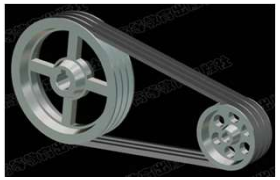
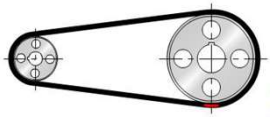
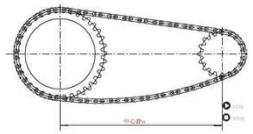
第八章　带传动和链传动



带传动和链传动：通过中间挠性件（带或链）传递运动和动力的装置。适用于两轴中心距较大的场合；与应用广泛的齿轮传动相比，具有结构简单，成本低廉等优点。

带传动

第一节 带传动概述

第二节 带传动工作情况分析

第三节 普通V带传动的设计计算

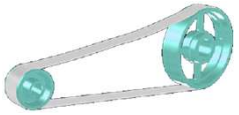
第四节 V带轮的结构设计

第五节 带传动的张紧和维护

第一节　带传动概述

带传动：是通过中间挠性体（传动带），将主动轴上的运动和动力传递给从动轴的机械传动形式。

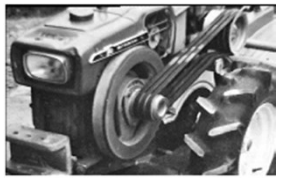
带传动组成：主动带轮、从动带轮和传动带。



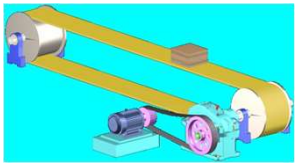
工作原理：当主动轮转动时，通过带和带轮之间的工作表面摩擦力或啮合作用，驱动从动轮传递动力。

第一节　带传动概述

应用举例：


拖拉机

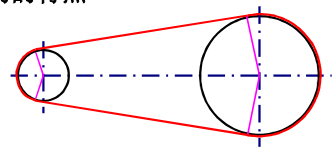
汽车发动机


平输送带

缝纫机

第一节　带传动概述

一、带传动的特点



优点：

- 远距离传动（中心距大）
- 有弹性，可缓冲、减振，运转平稳，无噪声
- 过载保护（打滑）
- 结构简单, 设备费用低，维护方便

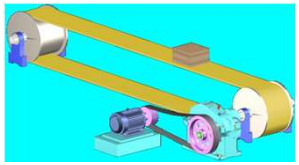
缺点：

- 外廓尺寸大
- 弹性滑动，传动比不固定，效率低
- 寿命短
- 需要张紧装置
- 不宜用于高温, 易燃场合

第一节　带传动概述

带传动的应用场合：

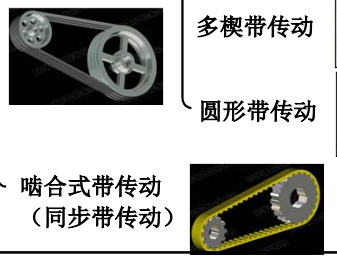
- 带传动适用于传动功率不大（<75 kW），速度适中（带速一般为5~25 m/s），传动距离较大的场合。
- 多级传动系统中，通常将带传动置于第一级，直接与原动机相连，起到过载保护和减小结构尺寸和质量的效果。

