

机械设计

Machine Design

PART II

Design of Mechanisms and Drives in Common Use

Chapter 11

Design of Belt Drives

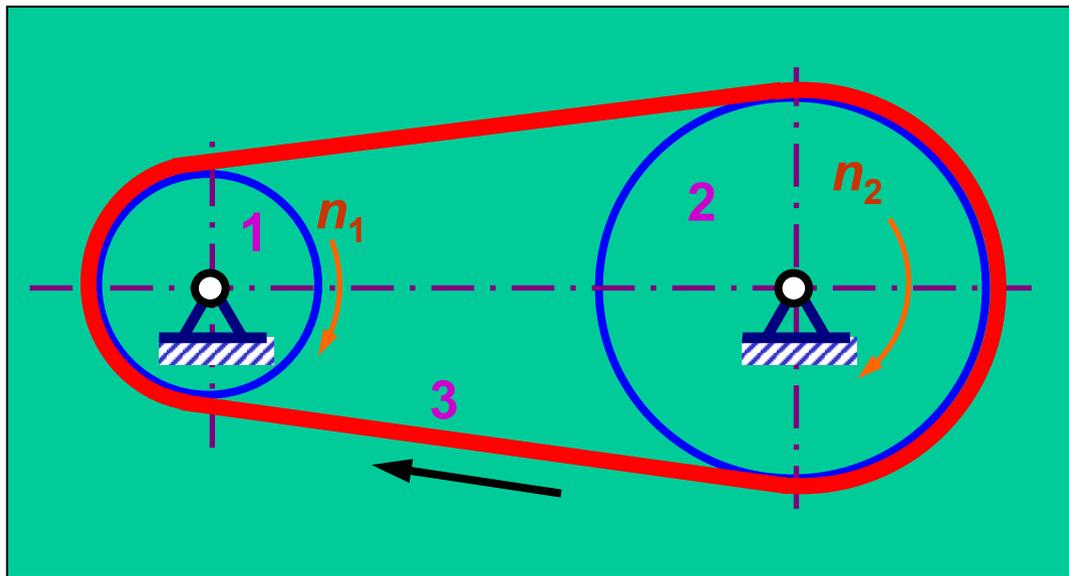
主讲教师——钱瑞明

11.1 Introduction

概述

The Composition of Belt Drives——

带传动(belt drives)通常由主动带轮(driving pulley or sheave)1、从动带轮(driven pulley)2和张紧在两轮上的环形带(belt)3所组成。



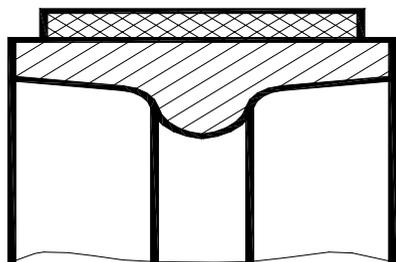
The Types of Belt Drives——

根据传动原理不同，带传动可分为摩擦传动型和啮合传动型两大类。

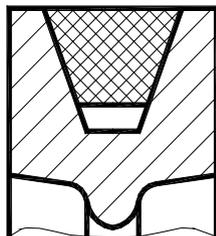
1. Belt Drives based on Friction (摩擦传动型)

工作原理——利用传动带与带轮之间的摩擦力传递运动和动力

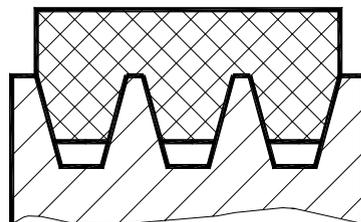
类型——按带截面形状的不同，可分为：普通平带(flat belt)传动、V带(V-belt)传动、多楔带(poly-rib belt)传动、圆带(circle belt)传动、高速带(high-speed belt)传动



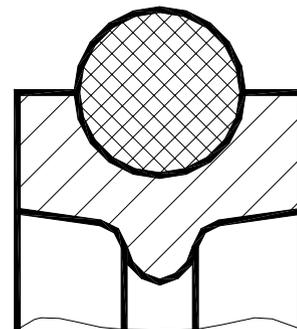
普通平带传动



V带传动



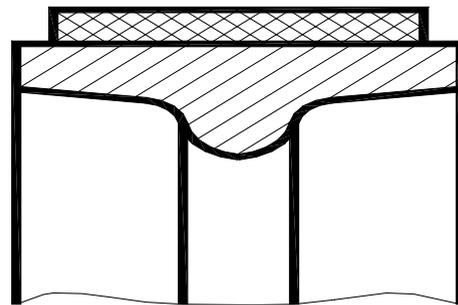
多楔带传动



圆带传动

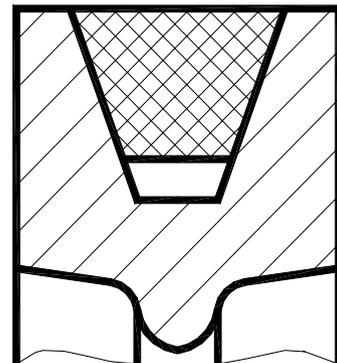
普通平带传动——

带的截面形状为矩形。有胶帆布平带(应用最多)、编织带及强力锦纶带等类型。平带的规格已经标准化，通常整卷出售，使用时根据所需长度截取，并将其端部联接起来（硫化接头或机械接头）。带的挠性较好，带轮制造方便，工作时带的内面是工作面，与圆柱形带轮工作面接触，属于平面摩擦传动。



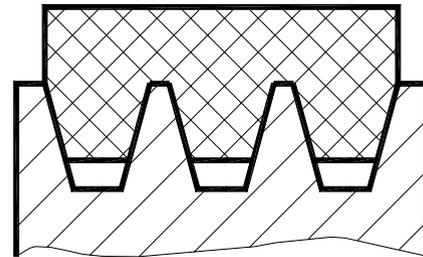
V带传动——

带的截面形状为等腰梯形。带的厚度较大，挠性较差，带轮制造比较复杂。带的两侧面是工作面，与带轮的环槽侧面接触，属于楔面摩擦传动。在相同的带张紧程度下，V带传动的摩擦力要比平带传动约大70%，其承载能力因而比平带传动高。在一般的机械传动中，V带传动现已取代了平带传动而成为常用的带传动装置。



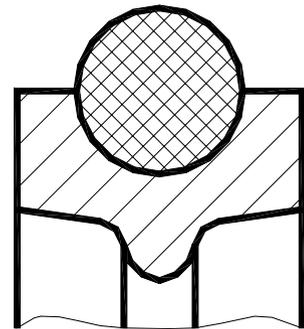
多平楔带传动——

带的截面形状为多楔形，相当于平带与若干等距纵向排列V带的组合，工作面为侧面，具有平带的柔软、V带摩擦力大的特点，比V带传动平稳、外廓尺寸小，用于要求结构紧凑的传动，特别是要求V带根数多或轮轴垂直地面的传动。



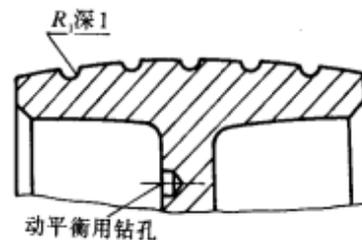
圆带传动——

带的截面形状为圆形，有圆皮带、圆绳带、圆锦纶带等，其传动能力小，主要用于 $v < 15\text{m/s}$ ， $i = 1/2 \sim 3$ 的小功率传动，如仪器和家用器械中。



高速带传动—— $v > 30\text{m/s}$, $n_1 = 10000 \sim 50000\text{r/min}$

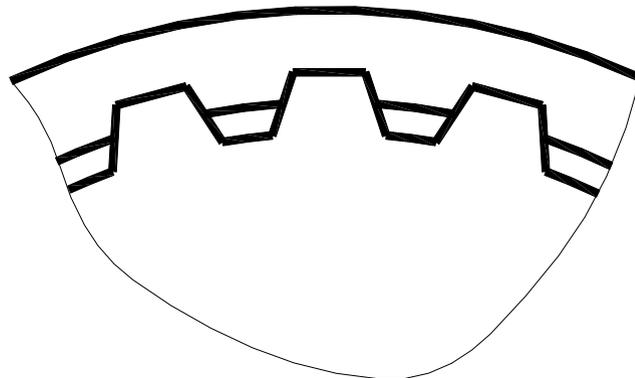
高速带常用重量轻、薄而均匀、挠曲性好的环形平带。带轮用钢或铝合金制造，各面均精加工，并进行动平衡。为防带从带轮上滑落，大、小带轮轮缘制成鼓形面，在轮缘表面开环形槽，以防止在带与轮缘表面间形成空气层而降低摩擦系数，影响正常传动。



2. Belt Drives based on Teeth Meshing (啮合传动型)

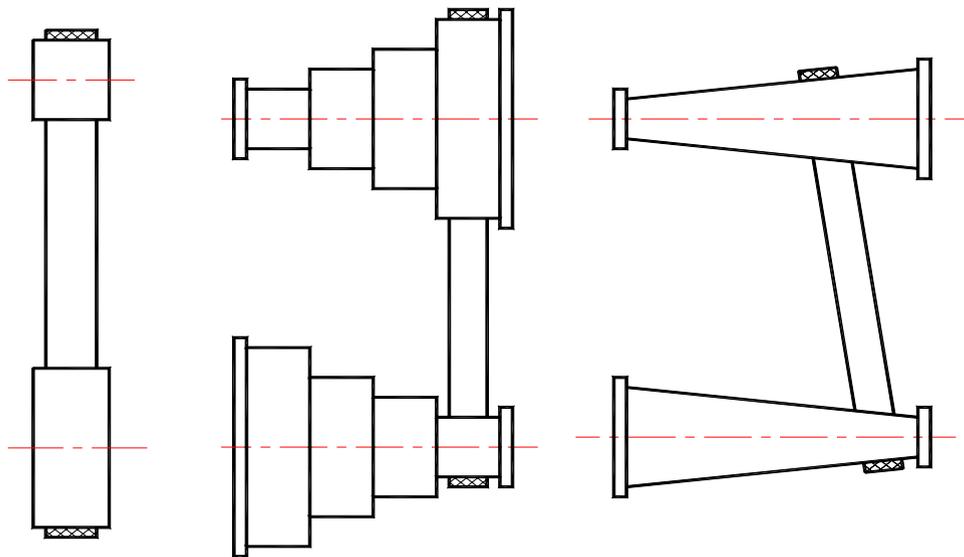
工作原理——同步带传动(timing or synchronous belt drives)靠带上的齿与带轮上的齿槽的啮合作用来传递运动和动力

特点——同步带传动工作时带与带轮之间不会产生相对滑动，能够获得准确的传动比，因此它兼有带传动和齿轮啮合传动的特性和优点。同步带通常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。这种带薄而轻，可用于较高速度。传动时的线速度可达50m/s，传动比可达10，效率可达98%。此外，由于不是靠摩擦力传递动力，带的预紧力可以很小，作用于带轮轴和其轴承上的力也很小。其主要缺点在于制造和安装精度要求较高，中心距要求较严格。

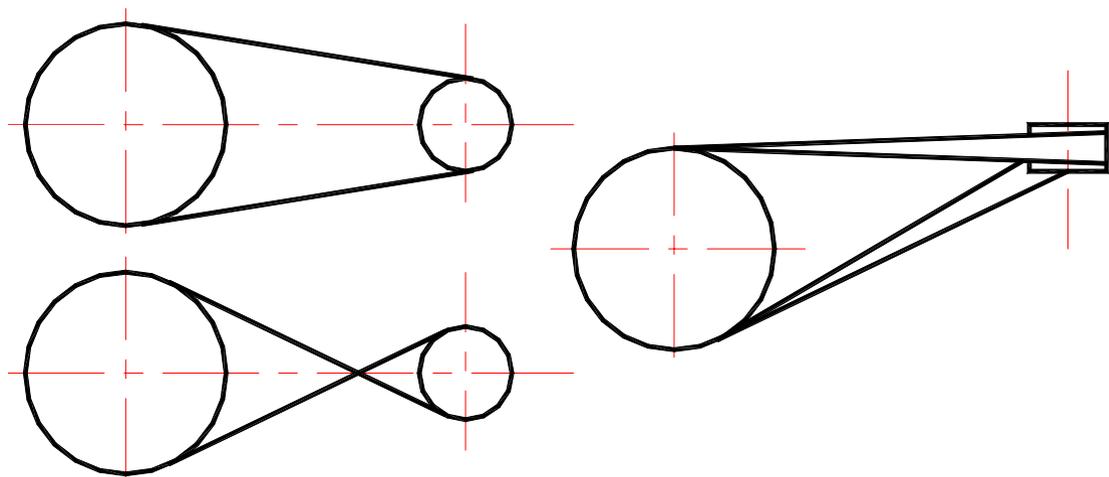


带传动的类型

按传动比分类——
定传动比，有级变速
无级变速



按两轴的位置和
转向分类——



Characteristics of Belt Drives——

两类带传动都采用带作为中间挠性元件来传递运动和动力。

优点——

- 结构简单，传动平稳，缓冲吸振
- 能实现较大距离两轴间的传动
- 摩擦型带传动具有过载时将引起带在带轮上打滑，起到防止其它零件损坏的作用（过载保护）

缺点——

- 带与轮面之间存在相对滑动，导致传动效率较低，传动比不准确，带的寿命较短

11.2 Analysis of Working Conditions of Belt Drives 带传动工作情况分析

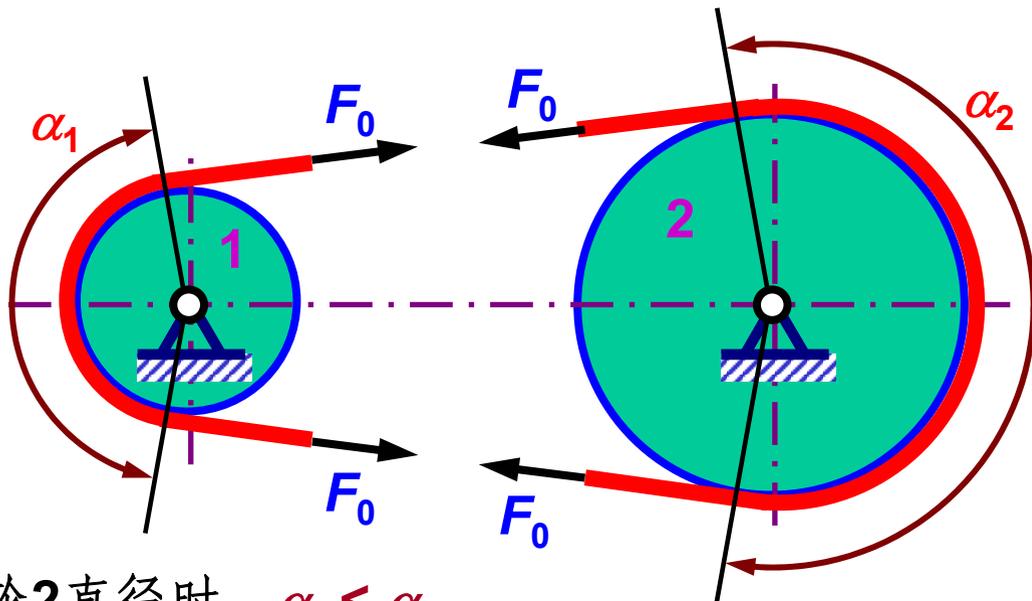
11.2.1 Force Analysis of Belt Drives 带传动的受力分析

