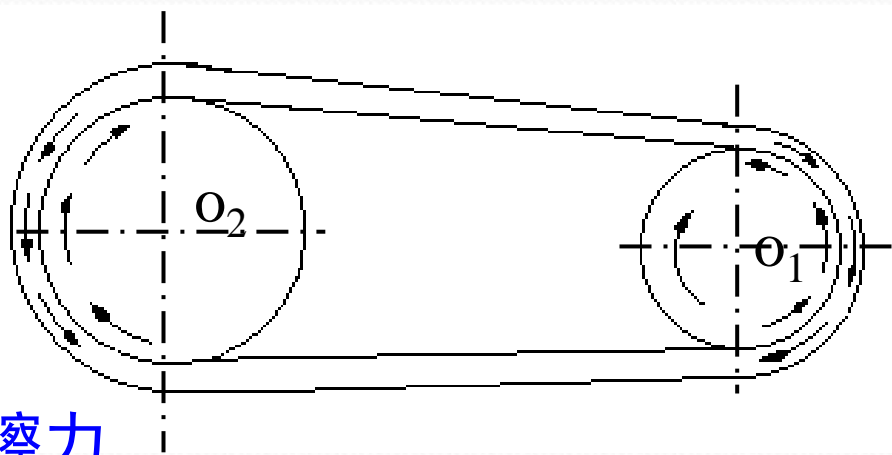
∵ 总长不变 $\rightarrow \therefore$ 带增长量 = 带缩短量

$$\therefore F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \quad ; \quad \frac{1}{2} (F_1 + F_2) = F_0 \quad (13-5)$$

(3) 摩擦力的方向:

∵ 带传动是靠带与带轮接触弧上的摩擦力传递运动和动力的。

F_f — 带与轮接触面上的总摩擦力



(4) F_1 、 F_2 、 F_f 、 F 的关系

分析:

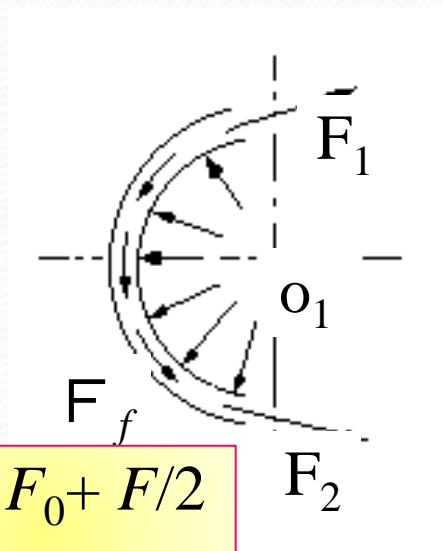
取主动轮端的带为分离体(逆转), 则

$$\therefore F_f = F_1 - F_2$$

* F_f 不是作用于某点的集中力, 而是带与轮接触面上各点摩擦力的总和→
摩擦力→

$$\therefore F_f = F = F_1 - F_2 \quad (13-4)$$

$$F_1 + F_2 = 2 F_0 \quad (13-5)$$



$$F_1 = F_0 + F/2$$

$$F_2 = F_0 - F/2$$

F_1 和 F_2 的大小, 取决于初拉力 F_0 及有效圆周力 F ;

当初拉力 F_0 一定时, F_1 、 F_2 的大小 **未定**
→即 $F_1 - F_2$ 之差未定→ $F_1 - F_2 = F_f = F$ →随带传动 F 的变化而变化。



但 F_f 有极限值，当 $F > F_{f\max} \rightarrow$ 打滑

带就会沿轮面出现显著的滑动现象

带的材料、张紧程度和包角等因素决定了 F_f 极限值

(5) 带传动的功率

$$P = F v / 1000 \quad \text{kW} \quad (13-5)$$

$$F = 1000 P / v \quad \text{N}$$

$$F - \text{N}, \quad v - \text{m} / \text{s}$$

$$P = Fv/1000 \quad \left\{ \begin{array}{l} F \uparrow \\ v \uparrow \end{array} \right. \rightarrow P \uparrow$$

F_1 和 F_2 的大小，取决于初拉力 F_0 及有效圆周力 F ；而 F 又取决于传递的功率 P 及带速 V 。

3、带传动最大有效拉力F

$F > F_{fmax} \rightarrow$ 打滑

$F < F_{fmax} \rightarrow$ 正常工作

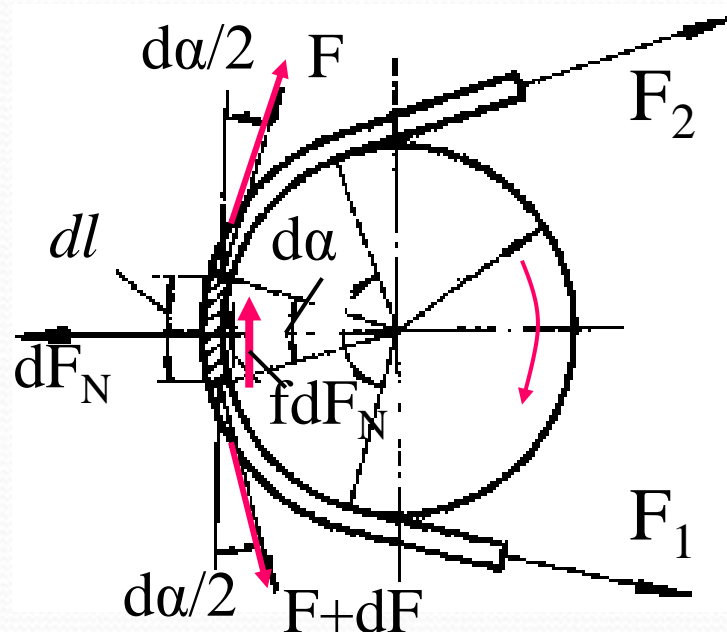
当 $F = F_{fmax} \rightarrow$ 最大有效拉力

1) F的大小

(1) 平带传动

当带刚要打滑时，根据欧拉公式， F_1 、 F_2 的关系为：

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



联立关系式：

$$F = F_1 - F_2 \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \quad F_0 = \frac{1}{2}(F_1 + F_2)$$