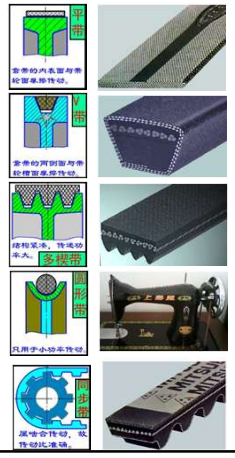


第一节　带传动概述

二、带传动的类型

- 类型
  - 摩擦式带传动
    - 平带传动
    - V 带传动
    - 多楔带传动
    - 圆形带传动
  - 啮合式带传动（同步带传动）

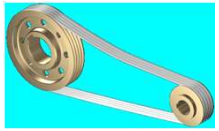




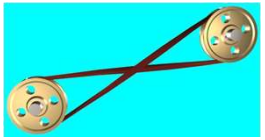
第一节　带传动概述

三、带传动的主要布置型式

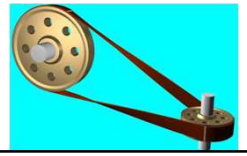
- 主要布置型式
  - 开口传动
  - 交叉传动
  - 半交叉传动



特点：两轴平行且转向相同，适用于各型带传动。



特点：用来改变两平行轴的回转方向；用于平带或圆形带传动；带速≤15m/s。



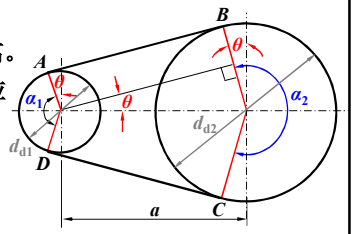
特点：用来传递空间两交错轴间的回转运动，只能单向传动；带速≤15m/s 。

第一节　带传动概述

四、开口带传动的几何关系

中心距a：两带轮轴线间的距离。

包角α：带与带轮接触弧所对应的中心角。



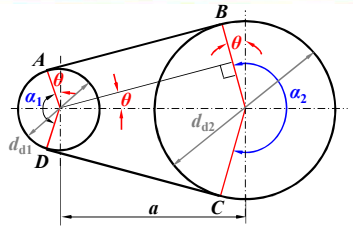
$$\alpha_1 = \pi - 2\theta \approx \pi - 2\sin\theta$$
$$= \pi - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a}\ (\text{rad})$$
$$= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$$

带长：$L_d = 2\overline{AB} + \overset{\frown}{BC} + \overset{\frown}{AD} = 2a\cos\theta + \frac{d_{d2}}{2}(\pi + 2\theta) + \frac{d_{d1}}{2}(\pi - 2\theta)$

$$\cos\theta = \sqrt{1 - \sin^2\theta} \approx 1 - \theta^2/2, \theta \approx (d_{d2} - d_{d1})/(2a)$$

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

第一节　带传动概述



已知带长L_d时，可得中心距a：

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

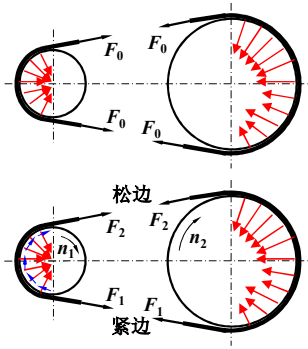
式中：$H = 2L_d - \pi(d_{d1} + d_{d2})$

第二节　带传动工作情况分析

带传动的工作情况分析：指带传动的受力、应力和运动分析。

一、带传动的受力分析

带传动在安装时按照规定的张紧程度张紧，带上有初始拉力F_0。



静止不工作时：带两边的初拉力F_1和F_2相等，带任何一个截面上受相同的初拉力作用，并在带和带轮接触面之间产生正压力作用。

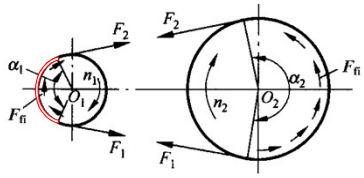
传动时：由于摩擦力的作用，带两边的拉力不再相等：

$F_1 \neq F_2$　　$F_1\uparrow$，$F_2\downarrow$

设带的总长不变，则紧边拉力增量和松边拉力减量相等：

$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$ ➡ $F_0 = (F_1 + F_2)/2$

第二节　带传动工作情况分析



在带与带轮的接触表面上，产生沿接触弧段分布的摩擦力F_{fi}，摩擦力总和为$F_f = \Sigma F_{fi}$。取与主动小带轮接触的传动带为分离体，则传动带上诸力对带轮中心的力矩平衡条件为：