1. The Effective Tensile Forces of Belt Drives (带传动的有效拉力)

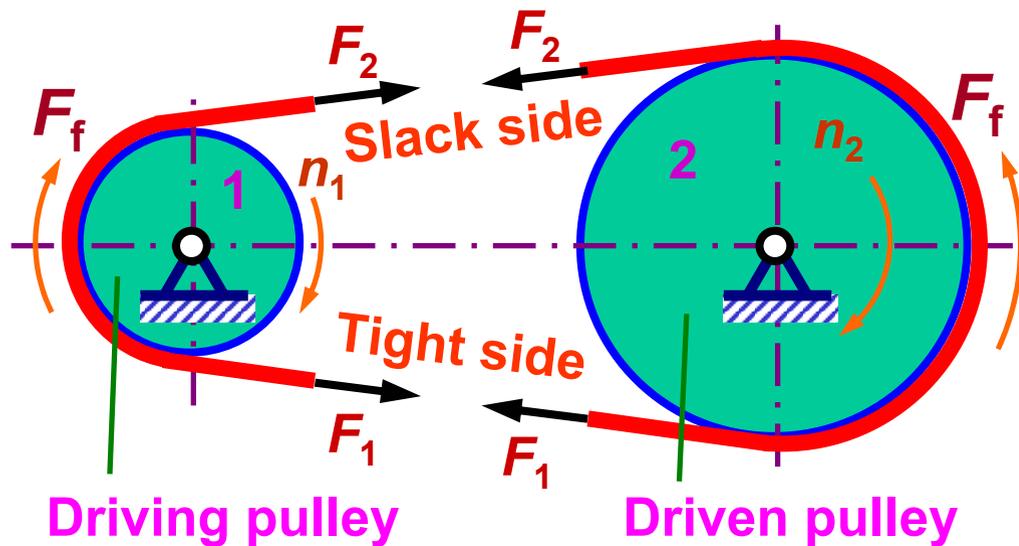
带呈环形，以一定的张紧力(初拉力) F_0 套在带轮上，使带和带轮相互压紧。静止时，带两边的拉力相等，均为 F_0 。

The angle of contact (包角)——

当带轮(sheave)1直径小于带轮2直径时， $\alpha_1 < \alpha_2$ 。



传动时，由于带与轮面间摩擦力的作用，带两边的拉力不再相等。绕进主动轮的一边，拉力由 F_0 增加到 F_1 ，称为紧边拉力 (**tight side tension**)；而另一边带的拉力由 F_0 减为 F_2 ，称为松边拉力 (**slack side tension**)。



若近似认为带工作时的总长度不变，因带是弹性体，符合胡克定律，则带紧边拉力的增加量应等于松边拉力的减少量，即

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \quad \longrightarrow \quad F_1 + F_2 = 2F_0$$

定义有效拉力 (**Effective tensile force**) F_e —— $F_e = F_1 - F_2$

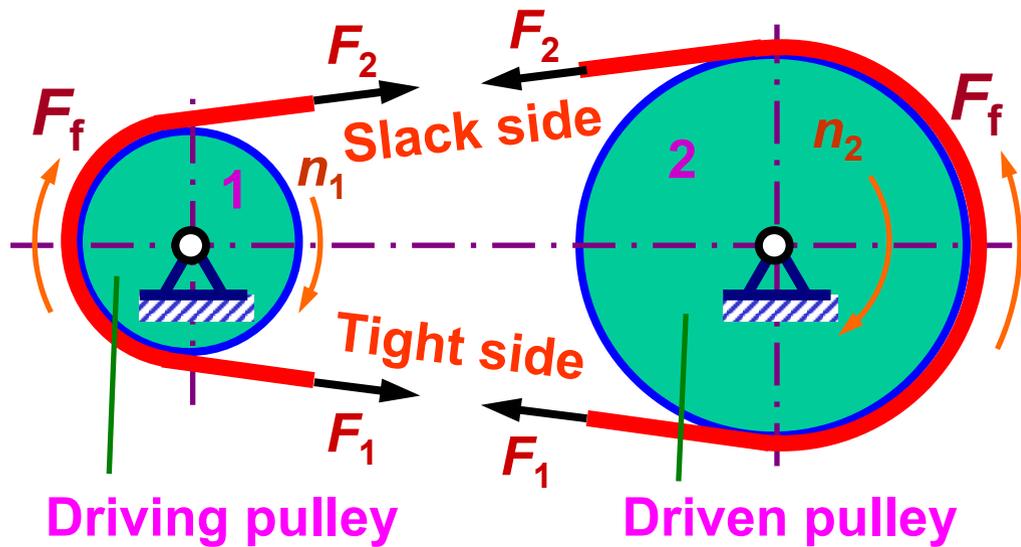
带传动依靠有效拉力 F_e 产生转矩实现功率 P 的传递。

$$P(\text{kW}) = \frac{F_e(\text{N}) \times v(\text{m/s})}{1000}$$

取包于小带轮上的一段带为分离体，若带轮对带沿接触弧的摩擦力总和为 F_f ，则由 $\sum T=0$ 得

$$F_f \frac{d_{a1}}{2} - F_1 \frac{d_{a1}}{2} + F_2 \frac{d_{a1}}{2} = 0 \quad \longrightarrow \quad F_f = F_1 - F_2 = F_e = 1000P/v$$

有效拉力 F_e 也等于沿带轮的接触弧上摩擦力的总和 F_f 。



$$F_1 = F_0 + F_e / 2$$

$$F_2 = F_0 - F_e / 2$$

由以上各式分析可知，带的两边拉力 F_1 和 F_2 的大小取决于预紧力 F_0 和带传动的有效拉力 F_e 。在传动能力范围内， F_e 的大小与传递的功率 P 和带的速度 v 有关。 F_e 的变化实际上反映了带与带轮接触面上摩擦力的变化。

2. The Tensile Force Caused by Centrifugal Force (由离心力所产生的拉力)

当带绕过主、从动轮时作圆周运动，将产生离心力，它使带在全长上各处均受到大小相同的离心拉力。

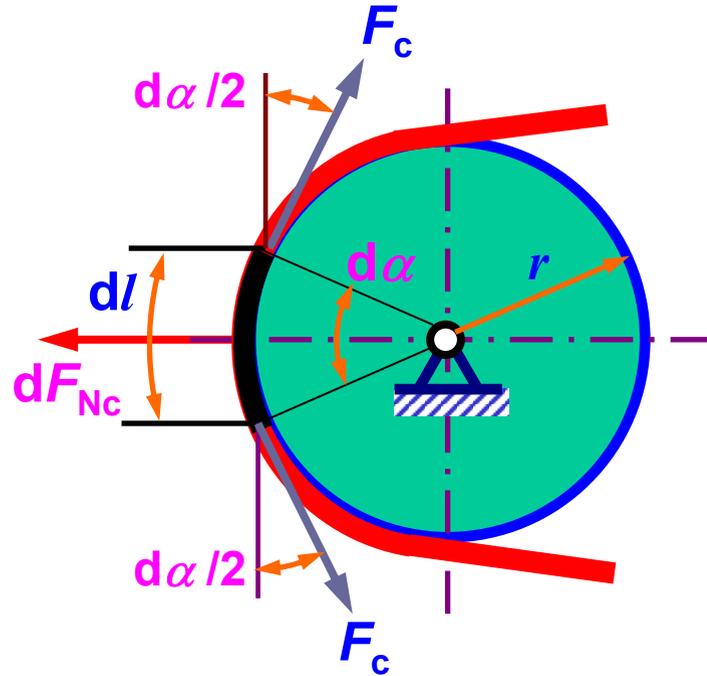
取一微小段带：

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

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$$

$$F_c = qv^2$$

q 为带单位长度的质量 (kg/m)。



3. The Maximal Effective Tensile Force of Belt Drives (带传动的最大有效拉力)

当传递功率（工作阻力）增大时，带的有效拉力也要相应增大，即带和带轮接触面上摩擦力也要增大。但摩擦力有一极限值，当带有打滑趋势时，摩擦力即达到了极限值。有打滑趋势时 F_1 和 F_2 的关系为

$$\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2} = e^{f\alpha}$$

e 为自然对数的底； f 为带与带轮间的摩擦系数，对于V带传动为当量摩擦系数 f_v ； α 为带在带轮上的包角（rad）。

$$F_1 = F_0 + F_e / 2 \quad F_2 = F_0 - F_e / 2$$

带传动的最大有效拉力(即极限摩擦力) ——

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

增大预紧力 F_0 、包角 α 、摩擦系数 f ，或减小带单位长度质量 q 、带速 v ，可增大极限摩擦力和带传动的最大有效拉力。

11.2.2 Stress Analysis of Belt

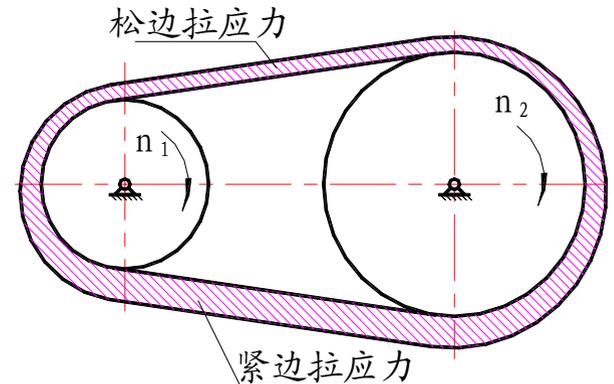
带传动中带的应力分析

1. The Tensile Stresses of Tight Side and Slack Side

(紧边拉应力和松边拉应力)

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

A为带的截面面积 (mm^2)

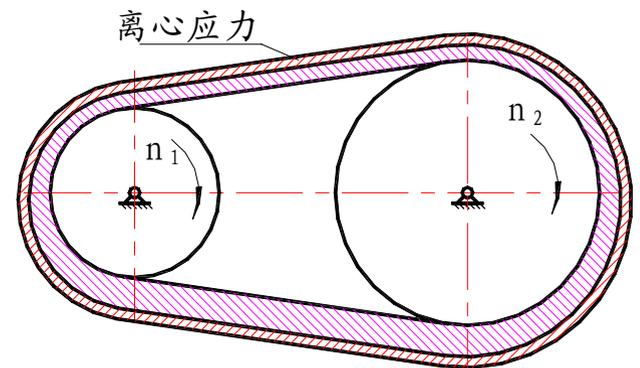


2. The Tensile Stress Caused by Centrifugal Force

(离心力所产生的拉应力)