可得：

$$\begin{cases} F_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \\ F_2 = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \\ F = F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right) \end{cases}$$

分析：

$$F = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

- a. 初拉力 $F_0 \uparrow \rightarrow F \uparrow$ ，因为压力越大摩擦力越大，但 F_0 过大，会加剧带的磨损
- b. 包角 $\alpha \uparrow \rightarrow F \uparrow$ ，因为包角 α 越大，带与带轮接触弧越长，总摩擦力越大
- c. 摩擦系数 $f \uparrow \rightarrow F_{\max} \uparrow$ 将带轮表面加工粗糙？
- d. 带传动 F_f 有限， $P = Fv = F_f v$ 有限，要提高 P 可增大 v ，故宜将带传动布置在高速级

增大包角、摩擦系数和初拉力，都可提高带传动所能传递的有效圆周力。

三、应力分析

传动时，带中应力：拉力产生的拉应力、离心力产生的拉应力、弯曲应力

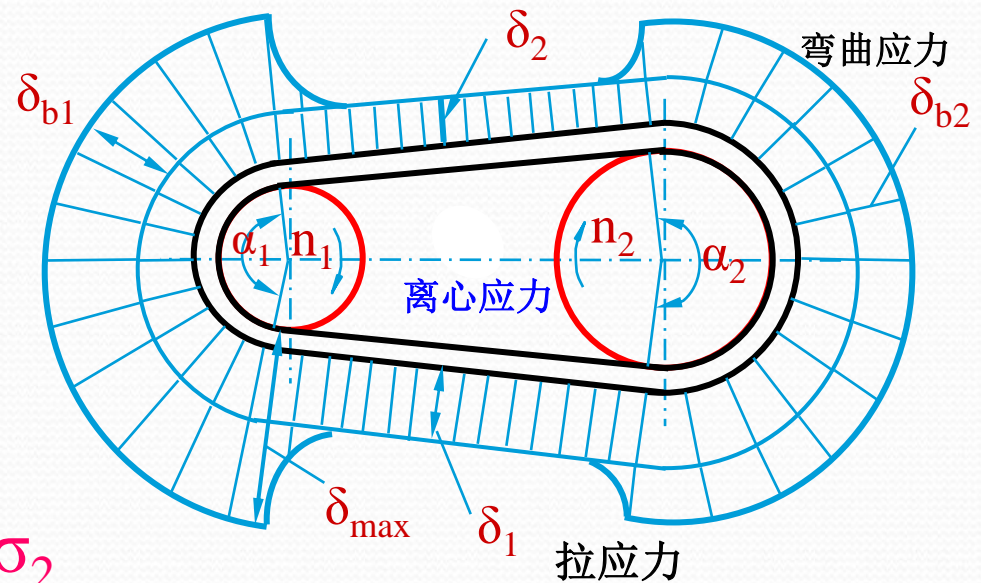
(1) 拉力产生的拉应力

紧边拉应力 $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$

松边拉应力 $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$

$F_1 > F_2 \rightarrow \therefore \sigma_1 > \sigma_2$

→作用于带的全长



(2) 离心力产生的拉应力: $F_C \rightarrow \sigma_C$

$$F_C = qv^2$$

$$\sigma_C = \frac{qv^2}{A}$$

→ 发生在带作圆周运动部分, 作用于带的全长

为限制离心拉应力 σ_C 不过大 → 限制 $v \rightarrow v_{\max} \leq 25 \text{ m/s}$

但 $v_{\min} \geq 5 \text{ m/s}$ ($P = Fv/1000$)

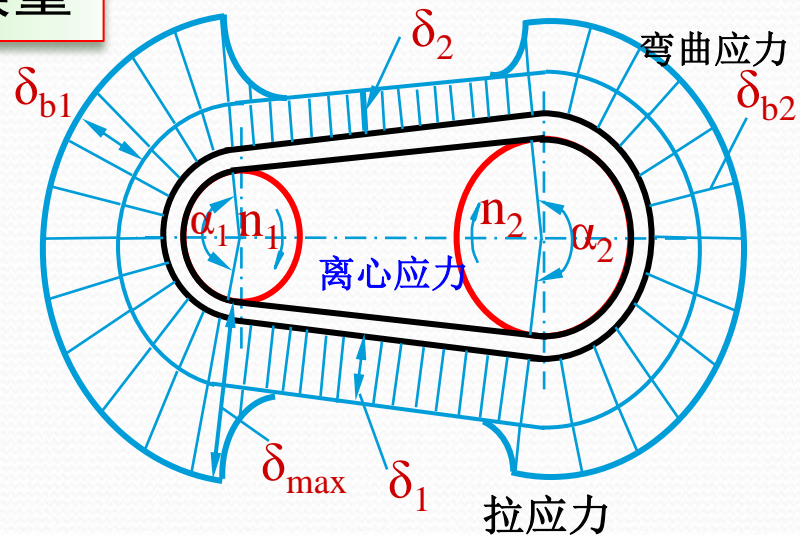
$$\therefore 5 \text{ m/s} \leq v_{\max} \leq 25 \text{ m/s}$$