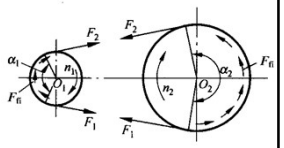
$$\Sigma M = 0 \Rightarrow F_f \frac{d_{d1}}{2} - F_1 \frac{d_{d1}}{2} + F_2 \frac{d_{d1}}{2} = 0$$
$$\Rightarrow F_f = F_1 - F_2$$

带所能传递的圆周力$F=F_f$，等于紧边拉力与松边拉力之差，称F为带传动的有效拉力。

第二节　带传动工作情况分析

有效拉力F（N）与主动轮输入功率P（kW）和轮速v（m/s）的关系为，

$$F=\frac{1000P}{v}$$



说明：

- 当带速一定时，传递的功率越大，则有效拉力越大，同时所需带与带轮之间的摩擦力也越大。
- 但是带与带轮间的摩擦力存在一个极限值，即能传递的有效拉力存在一个最大有效圆周力，F_{max}。
- 如果不断增大输入功率，导致要求的有效拉力大于F_{max}，带与带轮工作表面将产生显著的相对滑动，这种现象就是打滑。

第二节　带传动工作情况分析

打滑——当外载荷引起的有效拉力超过带与带轮面间摩擦力的极限时，带与带轮面在整个接触弧段发生显著的相对滑动。

打滑的原因—传动过载。

打滑的次序—打滑首先始于小带轮。

打滑的性质—打滑属于失效破坏。

打滑现象　—严重时，轮转带不动。

打滑引起后果：

- 使带的磨损加剧，寿命下降；
- 急剧发热烧带；
- 从动轮转速急剧下降，带抖动，失去稳定状态，传动失效。

带传动要避免带的打滑。保证$F\le F_{max}$。

第二节　带传动工作情况分析

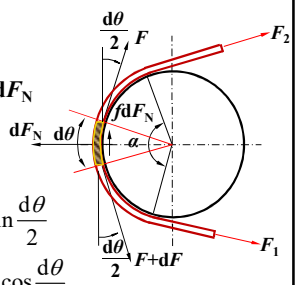
最大有效圆周力F_{max}

取一小段弧进行分析：

正压力：dF_N，滑动时的摩擦力：$f\,dF_N$

两端的拉力：F和$F+dF$。

将要打滑而未打滑时，力平衡条件：



$$\Sigma F_x=0\Rightarrow dF_N=F\sin\frac{d\theta}{2}+(F+dF)\sin\frac{d\theta}{2}$$

$$\Sigma F_y=0\Rightarrow f\,dF_N=(F+dF)\cos\frac{d\theta}{2}-F\cos\frac{d\theta}{2}$$

因$d\theta$很小，可取$\sin\frac{d\theta}{2}\approx\frac{d\theta}{2},\cos\frac{d\theta}{2}\approx 1$，去掉二阶微量$dF\cdot\frac{d\theta}{2}$

$$\Rightarrow \begin{matrix} dF_N=F\,d\theta \\ f\,dF_N=dF \end{matrix} \Rightarrow \frac{dF}{F}=f\,d\theta \Rightarrow \int_{F_2}^{F_1}\frac{dF}{F}=\int_0^{\alpha}f\,d\theta \Rightarrow \frac{F_1}{F_2}=e^{f\alpha}$$

第二节　带传动工作情况分析

$\frac{F_1}{F_2}=e^{f\alpha}$ ----柔韧体摩擦的欧拉公式

※ 欧拉公式，只在将要打滑而未打滑的临界状态下成立。

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

$$F_{max}=F_1-F_2 \Rightarrow F_{max}=2F_0\frac{1-1/e^{f\alpha}}{1+1/e^{f\alpha}}$$