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$$

虽然是由带包绕到带轮上时的圆周运动产生，但作用于整个带长。



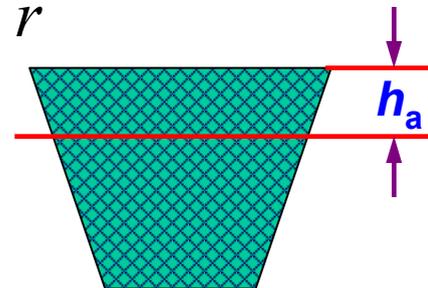
3. The Bending Stress (弯曲应力)

$$\sigma_b = E \frac{y}{r}$$

E ——带材料的弹性模量；

y ——由带中性层至最外层的距离，V带 $y = h_a$ ；

r ——带的曲率半径，mm，V带 $r = d_d / 2$ 。



带轮直径愈小、带愈厚，弯曲应力就愈大。因此带轮直径不宜过小。

三种应力沿带长的分布



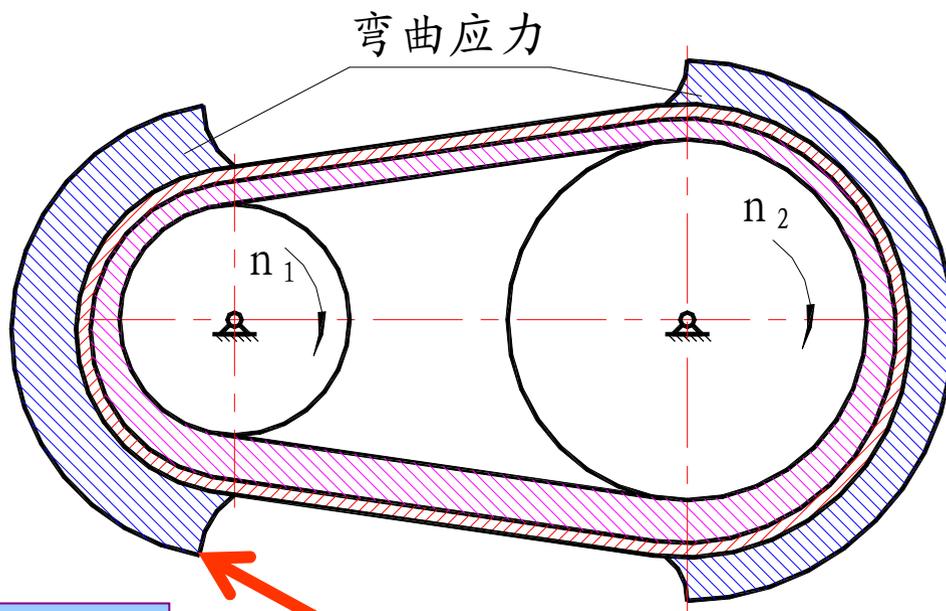
最大应力出现在何处？

小带轮为主动轮时，最大应力发生在紧边进入小带轮处。



最小应力出现在何处？

带截面上的应力是周期性变化的。



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

11.2.3 Elastic Sliding and Slipping

弹性滑动和打滑

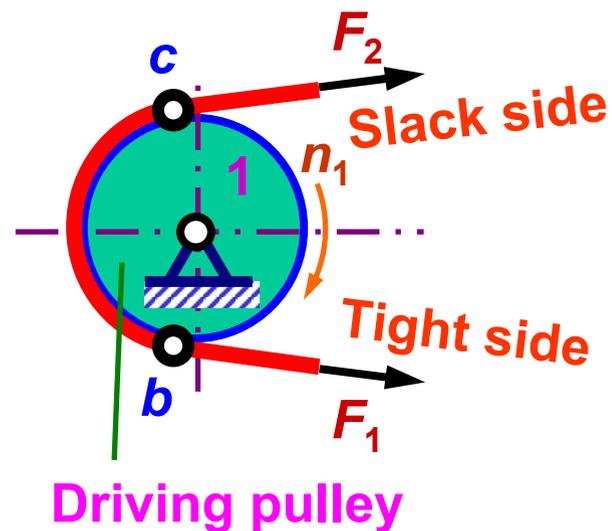
1. Elastic Sliding

定义

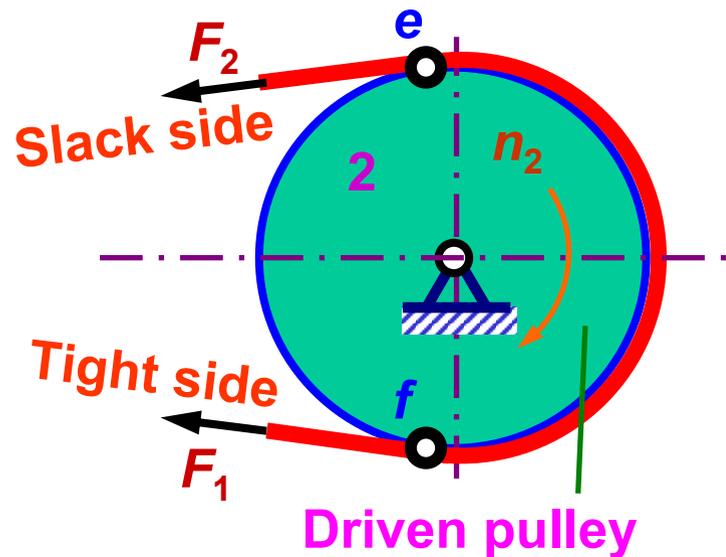
由于带的弹性变形而引起的带与带轮之间的相对滑动称为弹性滑动。

产生的原因

由于带是弹性体，受力后必然产生弹性变形。传动工作时因为紧边和松边拉力不同，所以弹性变形也不同。带自**b**点绕上主动轮时，带所受拉力为 F_1 ，带的速度和带轮表面的速度相等。而当带由**b**点转到**c**点的过程中，带的拉力由 F_1 降低到 F_2 ，因而带的拉伸弹性变形量也随之逐渐减小，相当于带在逐渐缩短，并沿轮面滑动，使带的速度 v 落后于主动带轮的圆周速度 v_1 ，因此两者之间必然发生相对滑动。



同样的现象发生在从动轮上，但情况正好相反，在e点处带和带轮具有相同的速度，但当带由e点转到f点的过程中，带不是缩短而是被拉长，使带的速度v高于从动带轮的圆周速度v₂。



$$v_1 > v > v_2$$

特点

不可避免——带的弹性、松边与紧边拉力差

后果

传动比不准确；带的磨损、发热、温升，效率降低

滑动率

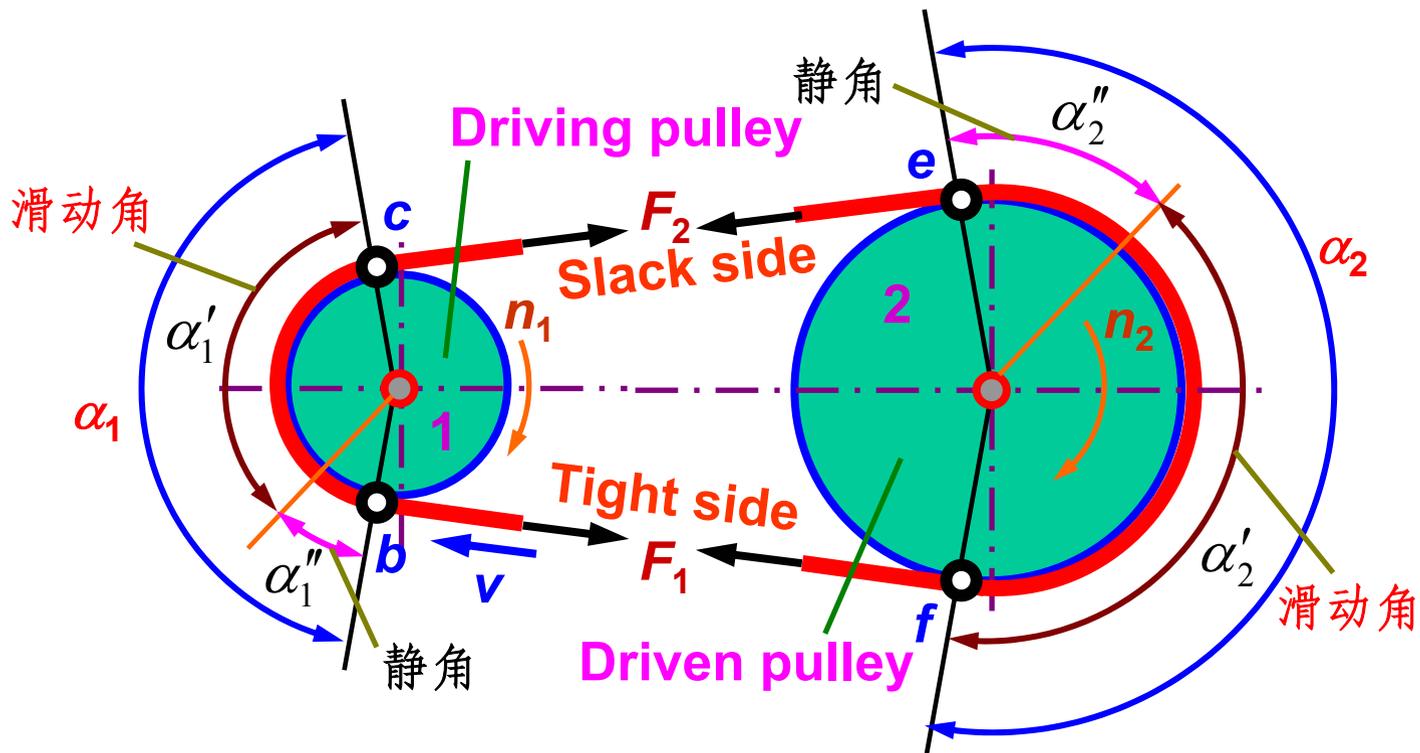
$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\pi n_1 d_{d1} - \pi n_2 d_{d2}}{\pi n_1 d_{d1}} = 1 - \frac{d_{d2} n_2}{d_{d1} n_1} = 1 - \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \cdot \frac{1}{i}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{a2}}{d_{a1}(1 - \varepsilon)}$$

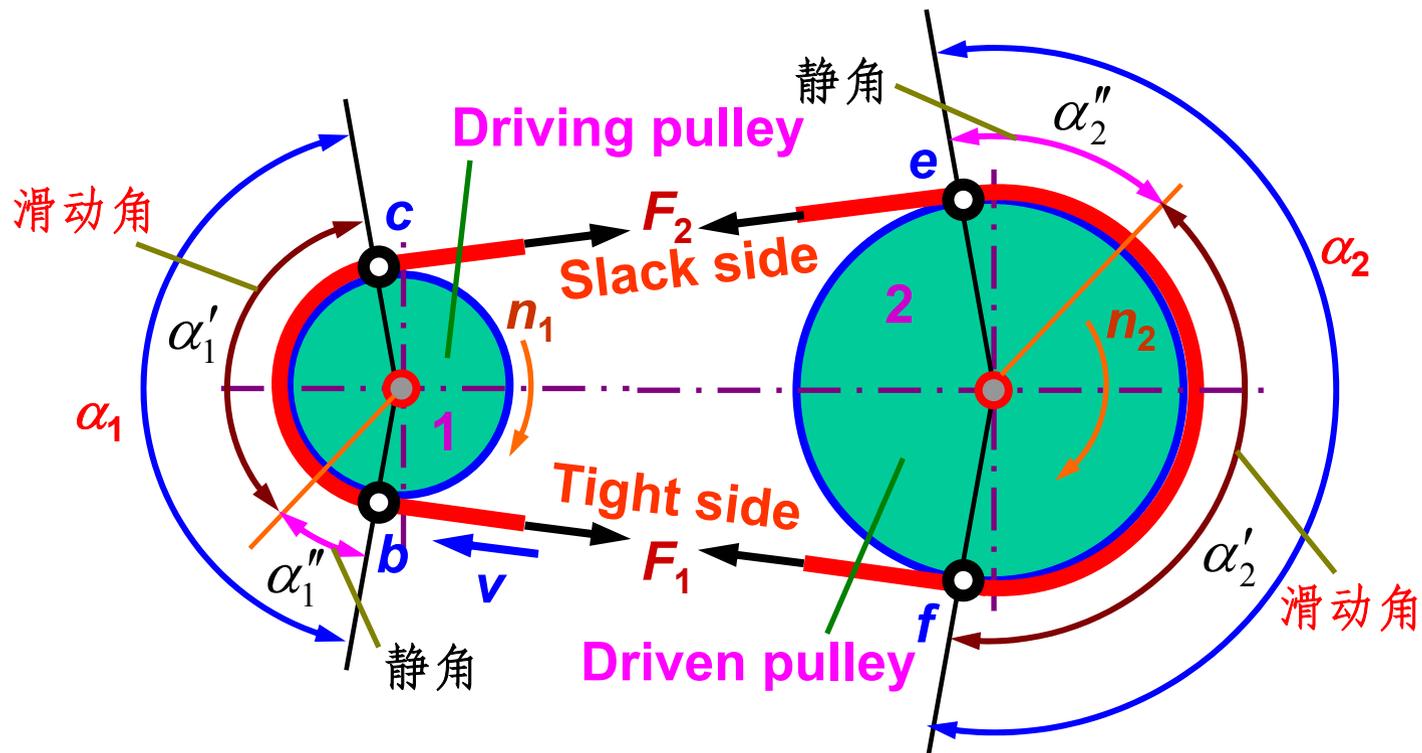
$$\varepsilon = 0.01 \sim 0.02$$

2. Slipping

正常情况下，带的弹性滑动并不是发生在整个接触弧上。接触弧可分**滑动弧**和**静弧**两部分，对应的中心角分别称为**滑动角** α' 和**静角** α'' 。静弧总是位于带绕上主、从动轮的开始部分。



当带不传递载荷时，滑动角为零。随着载荷的增加，滑动角逐渐增大，静角逐渐减小。当滑动角增大到带轮包角时，达到极限状态，带传动的有效拉力达最大值，带就开始打滑。因 $\alpha_1 < \alpha_2$ ，所以打滑总是先发生在小带轮上。打滑将造成带的严重磨损，带的运动处于不稳定状态，致使传动失效。