(3) 弯曲应力: σ_{b1}, σ_{b2}

→ 带绕过带轮时

$$\sigma_b = hE/d \quad E \text{ 一带的弹性模量}$$

$$\because d_1 < d_2 \rightarrow \therefore \sigma_{b1} > \sigma_{b2}$$



4.带传动工作时最大应力

$$\sigma_{\max} = ?$$

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

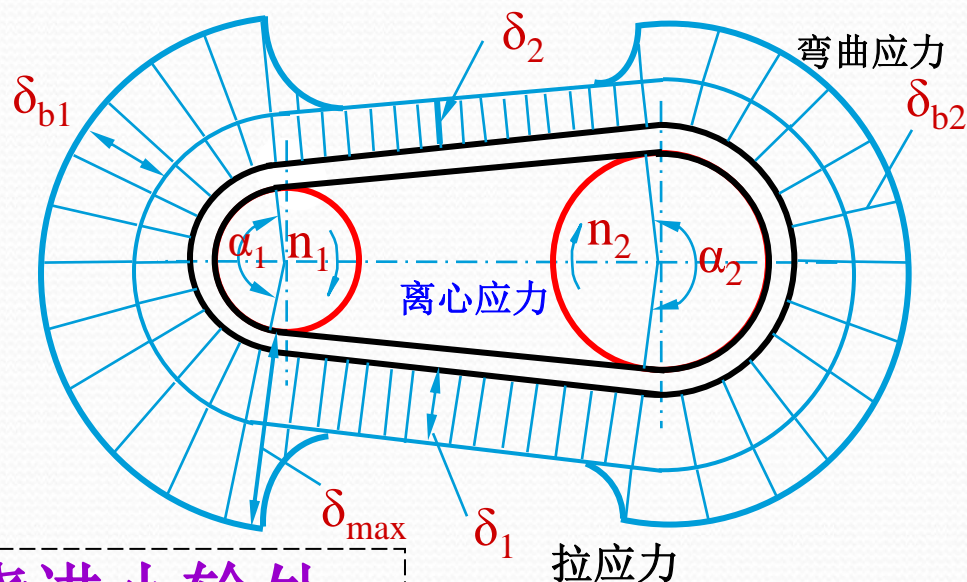
$$\because \begin{cases} \sigma_1 > \sigma_2 \\ \sigma_{b1} > \sigma_{b2} \end{cases}$$

发生位置:

$i > 1$ (小轮主动)

带绕进小轮处

小带轮主动时，最大应力发生在紧边进入小带轮处



带传动工作时,作用于带上有哪些应力? 它们的分布及大小有什么特点? 最大应力发生在什么部位?为什么要限制带速?

四、运动分析

1. 弹性滑动

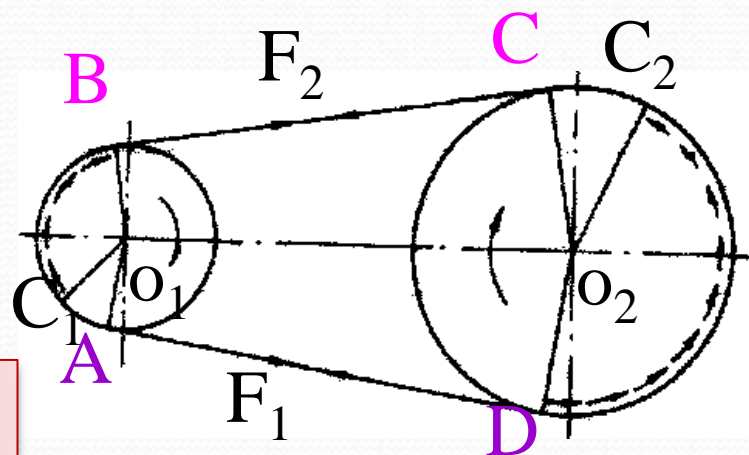
带传动中因带的弹性变形变化所导致的带与带轮之间的相对运动，称为**弹性滑动**。

原因 { 1. 带是**弹性体**, 受载→弹变, 变形量与外力成正比
2. 带轮**两边拉力不相等**, $F_1 > F_2$

小带轮处: 带由 A_1 绕上→由 B_1 绕出, 拉力由 $F_1 \rightarrow F_2 \rightarrow$ 带
边绕进边后缩 →带滞后于带轮 → $V_1 > V_{带}$

大带轮处: 带由 A_2 绕上
→由 B_2 绕出, 拉力由 $F_2 \rightarrow F_1$
→带边绕进边伸长
→带超前于带轮 → $V_{带} > V_2$

$$V_1 > V_{带} > V_2 \rightarrow V_1 > V_2$$



*分析:

1. 弹性滑动不可 避免
2. 弹性滑动发生在 带离开带轮的那段接触弧上
3. $F \uparrow \rightarrow$ 弹性滑动 $\uparrow \rightarrow$ 弹性滑动范 围 \uparrow ,
当弹性滑动扩展到整个接触弧时, $F_f = F_{fmax}$

2. 打滑

- 原因: 当有效圆周力 F 超过极限摩擦力时 $F > F_{fmax}$
 \rightarrow 带与带轮间发生全面打滑
- 分析:
 1. 打滑可以避免
 2. 打滑先发生在 小带轮处
 3. 打滑 \rightarrow 带与带轮间的相对滑动 \rightarrow 剧烈的磨损 \rightarrow 失效
- 防止措施:
 1. 减小 F
 2. 增大 $F_0 \rightarrow F_{fmax}$ 增大

	弹性滑动	打滑
原因	由于带具有弹性，在传动中存在 <u>拉力差</u> ，引起带与轮面的相对滑动	由于 <u>过载</u> ，需要传递的有效拉力超过最大摩擦力所引起
现象	<u>局部带在局部轮面</u> 上发生微小的相对滑动	整个带在整个轮面上发生显著的相对滑动
后果	使 <u>从动轮圆周速度低于主动轮</u> ，效率下降，引起带磨损，温度上升，传动比稳定	引起 <u>带的严重磨损</u> ，严重时无法继续工作
属性	带靠摩擦传动， <u>弹性滑动不可避免</u>	是 <u>一种失效形式，必须避免</u>
防止措施	可选用大弹性模量的材料	保证 $F \leq F_{flim}$

1. 什么是弹性滑动, 什么是打滑?
2. 为什么会发生弹性滑动或打滑? 是否可以避免?
3. V_1 、 V_2 、 V 带之间的关系如何?为什么?