$$F_0=(F_1+F_2)/2$$

结论：带所能传递的最大有效圆周力影响因素：

初拉力F_0、带轮包角α、带与带轮间的摩擦系数f。

(1) 初拉力F_0：F_0增加→F_{max}增加→传动能力增加。

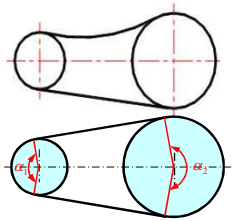
- F_0过大→带易松弛→带寿命降低。
- F_0过小→传动效率就低。

第二节　带传动工作情况分析

$$F_{\max}=2F_0\frac{1-1/e^{f\alpha}}{1+1/e^{f\alpha}}$$

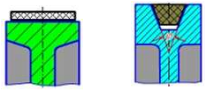
(2) 带轮包角α：α增加→ $F_{\max}$增加。

- 水平布置应使紧边在下松边在上。
- 打滑首先发生于小带轮上。
- 小带轮包角α_1一般不应小于120°。



(3) 摩擦系数f：f增加→ $F_{\max}$增加。

- f不可能太大，太大易导致带的磨损。
- V带传递能力高于平带。



f–摩擦系数　f—用当量摩擦系数f_v代替，$f_v=f/\sin(\varphi/2)$。

第二节　带传动工作情况分析

二、带的应力分析

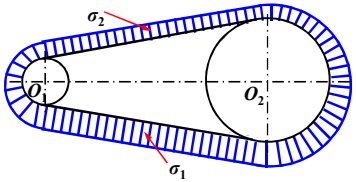
带截面产生的应力包括三个部分：

1、由拉力产生的拉应力

紧边拉应力：$\sigma_1=\dfrac{F_1}{A}$ MPa

松边拉应力：$\sigma_2=\dfrac{F_2}{A}$ MPa

A—带的横截面积

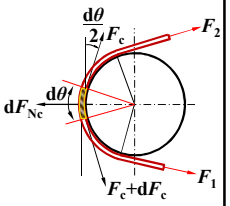


注：$F_1>F_2\Rightarrow\sigma_1>\sigma_2$

第二节　带传动工作情况分析

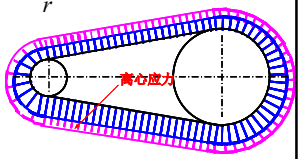
2、由离心力产生的拉应力

由于带自身的质量，在带绕过带轮做圆周运动时将产生离心力，此离心力使环形封闭带在全长上受到相同的拉应力σ_c作用。



$$F_c\sin\frac{d\theta}{2}+(F_c+dF_c)\sin\frac{d\theta}{2}=dF_{Nc}=rd\theta q\frac{v^2}{r}$$

$$\Rightarrow\quad\sigma_c=\frac{qv^2}{A}$$



q—带单位长度上的质量（kg/m）。

注：离心力只发生在带作圆周运动的部分，但由此引起的拉力却作用在带的全长；离心应力沿带长处处相等。

第二节　带传动工作情况分析

3、由弯曲产生的弯曲应力

带绕过带轮时，由于带的弯曲变形，将产生弯曲应力。带的弯曲应力大小为：

$$\sigma_b\approx\frac{Eh}{d_d}$$

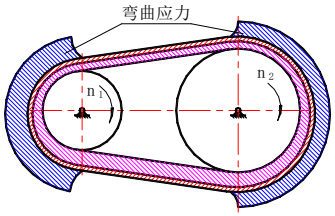
E—带材料的弹性模量（MPa）；

h—带的高度（mm）；

d_d—带轮的基准直径（mm）。

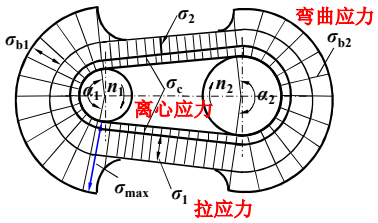
注：带越厚，带轮直径越小，则带所受的弯曲应力就越大。

$d_{d1}<d_{d2}\Rightarrow\sigma_{b1}>\sigma_{b2}$



第二节　带传动工作情况分析

三种应力沿带长的分布及变化情况图



带上最大应力发生在带传动的什么位置？

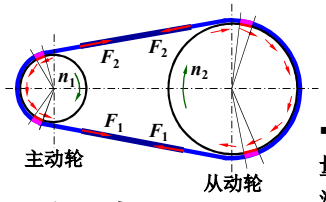
带的紧边进入小带轮处 → $\sigma_{max}=\sigma_1+\sigma_c+\sigma_{b1}$