深入理解弹性滑动和打滑概念——现象、原因、特点、后果

- 弹性滑动是由于带的弹性变形而引起的带与带轮之间的相对滑动
- 打滑是由于过载（实现功率传递所需要的有效拉力超过了极限摩擦力）所引起的带在带轮上的全面滑动
- 弹性滑动造成传动比不稳定
- 打滑是一种失效形式，工作中应避免
- 动弧是接触弧的一部分，动弧位于主动轮的出口边
- 当动弧扩展到整个接触弧时发生打滑
- 弹性滑动不可避免，打滑可以避免。
- 在传动突然超载时，打滑可以起到过载保护作用，避免其它零件发生损坏

如何避免打滑？

11.3 Design & Calculation of V-belt Drives

V带传动设计计算

11.3.1 Design Rules and Rating Power of a V-belt

设计准则和单根V带的额定功率

1. The Failure Forms and Design Rules of Belt Drives

(带传动的失效形式和设计准则)

The Failure Forms——带疲劳断裂；打滑；带磨损

Design Rules——在保证带传动不打滑的前提下，使带具有一定的疲劳强度和寿命。

2. The Rating Power of a Single V-belt (单根V带的额定功率)

单根V带传动不打滑的临界有效拉力（即最大有效拉力或单根V带传递的最大载荷）——

$$F_{ec} = (F_1 - qv^2) \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) = (\sigma_1 - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right)$$

保证V带疲劳寿命的疲劳强度条件——

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \leq [\sigma] \quad \sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c$$

单根V带既不打滑又保证一定疲劳寿命时所能传递的基本额定功率——

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

3. The Allowable Stress (许用应力)

对于一定规格、材质的带，在特定试验条件下（如 $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$ 、循环次数 $N = 10^8$ 、规定的带长、载荷平稳等），可求出疲劳方程 $\sigma^m N = C$ 的 C 值。因此许用应力为

$$[\sigma] = \sqrt[m]{\frac{C}{N}} = \sqrt[m]{\frac{CL_d}{3600Z_p t_h v}}$$

L_d ——V带的基准长度，m；

Z_p ——V带绕行一周时所绕过带轮的数目；

t_h ——V带总工作时数，h；

m ——指数，普通V带 $m = 11.1$ 。

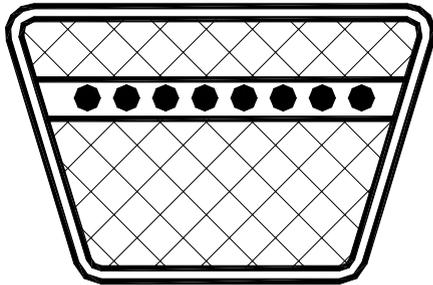
取 $f_v = 0.5$ ，即得单根V带基本额定功率计算公式。

11.3.2 Design Steps and Selection of Parameters for V-belt Drives

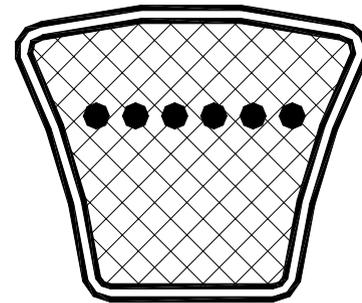
V带传动设计步骤和传动参数选择

1. Selection of V-belt Numbers (选择V带型号)

V带有普通V带 (general V-belt)、窄V带 (narrow-section V-belt)、宽V带 (wide-section V-belt)、大楔角V带 (large wedge angle V-belt)等多种类型，其中普通V带应用最广，窄V带的使用也日见广泛。

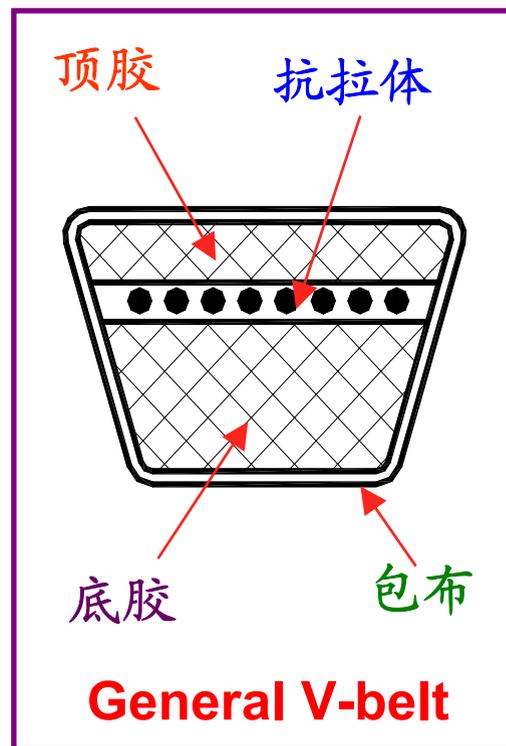


General V-belt



Narrow-section V-belt

普通V带由顶胶、抗拉体（承载层）、底胶和包布组成。抗拉体由帘布或线绳组成，是承受负载拉力的主体。其上下的顶胶和底胶分别承受弯曲时的拉伸和压缩变形。线绳结构的普通V带具有柔韧性好的特点，适用于带轮直径较小，转速较高的场合。

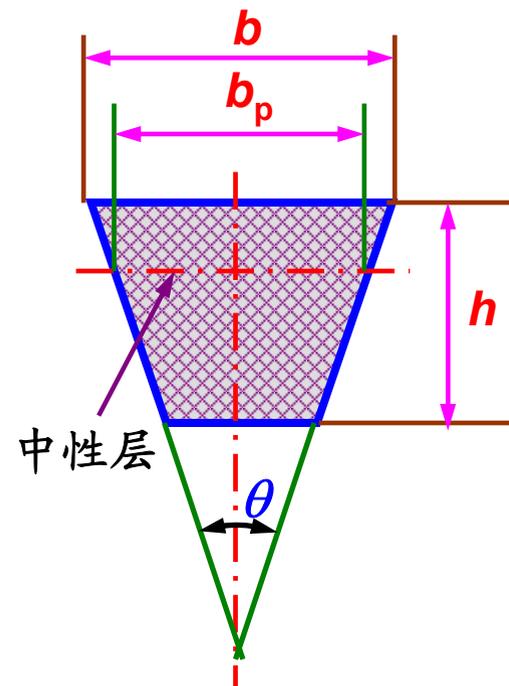


窄V带采用合成纤维绳或钢丝绳作承载层，与普通V带相比，当高度相同时，其宽度比普通V带小约30%。窄V带传递功率的能力比普通V带大，允许速度和挠曲次数高，传动中心距小。适用于大功率且结构要求紧凑的传动。

普通V带有七种型号——Y、Z、A、B、C、D、E

窄V带有四种型号——SPZ、SPA、SPB、SPC

V带都制成无接头的环形，带弯曲时保持长度不变的周线称为节线，考虑带宽时为节面(pitch plane) (节宽 b_p)，沿节线的长度称为带的基准长度(pitch length) L_d (已标准化)。各种型号带的基准长度见图11.10。(特殊长度可以定制，专开模具)



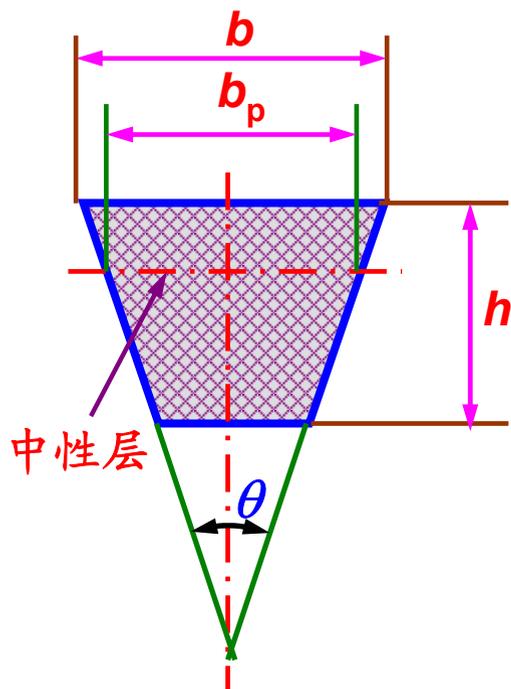
基准长度 L_d /mm (普通V带)

4	4	5	5	6	7	8	9	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	3	3	4	4	5	5	6	7	8	9	1	1	1	1	1
0	5	0	6	3	1	0	0	0	1	2	4	6	8	0	2	5	8	1	5	0	5	0	6	3	1	0	0	0	1	2	4	6
0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	5	0	0	0	0	4	0	0	5	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	5	0	0
								0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Y		A											E																			
Z							D																									
B											C																					

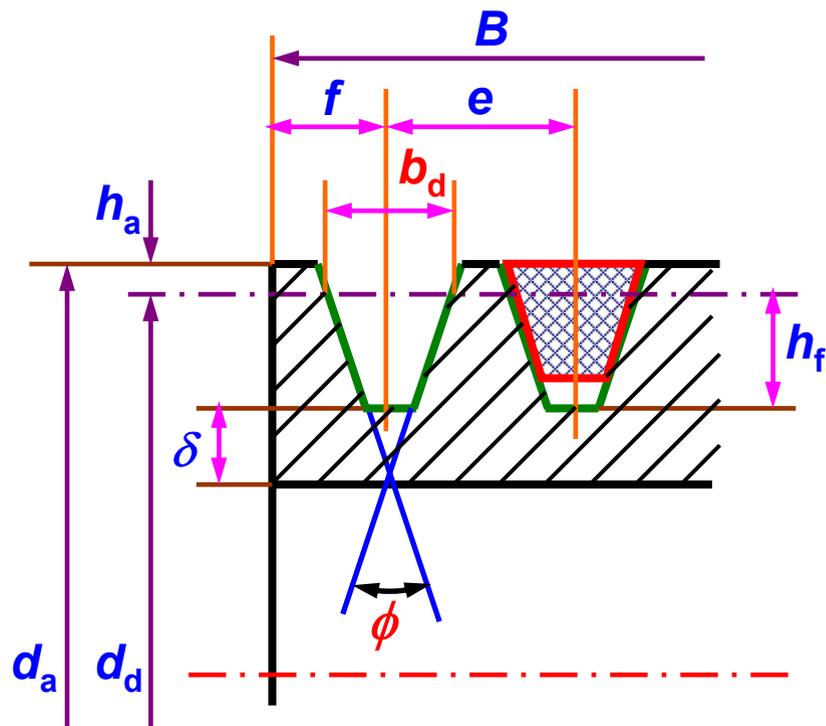
各种型号带的截面尺寸见表11.1。

各种型号带轮沟槽尺寸见表11.2。

V带的楔角都是 $\theta = 40^\circ$ ，带弯曲时受拉部分在横向要收缩，受压部分在横向要伸长，因而楔角将减小。为保证带和带轮工作面能良好接触，除直径很大的带轮外，带轮沟槽的楔角 ϕ 都应适当减小($\phi < 40^\circ$)，表11.2。