三. 传动比

弹性滑动导致：从动轮的圆周速度 $v_2 <$ 主动轮的圆周速度 v_1 ，
速度降低的程度可用滑动率 ε 来表示：

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\% \quad \text{或} \quad v_2 = (1 - \varepsilon)v_1$$

$$\varepsilon = 0.01 - 0.02 \quad \text{滑动率}$$

∴

$$\because V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \quad (13-10)$$

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000}$$

$$n_2 = \frac{n_1 d_1 (1 - \varepsilon)}{d_2} \rightarrow \text{传动比不稳定}$$

近似计算取

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

§ 13-3 普通 V 带传动的设计

一.带传动的失效形式及设计准则

☆失效形式

☆设计准则

当 $F > F_{fmax} = F_{ec} \rightarrow$

打滑

$F \leq F_{ec}$

当 $\sigma_{max} > [\sigma] \rightarrow$

带疲劳破坏

$\sigma_{max} \leq [\sigma]$

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

☆带传动的设计准则：

保证带传动不打滑及具有一定的疲劳寿命。

二、V带传动的设计步骤例13.3.2 p.233-235

- 已知条件及设计内容:

已知条件



设计内容

传递的名义功率 P
主动轮转速 n_1
从动轮转速 n_2 或传动比 i
传动位置要求
工况条件、原动机类型等

V带的型号、长度和根数
带轮直径和结构
传动中心距 a
验算带速 v 和包角 α
计算初拉力和压轴力

三、普通V带型号和根数的确定

$$\begin{cases} P_0 = F_{ec} V / 1000 \rightarrow \text{单根带可传递最大功率} \\ F_{ec} \leq F_1 (1 - 1 / e^{f\alpha}) \rightarrow \text{不打滑} \\ F_1 = \sigma_1 A \\ \sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c \rightarrow \text{足够的疲劳强度} \end{cases}$$

\therefore 单根V带可传递功率 P_0 : (13-12)

$$P_0 = ([\sigma] - \sigma_b - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha}}\right) \cdot \frac{Av}{1000} \quad \text{Kw}$$

单根V带的基本额定功率 P_0 (特定条件)

1. 特定条件: ①包角 $\alpha_1 = \pi$ ($i = 1$); ②载荷平稳;
③特定基准长度
2. P_0 : 按 P_1 、 n_1 、型号 \rightarrow 查表(13-4) p.219

3. 非特定条件下的修正系数

①工作系数 $K_A \rightarrow$ 非平稳载荷 $K_A > 1$ 表(13-9)p.222

②包角修正系数 K_α : 表(13-8) P.222

当 $\alpha_1 < \pi (i > 1) \rightarrow$ 承载力 $\downarrow \rightarrow K_\alpha < 1 \rightarrow \alpha_1 \downarrow$

$\rightarrow K_\alpha \downarrow$

③长度系数 K_L : 表(13-2) P.217

当 $L >$ 特定条件 \rightarrow 绕转次数 $N \downarrow \rightarrow$ 传动功率 $\uparrow \rightarrow K_L > 1$

当 $L <$ 特定条件 \rightarrow 绕转次数 $N \uparrow \rightarrow$ 传动功率 $\downarrow \rightarrow K_L < 1$

4. 单根 V 带功率增量 ΔP_0 表 (13-6) P.221

当 $i > 1 \rightarrow d_2 \uparrow \rightarrow \sigma_{b2} \downarrow \rightarrow$ 承载力 $\uparrow \rightarrow$ 传动功率 \uparrow

$\rightarrow \Delta P_0 > 0$

单根 V 带的许用功率 $[P_0]$

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L \quad (13-13)$$

普通V带的型号和根数的确定

计算功率： $P_C = K_A P$

K_A --- 工作情况系数

根数： $Z = P_C / [P_0]$ (13-14)

即：
$$z = \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

→ 书 $Z < 10$, 建议 $Z \leq 6$

型号的确定: 根据 P_c 和小带轮的转速 n_1 , 由选型图确定。

带速：
$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \text{ m/s}$$

一般应使 v 在5~25m/s的范围内。

2.中心距、带长和包角

推荐范围： $0.7(d_1+d_2) < a_0 < 2(d_1+d_2)$

初定V带基准长度：

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$$

根据 L_0 由表13-2选取接近的基准长度 L_d ，然后计算中心距：

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2}$$

中心距变动范围为：考虑带传动的安装、调整和V带张紧的需要。 $(a-0.015L_d) \sim (a+0.015L_d)$

3.初拉力

计算公式：

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

其中： P_c 为计算功率； z 为V带根数； v 为带速；

q 为V带每米长的质量； k_a 为包角修正系数。

设计带传动的原始数据是：传动用途、载荷性质、传递功率、带轮转速以及对传动的外廓尺寸的要求等。

设计带传动的主要任务是：选择合理的传动参数、确定V带型号、长度和根数；确定带轮材料、结构和尺寸。

带传动设计的步骤:

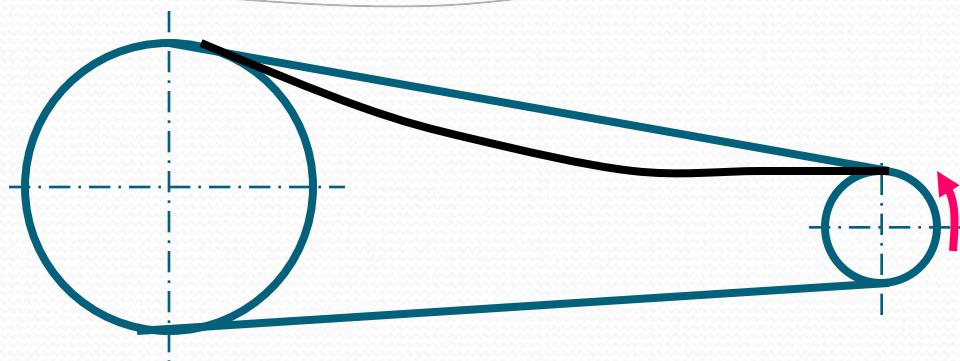
- 1.求计算功率;
- 2.选择普通V带型号;
- 3.求带轮的基准直径 d_1 、 d_2 ;
- 4.验算带速;
- 5.求V带的基准长度 L_d 和中心距 a ;
- 6.验算小带轮的包角;
- 7.求V带根数 z ;
- 8.求作用在带轮轴上的压力 F_Q ;
- 9.带轮的结构设计。

注意事项:

1. 中心距应可调:

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

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

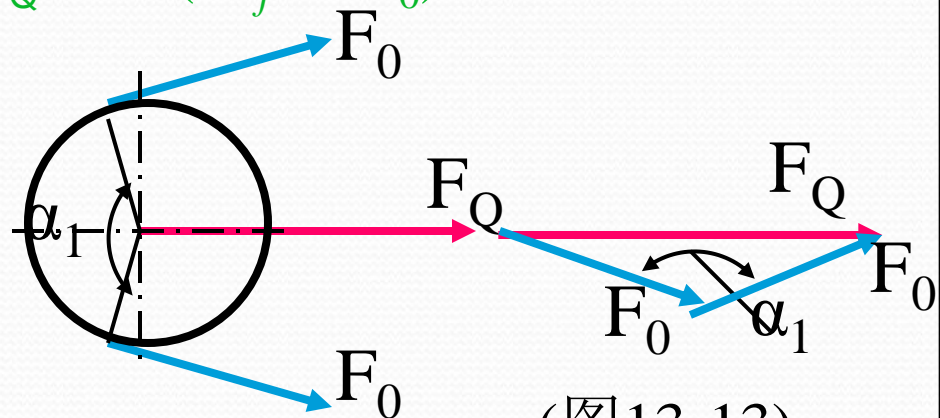


2. 带传动一般松边在上(边)(可增大包角)

3. 带传动作用于轴上的径向力 F_Q 较大($F_f \leftarrow F_0$)

4. 带传动应设置在高速轴

$\because \begin{cases} F_{ec} \text{ 较小} \rightarrow \text{高速轴 } T \text{ 较小} \\ \text{带传动具减振缓冲} \rightarrow \\ \text{高速轴要求传动平稳} \end{cases}$



(图13-13)

四、V带轮的结构

1. 结构组成:

图13-14

P.236

轮缘—安装带

轮辐— 联接轮缘与轮毂

轮毂—安装轴

2. V带轮设计要求:

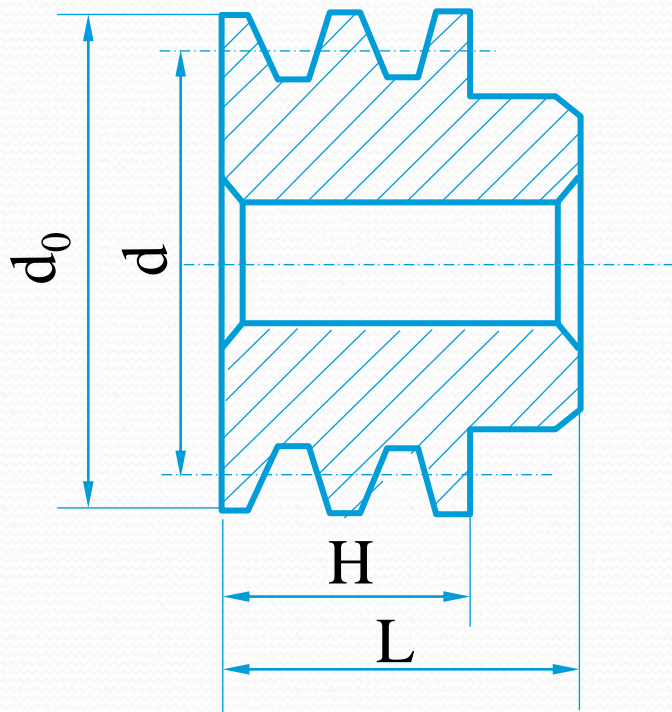
- (1)质量小、工艺性好、质量分布均匀、内应力小、高速应经动平衡
- (2)工作面应精细加工