带的耐久性取决于最大应力的大小和应力循环的总次数。最大应力愈大，则允许的应力循环总次数就愈少。为保证带具有足够的寿命，必须满足：$\sigma_{max}=\sigma_1+\sigma_c+\sigma_{b1}\le[\sigma]$

第二节　带传动工作情况分析

三、带传动的弹性滑动

假设带的拉伸变形基本遵循虎克定律，即变形量与受力成正比，因此带的弹性伸长量由紧边到松边是减小的。

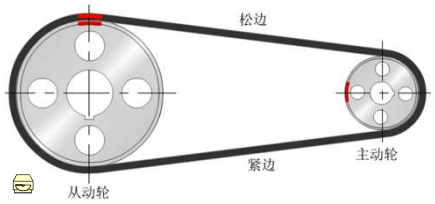


- 带绕过主动轮时，其单位伸长量逐渐减小，带逐渐往回缩，使带速落后于主动轮的轮速。
- 带经过从动轮时，其单位伸长量增加，带逐渐被拉长并沿轮面滑动，使带速超前于从动轮的轮速。

$v_1>v_{带}$，$v_{带}>v_2$ → $v_1>v_2$

这种由于带的紧边和松边拉力不等，使带的两边弹性变形不等所引起带与带轮面的微量相对滑动称为弹性滑动。

第二节　带传动工作情况分析



弹性滑动是摩擦式带传动所固有的物理现象，是不可避免的。

弹性滑动现象的后果：

① 降低传动效率；

② 造成传动比不恒定；

③ 引起带的磨损等。

定义滑动率 → $\varepsilon=\dfrac{v_1-v_2}{v_1}\times100\%$

$$v_1=\frac{\pi d_{d1}n_1}{60\times1000}(\mathrm{m/s}),\ v_2=\frac{\pi d_{d2}n_2}{60\times1000}(\mathrm{m/s})$$

计入弹性滑动影响，传动比公式 → $i=\dfrac{n_1}{n_2}=\dfrac{d_{d2}}{d_{d1}}\cdot\dfrac{1}{1-\varepsilon}$

对于V带传动，滑动率一般为1%~2%，一般可忽略不计。

第二节　带传动工作情况分析

弹性滑动与打滑的区别：

	弹性滑动	打滑
发生原因	由于带的紧边和松边拉力不等，使带的两边弹性变形不等所引起带与带轮面的微量相对滑动	当外载荷引起的有效拉力超过带与带轮面间摩擦力的极限时，带与带轮面在整个接触弧段发生显著的相对滑动
现象	局部带在局部轮面上发生弹性滑动	整个带在整个轮面上发生滑动
后果	使从动轮圆周速度低于主动轮，效率下降；引起带磨损；温度上升	使带失去稳定性，严重时无法继续工作，引起带严重磨损
防止措施	带靠摩擦传动，弹性滑动是不可避免的。但是选用弹性模量大的材料可降低这种滑动（变形=$F/(AE)$）	为保证传动正常，应避免。要避免需保证$F_1/F_2<e^{f\alpha}$