V-belt cross section



Sheave cross section

计算功率

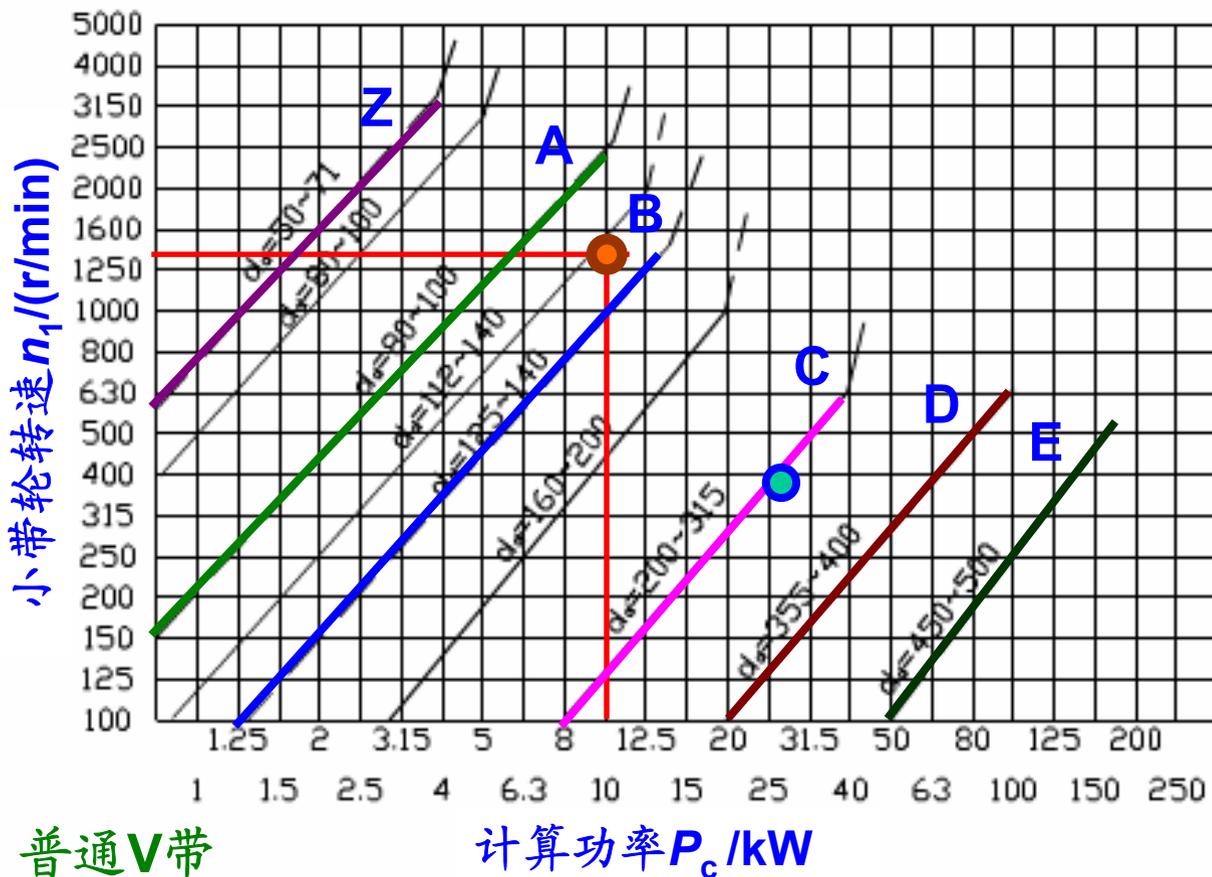
$$P_c = K_A P$$

K_A —— 工作情况系数，表11.3
 P —— 名义传动功率，kW

带的型号可根据计算功率 P_c 和小带轮转速 n_1 选取，普通V带见图11.11，窄V带见图11.12。

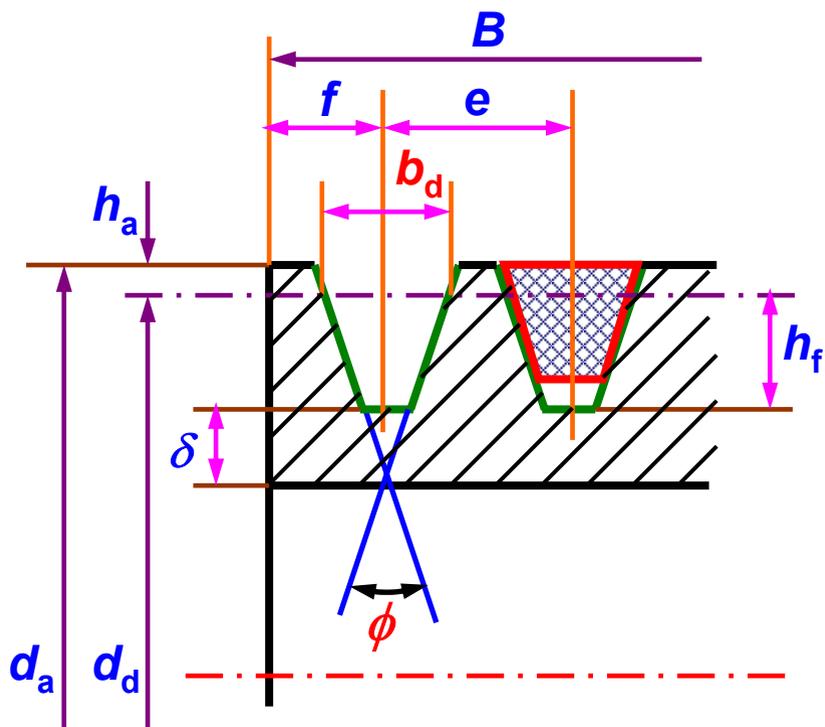
例： $P_c = 10\text{kW}$ ，
 $n_1 = 1400\text{r/min}$

当工况位于两种型号相邻区域时，可分别选取这两种型号进行计算，最后进行分析比较，选用较好者。



2. Determination of Sheave Pitch Diameters (确定带轮基准直径)

在V带轮上，与所配用V带的节面宽度 b_p 相对应的带轮直径称为**基准直径 d_d** ，带轮基准直径系列见表11.4。带轮愈小，传动尺寸结构越紧凑，但带的弯曲应力愈大，带容易疲劳断裂。为避免产生过大的弯曲应力，对各种型号的V带都规定了**最小带轮基准直径 d_{dmin}** ，表11.5所示。



Sheave cross section

型号	Y	Z	A	B	C	D	E
d_{dmin}	20	50	75	125	200	355	500

设计时小带轮基准直径 d_{d1} 可参考图11.11及表11.5选取，大带轮基准直径按传动比计算，并按表11.4圆整为标准尺寸。圆整后应检验传动比或从动轮转速是否在允许的变化范围内。

3. Check of Belt Velocity (验算带速)

带速太高，会因离心力太大而降低带和带轮间的正压力，从而降低摩擦力和传动的工作能力，同时也降低带的疲劳强度；

带速太低，所需有效拉力 F_e 大，要求带的根数多。

$$F_c = qv^2 \quad P_0 = \frac{F_{ec}v}{1000}$$

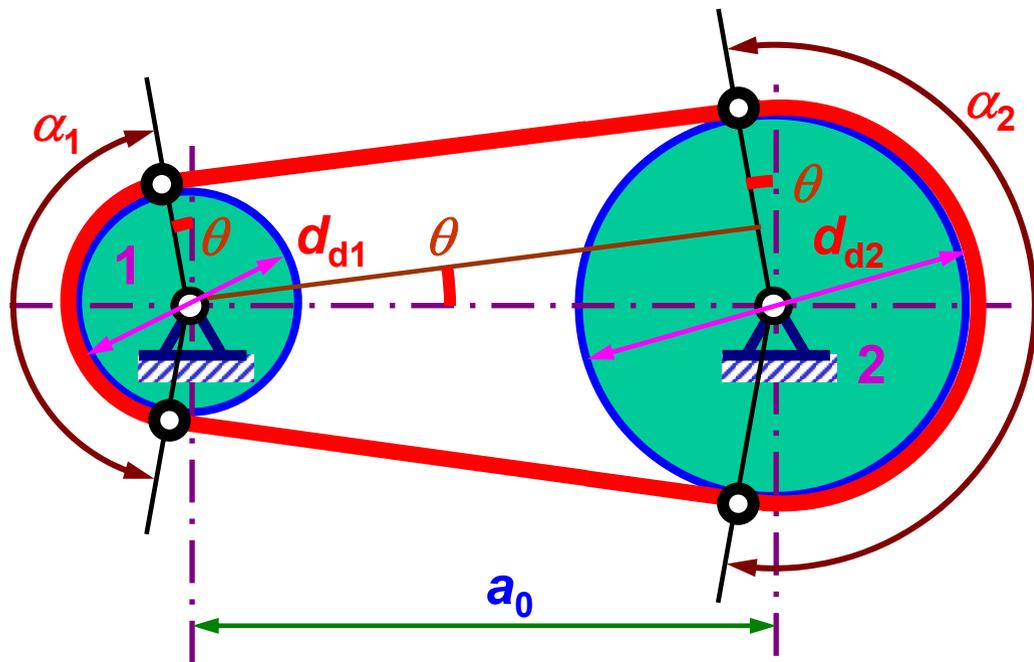
$$v = \frac{\pi d_{d1}(\text{mm})n_1(\text{r/min})}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s})$$

一般情况下，带速 v 在**5 ~ 25m/s**之间为宜，为充分发挥V带的传动能力，V带传动的最佳带速范围应为**10 ~ 20m/s**。

4. Determination of Center Distance and Belt Pitch Length (确定中心距和带的基准长度)

初定中心距——

带传动的中心距不宜过大，否则将由于载荷变化引起带的颤动。中心距也不宜过小，因为：①中心距愈小，带的长度愈短，在一定带速下单位时间内带的应力变化次数愈多，会加速带的疲劳损坏；②当传动比较大时，短的中心距将导致包角 α_1 过小。



对于V带传动，中心距 a 一般推荐范围

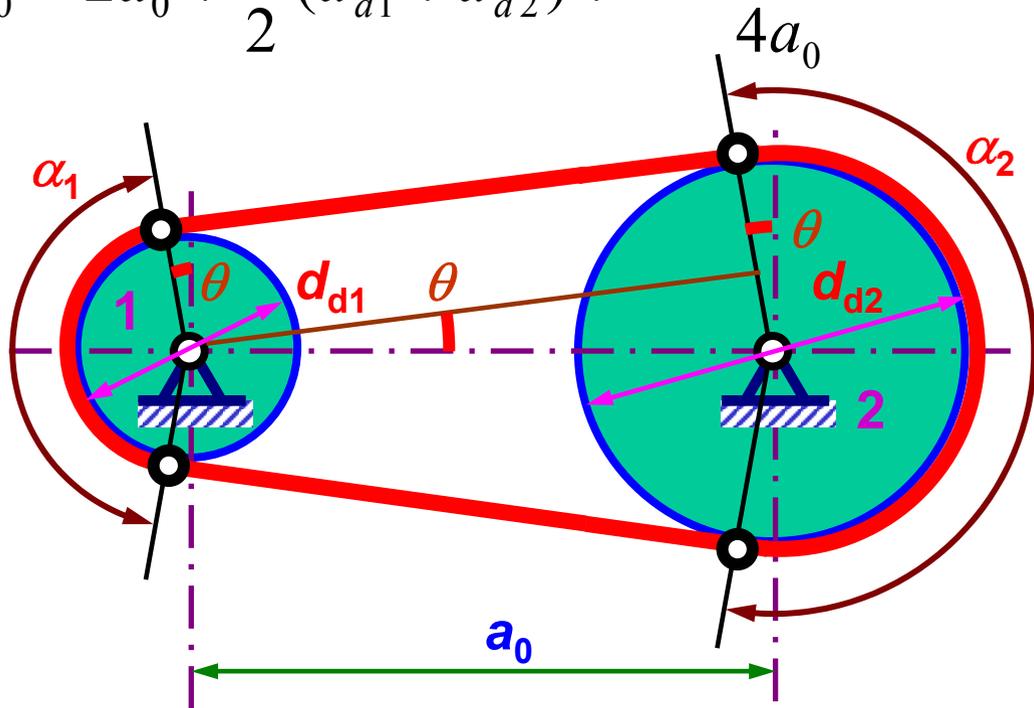
$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$$

带长——

根据初定中心距计算带的基准长度

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

根据计算结果，查图11.10选取接近的标准基准长度 L_d 。



实际中心距——

根据选取的标准基准长度 L_d ，按下式计算实际中心距（精确公式）：

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

由于V带传动的中心距一般是可调整的，故可作近似计算：

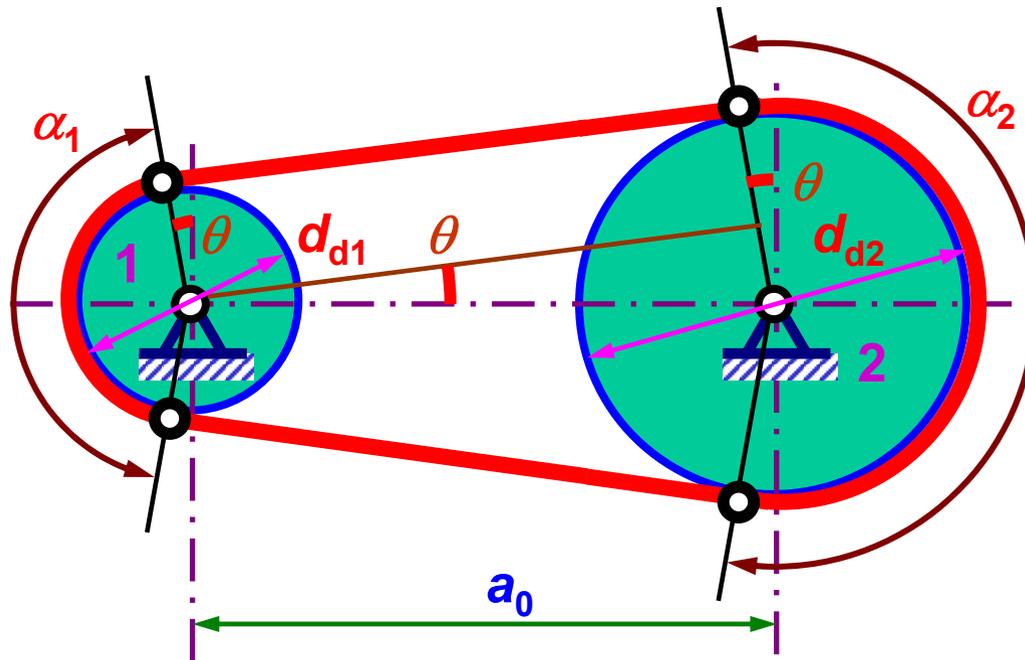
$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2}$$

5. Check of the Angle of Contact of the Smaller Sheave (验算小带轮包角)

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

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$$

V带传动的包角一般应 $\alpha \geq 120^\circ$ ，个别情况下可小到 70° 。



6. Determination of the Number of V-belts (确定V带根数)

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

P_c ——计算功率，KW；

P_0 ——单根V带所能传递的功率。普通V带 P_0 的值见表11.6，窄V带的 P_0 值见表11.7； $d_{d1} \uparrow \rightarrow P_0 \uparrow$ ； $n_1 \uparrow \rightarrow P_0 \uparrow$

ΔP_0 ——功率增量，考虑传动比 $i \neq 1$ 时，带在大轮上的弯曲应力较小，故在寿命相同条件下，可提高传递的功率。普通V带的 ΔP_0 值见表11.8，窄V带的 ΔP_0 值见表11.9； $i \uparrow \rightarrow \Delta P_0 \uparrow$ ； $n_1 \uparrow \rightarrow \Delta P_0 \uparrow$

K_α ——包角修正系数，考虑 $\alpha_1 \neq 180^\circ$ 时对传动能力的影响， K_α 值见表11.10； $\alpha_1 \downarrow \rightarrow K_\alpha \downarrow$