3. V带轮材料

- 灰铸铁HT150、HT200—常用
- 铸钢、焊接（钢板）—高速
- 铸铝、塑料—小功率

4、带轮的结构

实心式---直径小；

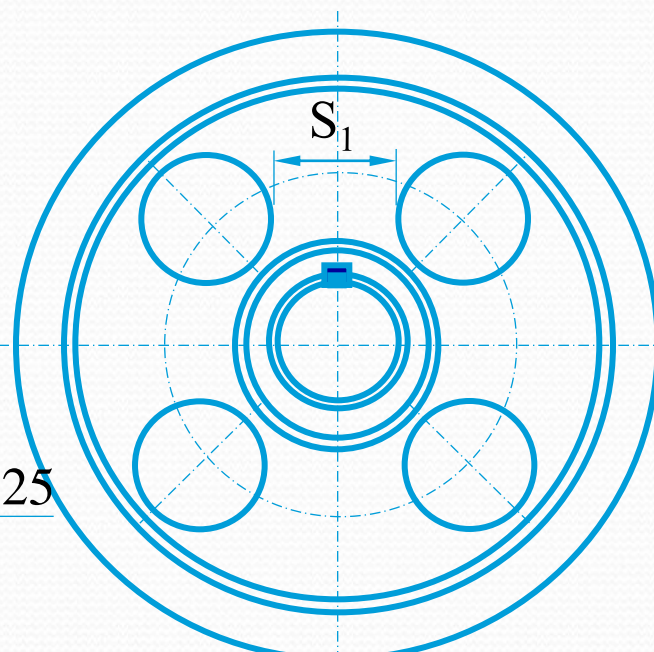
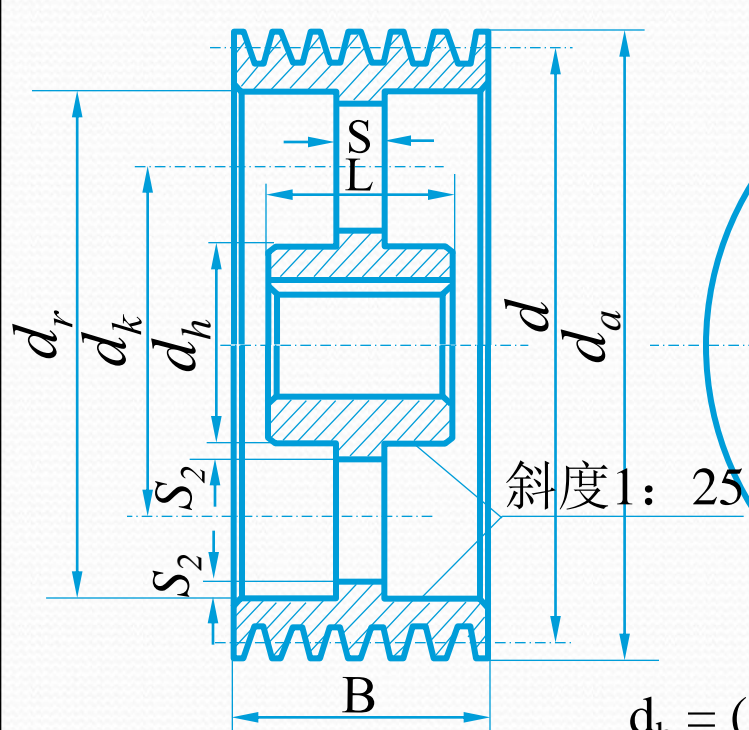


实心式

带轮的结构

实心式——直径小；

腹板式——中等直径；



腹板式一

$$d_h = (1.8 \sim 2)ds \quad d_0 = (d_h + d_r) / 2$$

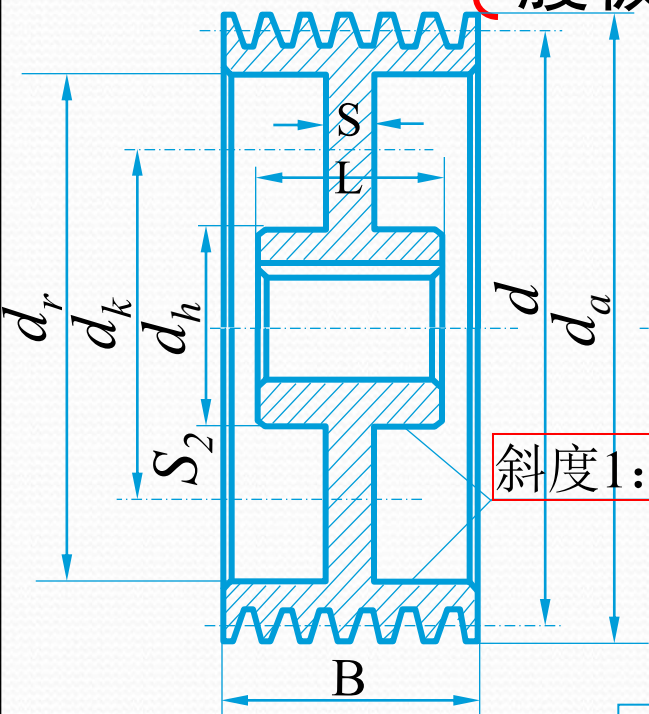
$$d_r = d_e - 2(H + \sigma) \quad H \quad \sigma \text{ 见图 13-8}$$