第三节　普通V带传动的设计计算

一、V带规格和基本尺寸

二、V带传动的设计准则

三、单根V带所能传递的功率

四、V带传动主参数设计要点及步骤

第三节　普通V带传动的设计计算

一、V带规格和基本尺寸

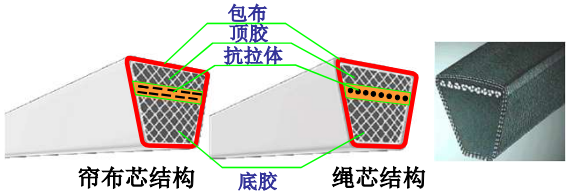
1、 V带特点和结构组成

普通V带：截面呈等腰梯形的橡胶带，两侧面为工作面。

普通V带带体组成：抗拉体、顶胶、底胶、包布。

抗拉体分为帘布芯结构和绳芯结构，是承受负载拉力的主体。

顶胶和底胶分别承受弯曲变形的拉伸和压缩作用。



第三节　普通V带传动的设计计算

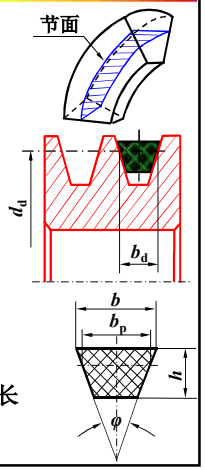
几个概念：

节面：V带绕过带轮时发生弯曲变形，在带的弯曲方向上有一个既不受拉力也不受压力的中性层，称为节面。节面宽度b_p称为节宽。带在带轮上弯曲时，其节宽保持不变。

轮槽的基准宽度：在V带轮上与V带节面处于同一圆周位置上的轮槽宽度，称为轮槽的基准宽度b_d。$b_d=b_p$。

基准直径：在V带轮上，基准宽度处的带轮直径称为基准直径d_d。

V带的基准长度：位于带轮基准直径上的周线长度，称为V带的基准长度，用L_d表示。



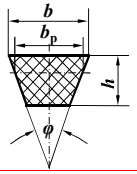
第三节　普通V带传动的设计计算

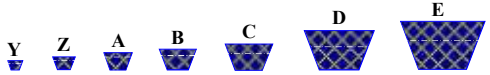
2、V带的尺寸（φ =40°）

普通V带按照截面尺寸大小被标准化为七种型号，由小到大命名为：Y、Z、A、B、C、D、E型号。

普通V带的截面尺寸（GB11544-89）

型号	Y	Z	A	B	C	D	E
顶宽b	6	10	13	17	22	32	38
节宽 b_p	5.3	8.5	11	14	19	27	32
高度 h	4	6	8	10.5	13.5	19	23.5
基准长度L_d	查表8-1						





V带型号：由V带截面代号和基准长度组成。

如A1600表示A型V带，基准长度L_d=1600 mm。

第三节　普通V带传动的设计计算

二、V带传动的设计准则

1、V带传动的主要失效形式

带的疲劳损坏：V带在交变应力下工作，运行一定时间后，V带上局部出现疲劳裂纹或脱层，随之出现疏松状态甚至断裂。

打滑：当带传动所需传递的有效拉力超过带与带轮面间摩擦力的极限时，带与带轮面在整个接触弧段发生显著的相对滑动。

2、V带传动设计准则

为了保证传动的正常工作，V带传动的设计准则是在保证带传动不打滑的条件下，保证V带具有一定的疲劳寿命。

第三节　普通V带传动的设计计算

三、单根V带所能传递的功率

带所能传递的圆周力——有效拉力F为：$F=\dfrac{1000P}{v}$

带传动有打滑趋势时所能传递的最大有效圆周力为：

$$\begin{cases}\dfrac{F_1}{F_2}=e^{f_v\alpha}\\ F_{max}=F_1-F_2\end{cases}\Rightarrow F_{max}=F_1\left(1-\dfrac{1}{e^{f_v\alpha}}\right)$$

保证不打滑，单根V带所能传递的功率P_0为：

$$P_0=\frac{F_{max}v}{1000}=F_1(1-\frac{1}{e^{f_v\alpha}})\frac{v}{1000}=\sigma_1 A\left(1-\frac{1}{e^{f_v\alpha}}\right)\frac{v}{1000}$$

其中，σ_1—紧边拉应力，A—带截面的面积。

为使V带具有一定的疲劳寿命，应使，

$$\sigma_{max}=\sigma_1+\sigma_{b1}+\sigma_c\le[\sigma]\Rightarrow\sigma_1\le[\sigma]-\sigma_{b1}-\sigma_c$$