K_L ——带长修正系数，考虑带长不为特定长度时对传动能力的影响，见表11.11； $L_d \uparrow \rightarrow K_L \uparrow$

z 应取整数。为使每根V带受力均匀，V带根数不宜太多，通常 $z < 10$ 。

7. Determination of the Initial Tension of V-belts (确定带的初拉力)

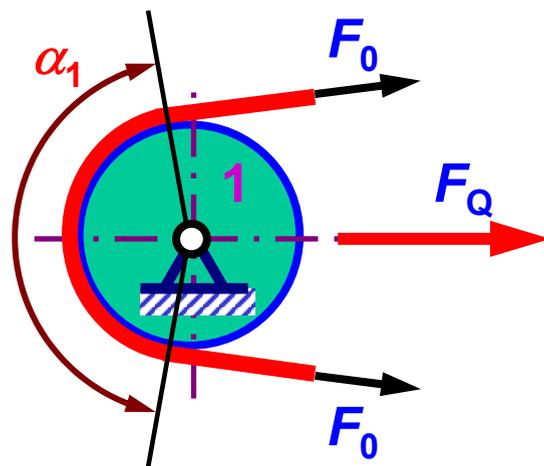
初拉力的大小是保证带传动正常工作的重要因素。初拉力过小，摩擦力小，容易打滑；初拉力过大，带的寿命低，轴和轴承受力大。推荐单根V带张紧后的初拉力为

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

8. Calculation of Force Acting on the Sheave Axial (计算带轮轴上所受压力)

为了设计带轮的轴和轴承，需求出带传动作用在轴上的压力，该压力可近似按下式计算

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



Summary

Design Programs of V-belt Drives——

- 功率 P
- 主动轮转速 n_1
- 从动轮转速 n_2 (或 i)
- 工作条件



- ① 带型号
- ② 带轮直径 d_{d1} 、 d_{d2}
- ③ 带根数 z
- ④ 中心距 a
- ⑤ 带长 L_d
- ⑥ 初拉力 F_0
- ⑦ 压轴力 F_Q
- ⑧ 带轮结构

机械设计教材p260例题11.1自学

11.4 Structure Design of Belt Drives

带传动结构设计

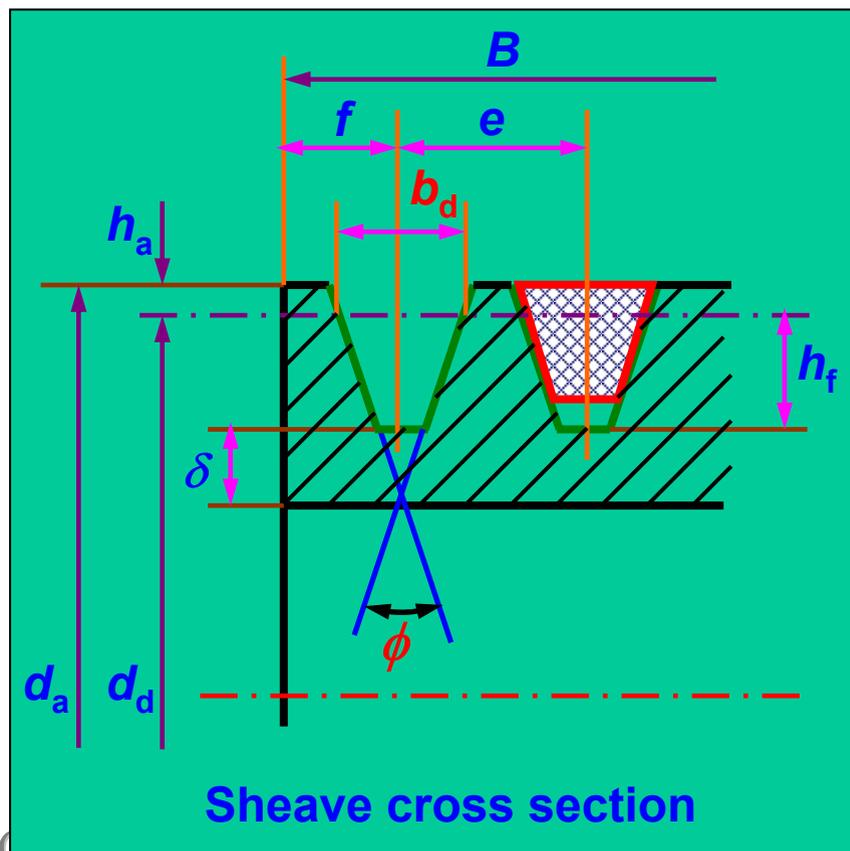
11.4.1 Structure Design of V-belt Sheaves

V带轮结构设计

带轮材料——

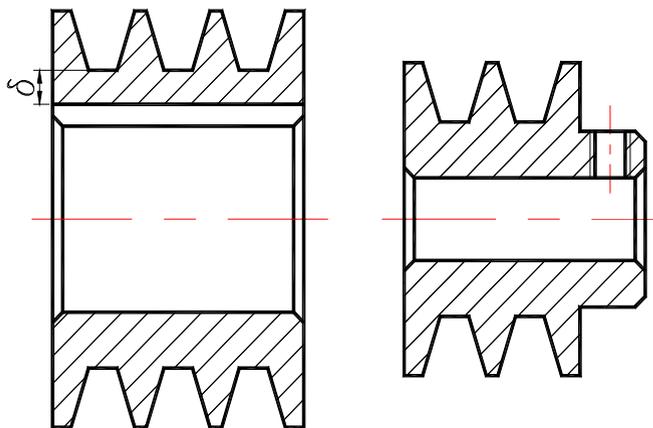
- 常用灰铸铁、钢、铝合金或工程塑料等。灰铸铁应用最广。
- $V \leq 30\text{m/s}$ 时，用HT200；
- $V \geq 25\sim 40\text{m/s}$ 时，用球墨铸铁或铸钢、钢板冲压焊接带轮。
- 小功率传动可用铸铝或塑料。