$$s = (0.2 \sim 0.3) B \quad s_1 \geq 1.5s \quad s_2 \geq 0.5s$$

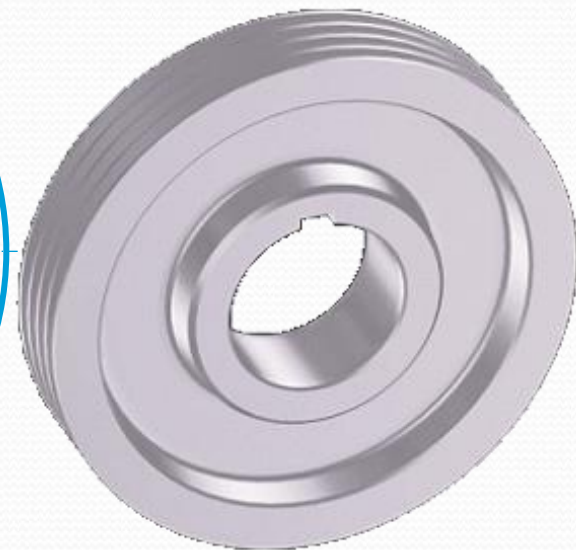
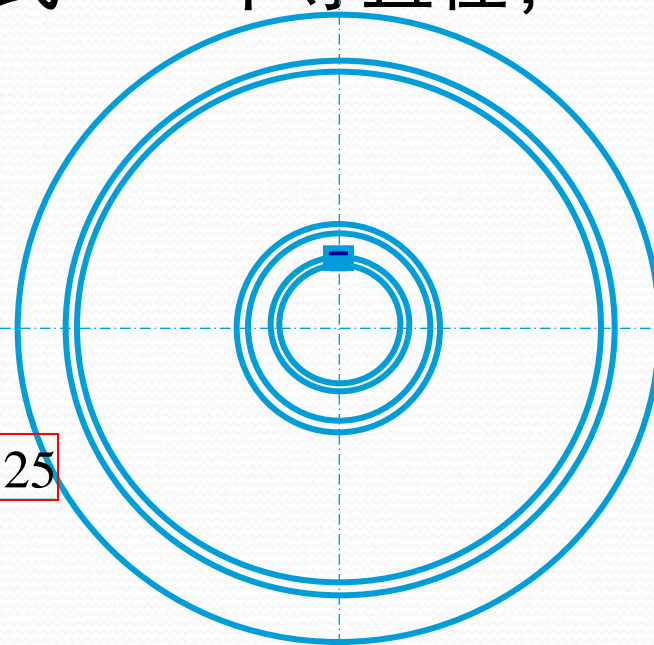
带轮的结构

实心式——直径小；

腹板式——中等直径；



斜度 1: 25



腹板式二

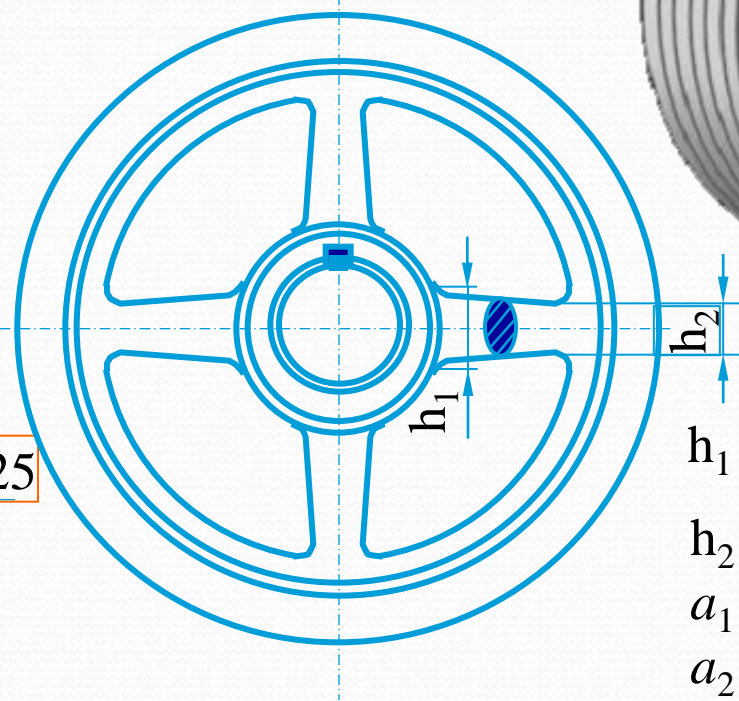
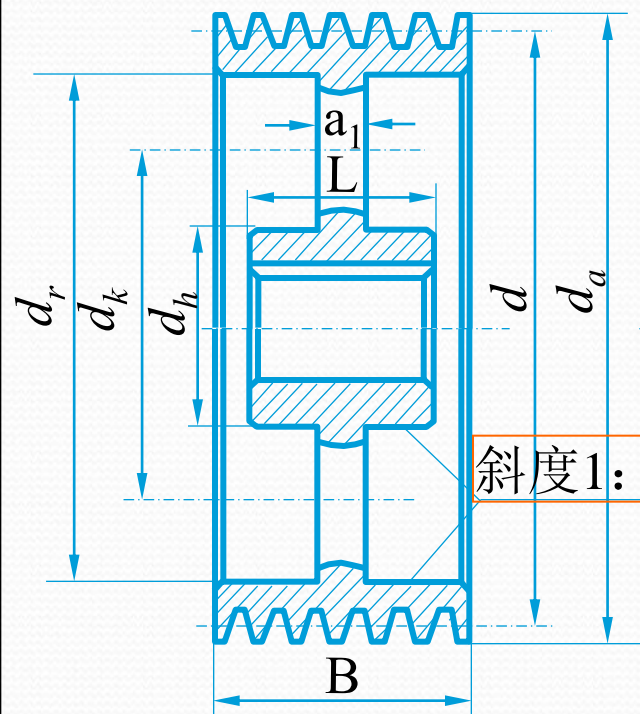
$$d_h = (1.8 \sim 2)ds \quad d_0 = (d_h + d_r) / 2$$