第三节　普通V带传动的设计计算

既不打滑又不发生疲劳断裂，单根V带传递的最大功率（称为基本额定功率）为：

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

当主动轮包角和从动轮包角均为180度（i=1）、带长为特定长度、运行平稳时，单根V带的基本额定功率可以查表8-2a。

第三节　普通V带传动的设计计算

单根普通V带的基本额定功率（包角$\alpha=\pi$、特定基准长度、载荷平稳时）

型号	小带轮基准直径d_{d1}/mm	小带轮转速 n_1/(r/min)															
		200	400	800	950	1200	1450	1600	1800	2000	2400	2800	3200	3600	4000	5000	6000
Z	50	0.04	0.06	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.20	0.22	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.31
	56	0.04	0.06	0.12	0.14	0.17	0.19	0.20	0.23	0.25	0.30	0.33	0.35	0.37	0.39	0.41	0.40
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
	90	0.10	0.14	0.24	0.28	0.33	0.36	0.40	0.44	0.48	0.54	0.60	0.64	0.68	0.72	0.73	0.56
A	75	0.15	0.26	0.45	0.51	0.60	0.68	0.73	0.79	0.84	0.92	1.00	1.04	1.08	1.09	1.0	0.80
	90	0.22	0.39	0.68	0.77	0.93	1.07	1.15	1.25	1.34	1.50	1.64	1.75	1.83	1.87	1.82	1.5
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
	180	0.59	1.09	1.97	2.27	2.74	3.16	3.40	3.67	3.93	4.32	4.54	4.58	4.40	4.00	1.81	
B	125	0.48	0.84	1.44	1.64	1.93	2.19	2.33	2.50	2.64	2.85	2.96	2.94	2.80	2.51	1.09	
	140	0.59	1.05	1.82	2.08	2.47	2.82	3.00	3.23	3.42	3.70	3.85	3.83	3.63	3.24	1.29	
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	
	280	1.58	2.89	5.13	5.85	6.90	7.76	8.13	8.46	8.60	8.22	6.80	4.26				
C	200	1.39	2.41	4.07	4.58	5.29	5.84	6.07	6.28	6.34	6.02	5.01	3.23				
	224	1.70	2.99	5.12	5.78	6.71	7.45	7.75	8.00	8.06	7.57	6.08	3.57				
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…				
	450	4.51	8.20	13.8	15.23	16.59	16.47	15.57	13.29	9.64							

第三节　普通V带传动的设计计算

当实际工作条件与上述试验条件不同时，应对单根V带的基本额定功率加以修正，获得实际工作条件下单根V带所能传递的功率，称为许用功率$[P_0]$。

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

K_α--包角系数：计入包角$\alpha_1\neq180°$时对传动能力影响，查表8-5。

K_L--长度系数：计入带长不等于特定长度时对传动能力影响，查表8-6；

ΔP_0--功率增量：考虑在传动比$i\neq1$，带在大轮上的弯曲应力较小，故在寿命相同的情况下，可增大传递功率，查表8-2b。

z根V带所能传递的功率为：

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

第三节　普通V带传动的设计计算

单根普通V带额定功率的增量ΔP_0

型号	小带轮转速 n_1	传动比 i 1.00~1.01	1.02~1.04	1.05~1.08	1.09~1.12	1.13~1.18	1.19~1.24	1.25~1.43	1.35~1.51	1.52~1.99	≥2.0
Z	400	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01
	730	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
	2800	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04
A	400	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
	730	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
	2800	0.00	0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.26	0.30	0.34
B	400	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
	730	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.23
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
	2800	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.60	0.70	0.89
C	400	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35
	730	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62
	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
	2800	0.00	0.27	0.55	0.82	1.10	1.37	1.64	1.92	2.19	2.47