带轮由三部分组成：轮缘（用以安装传动带）；轮毂（用以安装在轴上）；轮辐或腹板（联接轮缘与轮毂）。轮缘结构尺寸按表11.2带轮沟槽尺寸取定。

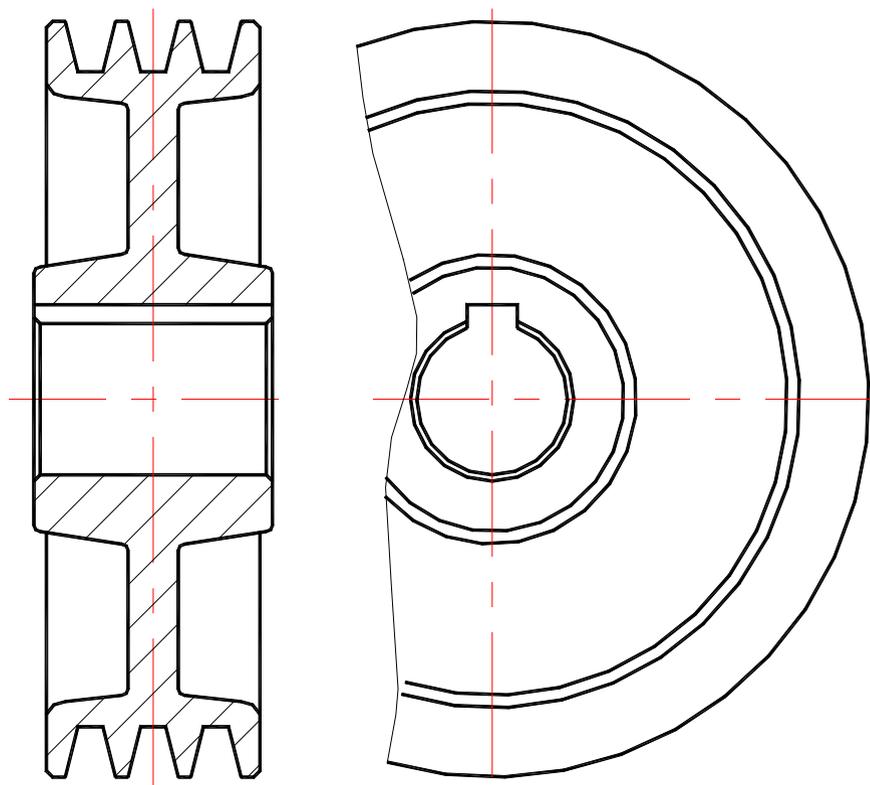


V带带轮轮辐结构型式——实心、腹板、孔板和椭圆轮辐

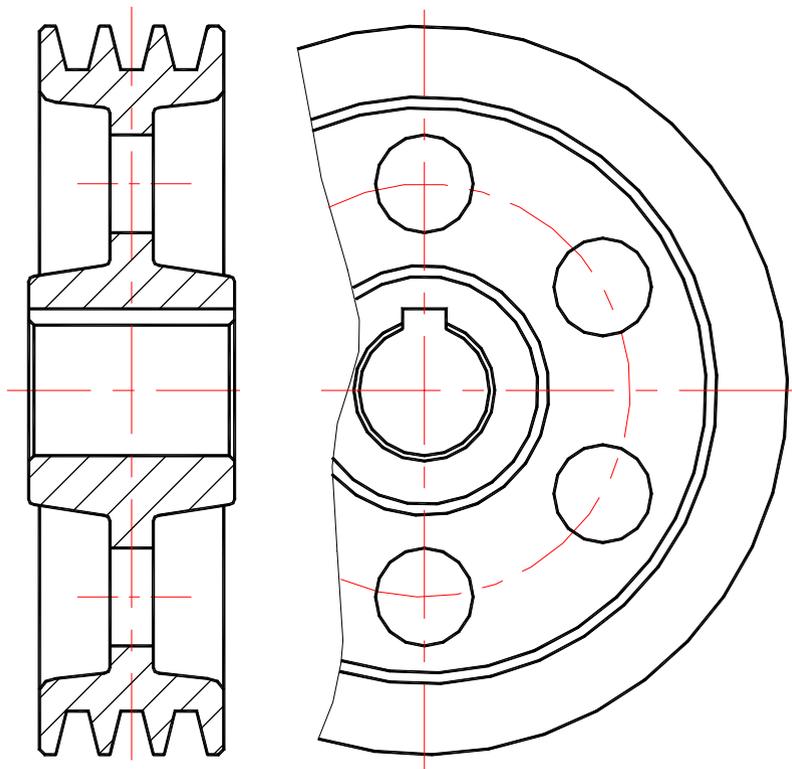
实心式带轮



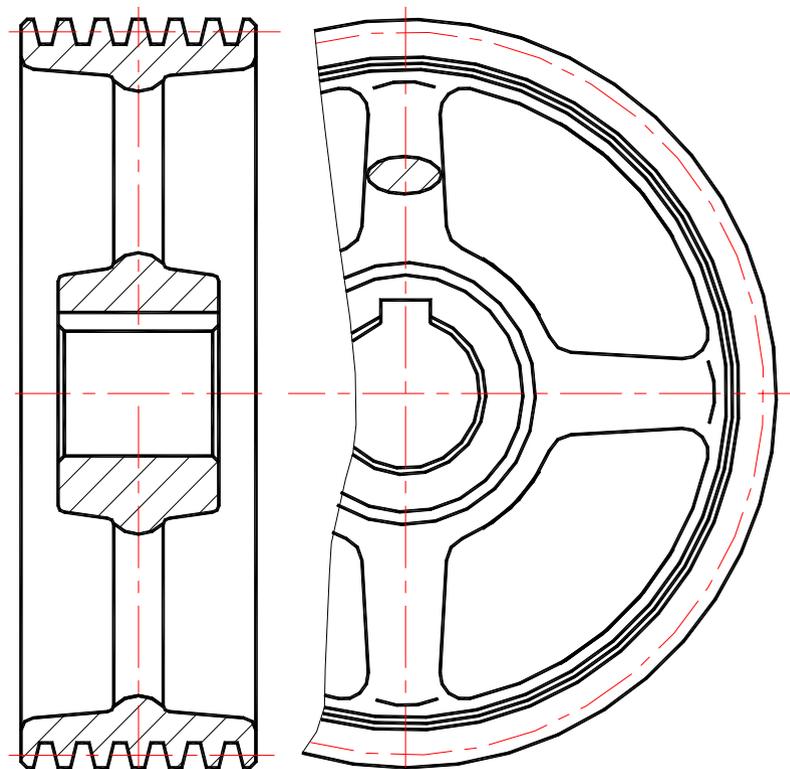
腹板式带轮

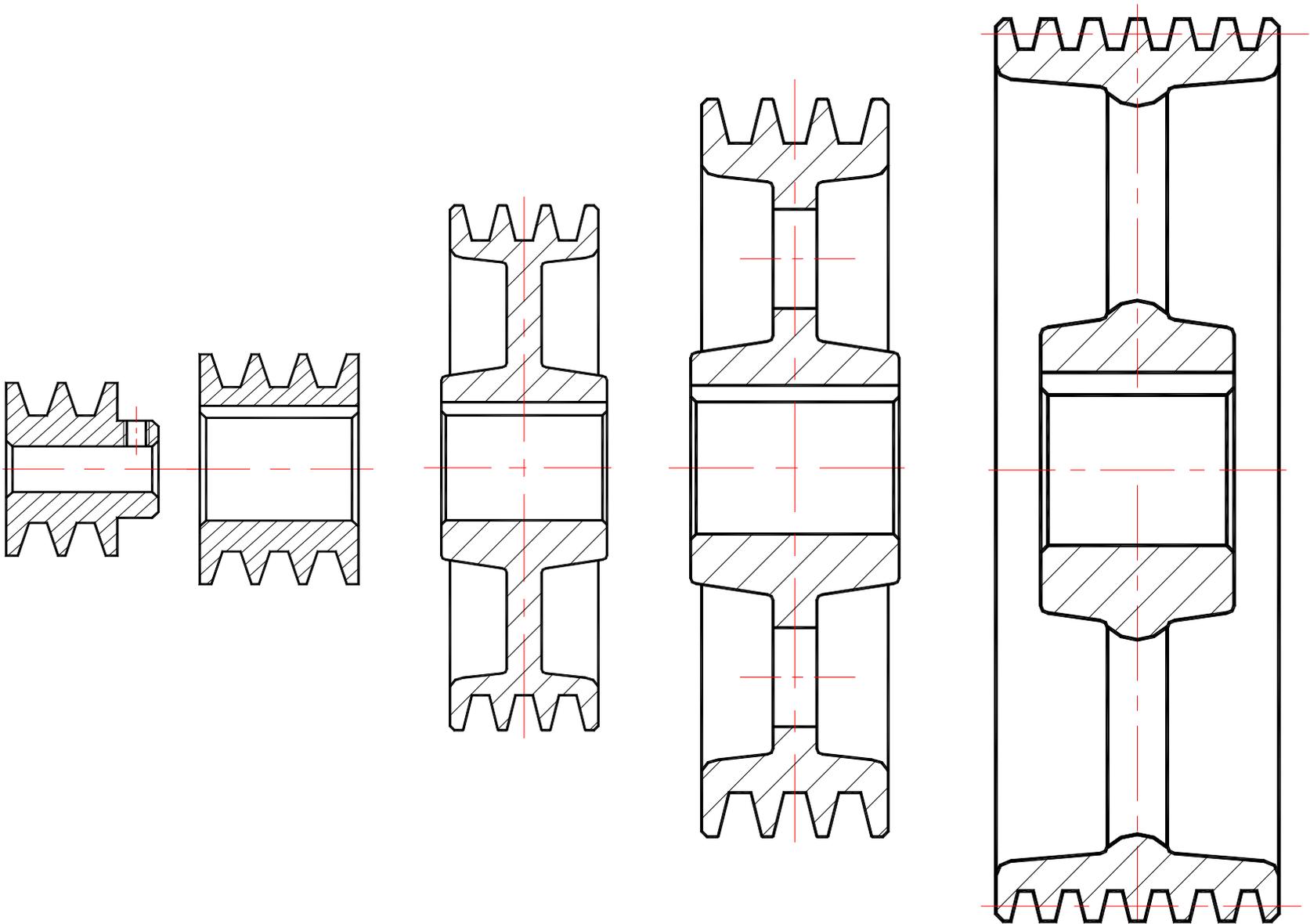


孔板式带轮

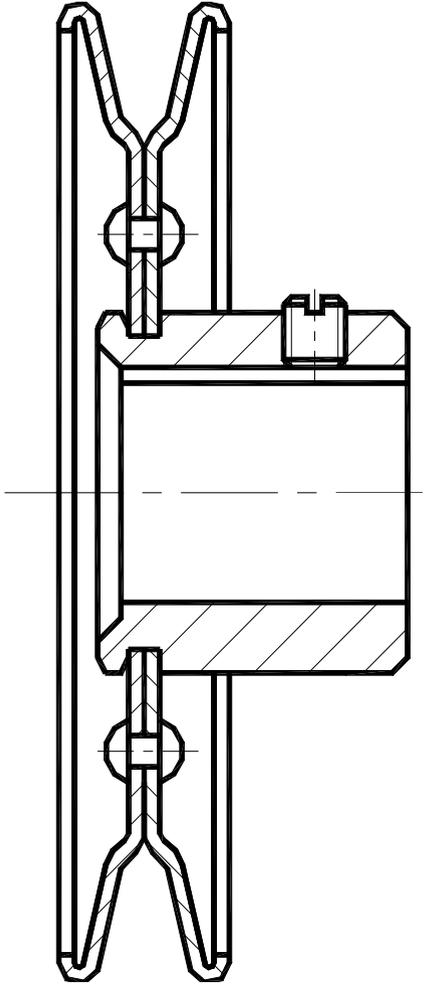
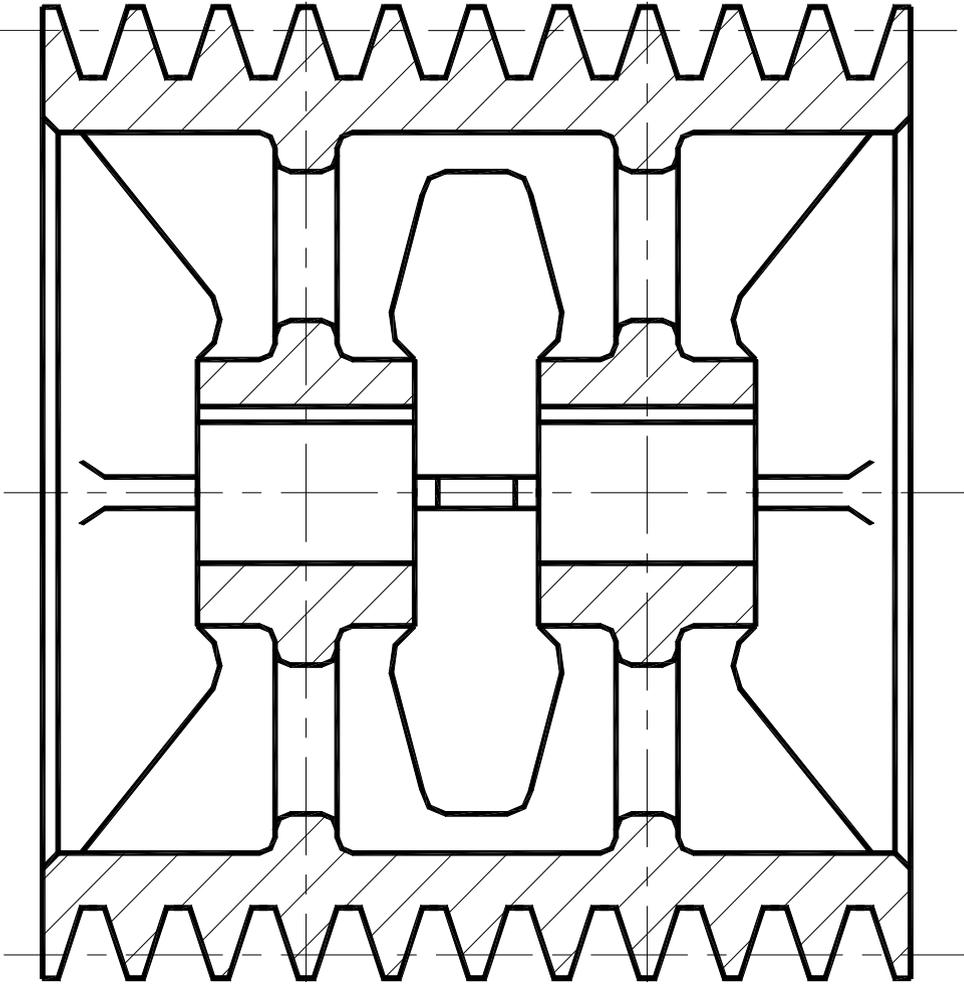


轮辐式带轮





其他带轮结构



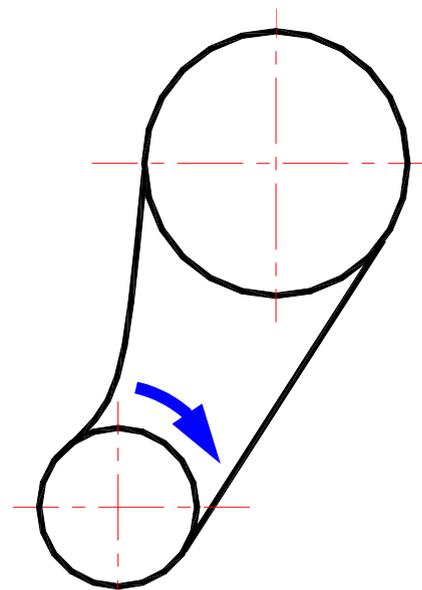
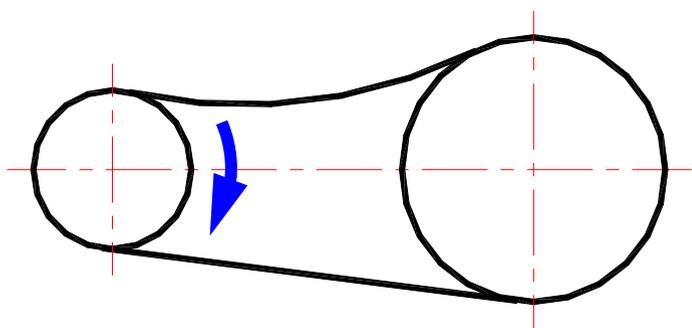
11.4.2 Tensile Equipments of Belt Drives

带传动的张紧装置

合理安排松边、紧边的位置

两带轮水平布置时——松边在上，紧边在下。松边在重力作用下的下垂可增大小轮包角，提高有效拉力和承载能力

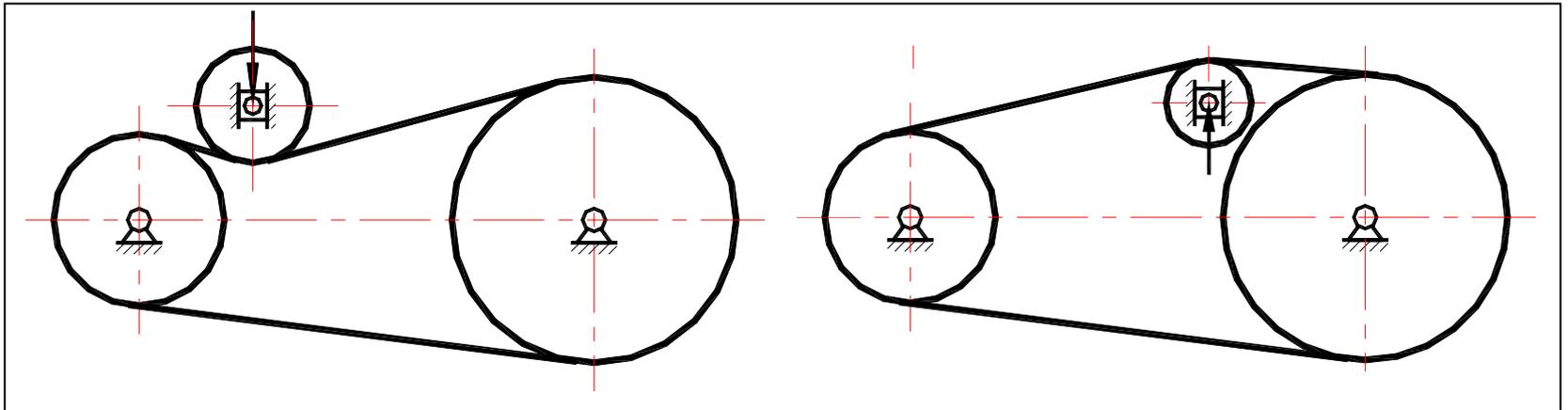
两带轮中心不等高时——应避免使两轮垂直放置，（带的下垂使带变松），应使小轮在下，紧边在下，增大包角



合理布置张紧轮

带传动不仅安装时必须把带张紧在带轮上，而且当带工作一段时间之后，因永久伸长而松弛时，还应将带重新张紧。张紧装置分定期张紧和自动张紧两类，见表11.12。

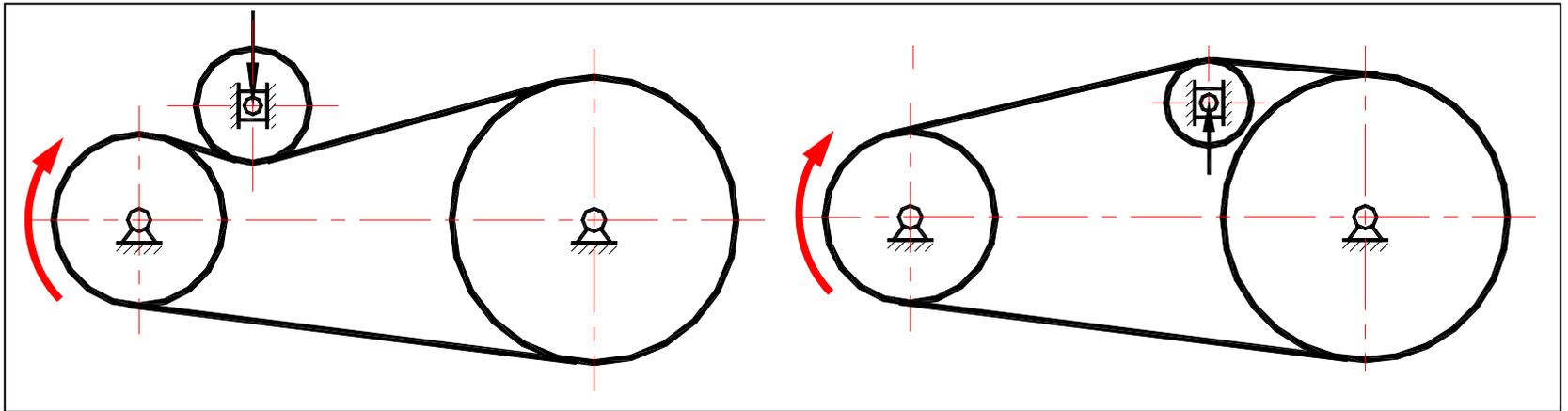
对于中心距固定情况，常采用张紧轮(tension pulley)。在两个传动轮之间增加一个张紧轮，通过改变张紧轮轮心的位置可以使带拉紧。