$$d_r = d_e - 2(H + \sigma) \quad H \quad \sigma \text{ 见图 13 - 8}$$

$$s = (0.2 \sim 0.3) B \quad s_2 \geq 0.5s$$

带轮的结构

- 实心式——直径小；
- 腹板式——中等直径；
- 轮辐式—— $d > 350$ mm；



$$h_1 = 290 \sqrt[3]{\frac{P}{nA}}$$

P功率
n转速
A轮幅数

$$h_2 = 0.8 h_1$$

$$a_1 = 0.4 h_1$$

$$a_2 = 0.8 a_1$$

$$f_1 \geq 0.2 h_1 \quad f_2 \geq 0.2 h_2$$

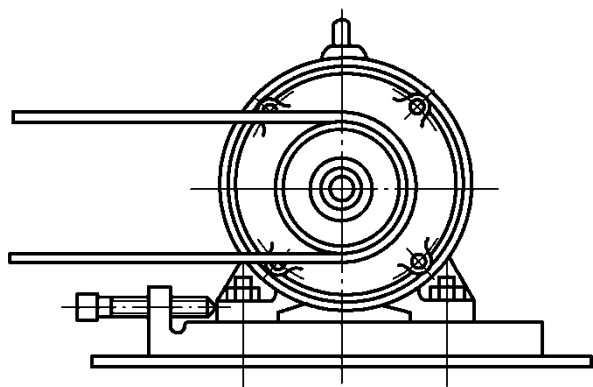
二、带传动的张紧装置

1.原因:

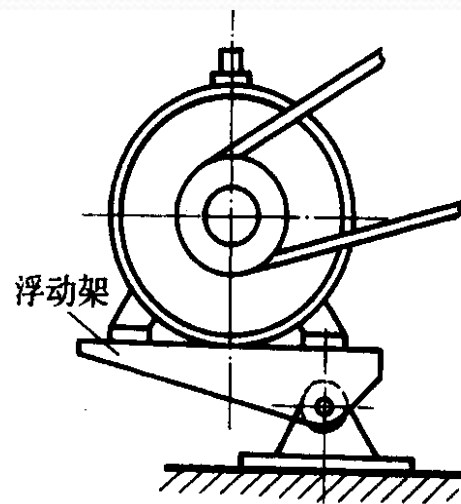
- ┌ 安装制造误差
- └ 工作后的塑性变形

2.张紧方法:

- (1) 调整中心距 { ① 定期张紧 (定期调整中心) 图(13-4a)
② 自动张紧 (靠自重)



动画

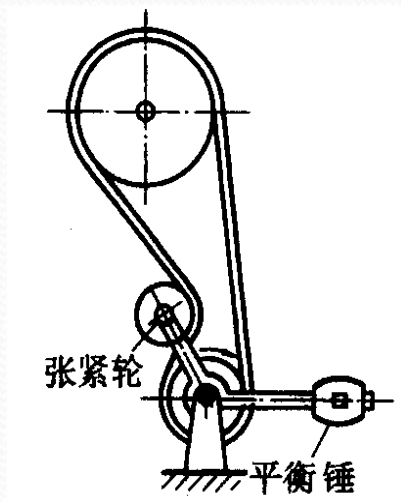


2.张紧轮装置 →利用张紧轮使带张紧

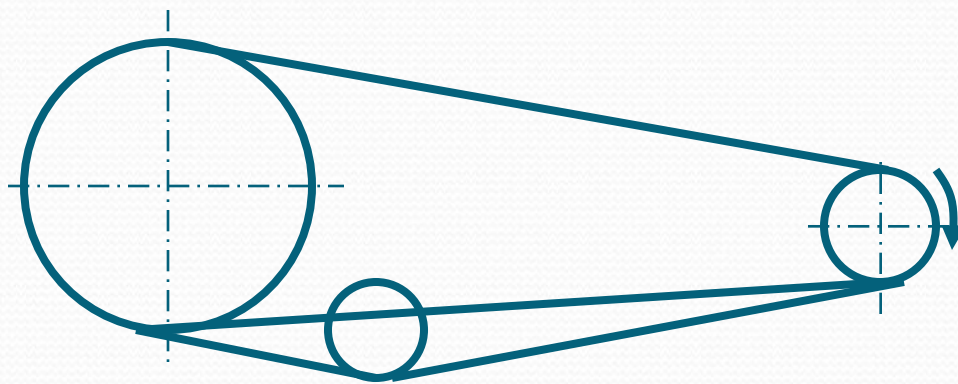
平带传动：张紧轮设置在 **松边外侧靠小轮处**
(∵平带可以双向弯曲，应尽量增大包角)

V带传动：张紧轮设置在 **松边内侧靠大轮处**
(∵V带只能单向弯曲，避免过多减小包角)

平带



V带



本章重点

1. 带传动类型、特点、应用

2. 带传动中的力分析

初始状态: 带两边拉力相等 = F_0 → 张紧力

工作状态: 两边拉力不等 → Γ 紧边 $F_0 \rightarrow F_1$ 紧边拉力

\perp 松边 $F_0 \rightarrow F_2$ 松边拉力

3. 当 $F_1/F_2 = e^{fa} \rightarrow F = F_{fmax} = F \rightarrow$ 最大有效拉力

张紧力 $F_0 \uparrow$; 包角 $\alpha \uparrow$; 摩擦系数 $f \uparrow \rightarrow F_{ec}$ 愈大

4. 带传动工作时最大应力: $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma$

发生位置: $i > 1$ (小轮主动): 带绕进小轮处

$i < 1$ (大轮主动): 带绕出小轮处

5.打滑与弹性滑动

*当 $F > F_{fmax}$ → 打滑 → 打滑可以避免

打滑发生在小带轮处

*∵ a.带是弹性体; b.带轮两边拉力不相等, $F_1 > F_2$

→带传动在工作时存在有带与带轮间的弹性滑动

→ $V_1 > V_{带} > V_2$ → $V_1 > V_2$ → 实际 $i >$ 理论 i (减速)

→带传动传动比不稳定

6.带传动的失效形式与设计准则

失效形式: 当 $F > F_{fmax} = F_{ec}$ → 打滑

当 $\sigma_{max} > [\sigma]$ → 带疲劳破坏

设计准则: 在保证带传动不打滑的条件下, 具有足够的疲劳强度和寿命。