有两种比较合理的张紧轮安装位置，它们各有特点，都有采用：

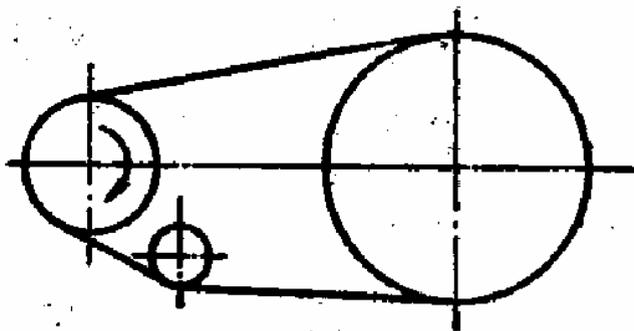
张紧轮装于松边外侧靠近小带轮处——张紧力向内，两带轮包角均增大（张紧轮靠近小带轮是为了提高小带轮包角的增大量），增大承载能力；但是带存在反向弯曲，既增加了带的弯曲应力循环次数，又使带的弯曲应力变为对称循环应力，降低了带的疲劳强度

张紧轮装于松边内侧靠近大带轮处——张紧力向外，带不存在反向弯曲，虽然增加了带的弯曲应力循环次数，但是循环特性仍为脉动循环，对带的疲劳强度影响不大；两带轮的包角均减小，为降低小带轮包角的减小量，应使张紧轮靠近大轮。

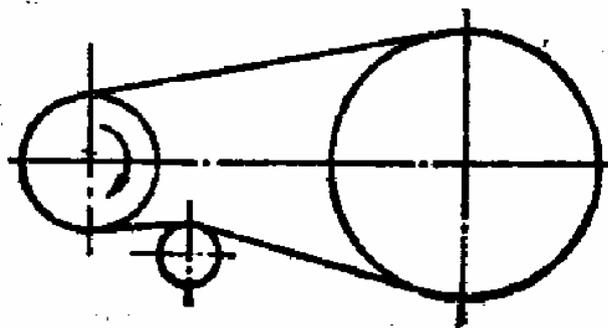


Problem

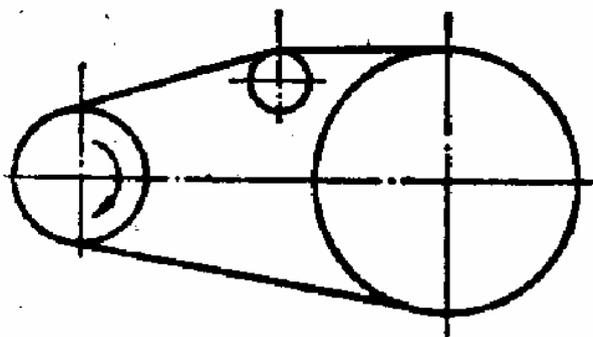
图示V带传动的四种布置方案，试分析比较其张紧轮位置的合理性，要求说明理由。



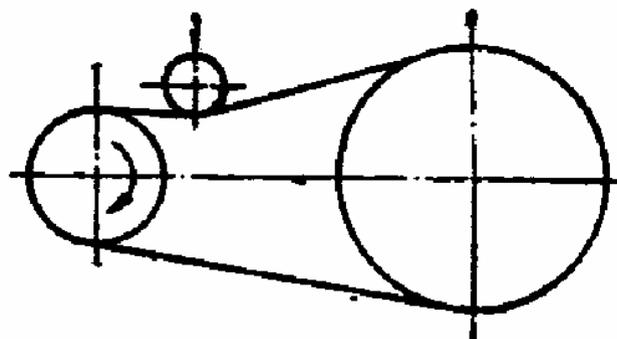
a)



b)



c)



d)

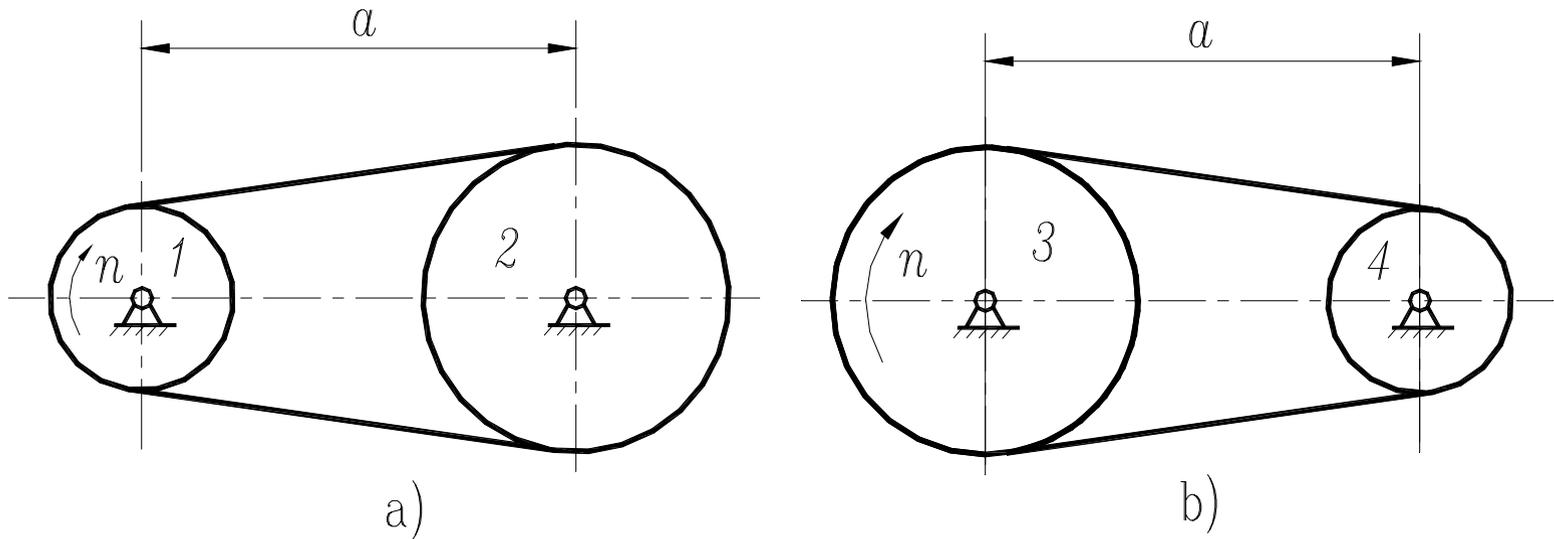
- 离心应力虽然是由带包绕到带轮上时的圆周运动产生，但作用于整个带长。
- 小带轮为主动轮时，带截面上最大应力发生在紧边进入小带轮处
- 弹性滑动导致 $v_1 > v > v_2$
- 松边在上，紧边在下
- 因有效拉力随 α 的增大而增大，而 $\alpha_1 < \alpha_2$ ，所以打滑总是先发生在小带轮上
- 设计准则——在保证带传动不打滑的前提下，使带具有一定的疲劳强度和寿命。
- 提高带传动承载能力的途径——增大包角，增大摩擦，增大初拉力；中心距一定且小带轮为主动时，增大传动比意味着小带轮包角减小；传动比一定时，减小中心距意味着小带轮包角减小

- 带速与承载能力之间的关系比较复杂。减小带速，可以减小离心应力，增大有效圆周力；在传递功率一定时，由 $P=F_e \times v$ 知，减小带速意味着需要更大的有效拉力
- 如果不考虑带的疲劳强度和寿命，那么只要一根带理论上即可传递任意大的载荷且不发生打滑，因为只要有足够大的初拉力即可实现
- 打滑是由于过载（实现功率传递所需要有效拉力超过了极限摩擦力）所引起的带在带轮上的全面滑动，打滑是一种失效形式，工作中应避免，打滑可以避免。为使带传动不发生打滑现象，就必须使初拉力达到足够的值，而初拉力会直接影响带的拉应力、轴压力，为使带既不发生打滑，也不过早损坏，必须是带传动的参数满足一定的条件，这就是设计的任务。



Problem

下图中，图a为减速带传动，图b为增速带传动。这两传动装置中，带轮的基准直径 $d_{d1}=d_{d4}$ 、 $d_{d2}=d_{d3}$ ，且传动中各带轮材料相同，传动的中心距 a 、带的材料、尺寸及预紧力（或张紧力）均相同，两传动装置分别以带轮1和带轮3为主动轮，其转速均为 $n(r/min)$ 。试分析哪个装置传递的功率大，为什么？



(1) 两个传动装置所传递的最大圆周力（有效拉力）相等

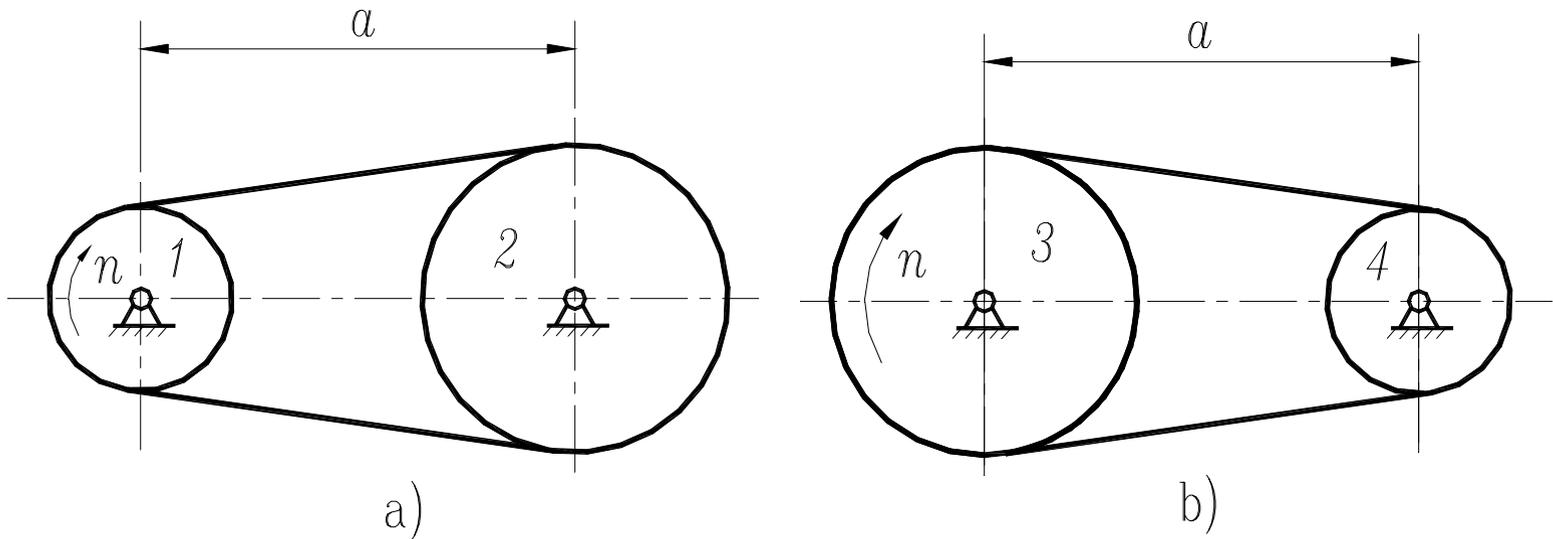
(2) 图b)传递的功率大

$$F = 2(F_0 - qv^2)\left(1 - \frac{2}{e^{\mu\alpha} + 1}\right)$$

$$P = \frac{F \times v}{1000} \quad (\text{p182})$$

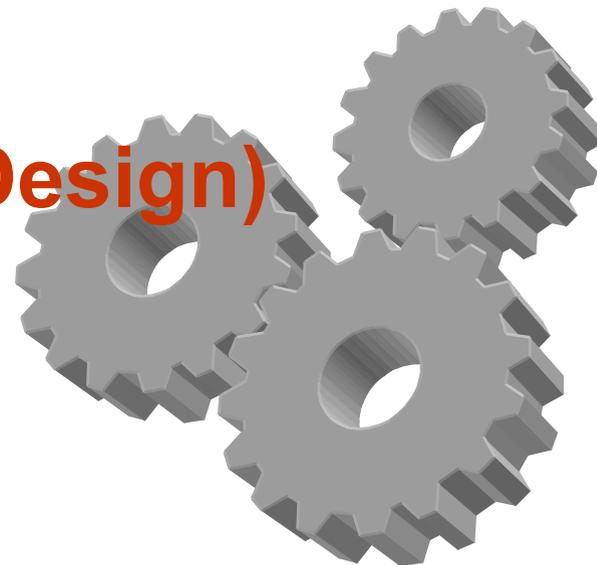
$$v = \frac{\pi d_d n}{60 \times 1000}$$

$$v_a < v_b$$



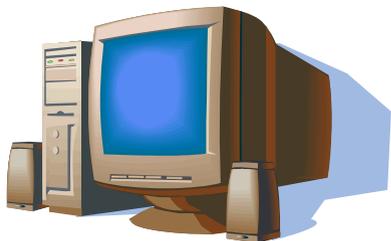


Exercises (see p264 in Machine Design)



11.3 (忽略离心力)

11.4



SEU-QRM