第三节　普通V带传动的设计计算

普通V带的长度系列和带长修正系数

基准长度 L_d / mm	K_L Y	Z	A	B	C	基准长度 L_d / mm	K_L Z	A	B	C
200	0.81					2000	1.08	1.03	0.98	0.88
224	0.82					2240	1.10	1.06	1.0	0.91
250	0.84					2500	1.30	1.09	1.03	0.93
280	0.87					2800		1.11	1.05	0.95
315	0.89					3150		1.13	1.07	0.07
355	0.92					3550		1.17	1.07	0.97
400	0.96	0.79				4000		1.10	1.13	1.02
450	1.00	0.80				4500			1.15	1.04
500	1.02	0.81				5000			1.18	1.07
560		0.82				5600				1.09
630		0.84	0.81			6300				1.12
710		0.86	0.83			7100				1.15
800		0.90	0.85			8000				1.18
900		0.92	0.87	0.82		9000				1.21
1000		0.94	0.89	0.84		10000				1.23
1120		0.95	0.91	0.86		11200				
1250		0.98	0.93	0.88		12500				
1400		1.01	0.96	0.90		14000				
1600		1.04	0.99	0.92	0.83	16000				
1800		1.06	1.01	0.95	0.86					

第三节　普通V带传动的设计计算

包角修正系数K_α

包角α_1	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°	110°	100°	90°
K_α	1.0	0.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.82	0.78	0.74	0.69

第三节　普通V带传动的设计计算

四、V带传动主参数设计要点及步骤

☞ V带传动设计的一般过程：按给定的计算数据，如传递功率P、n_1、n_2或i，安装或结构尺寸等，设计确定V带型号，进行带长、根数、中心距、V带张紧力计算，带轮结构设计等内容。

1、确定计算功率 P_c

计算功率是考虑实际V带传动的使用场合和工况条件差异，引入工作情况系数K_A对名义传动功率P进行修正的值。

$$P_c = K_A P$$

K_A ---工作情况系数。

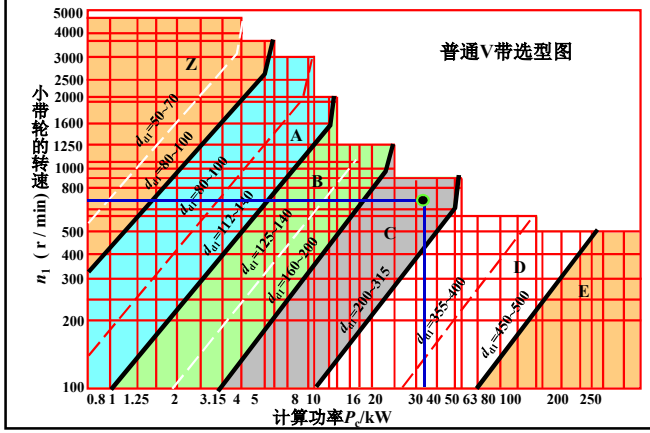
第三节　普通V带传动的设计计算

工作情况系数

工况		K_A 软起动 每天工作小时数/h <10	10~16	>16	负载起动 <10	10~16	>16
载荷变动微小	液体搅拌机、通风机和鼓风机(≤7.5kW)、离心式水泵和压缩机、轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机、通风机、旋转式水泵和压缩机、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、纺织机械重载运输机	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

第三节　普通V带传动的设计计算

2、选择V带截面型号：根据计算功率P_c和小带轮转速n_1进行选择。



第三节　普通V带传动的设计计算

3、确定带轮基准直径d_{d1}、d_{d2}

带轮直径愈小，传动紧凑，但带弯曲应力愈大，降低带使用寿命。小带轮基准直径d_{d1}不应小于表8-4中所列最小基准直径，并取标准系列值。

带轮的最小直径d_{min}

型　号	Y	Z	A	B	C	D	E
d_{min}	20	50	75	125	200	315	500

基准直径系列d_d

20 22.4 25 28 31.5 35.5 40 45 50 56 63 67 71 75 80 85 90 95 100 106
112 118 125 132 140 150 160 170 180 200 212 224 236 250 265 280 300
315 355 375 400 425 475 500 530 560 630 670 710 750 800 900 1000

大带轮的基准直径 d_{d2}为：$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = i d_{d1}$

算出的数值后，需圆整为标准系列值。

第三节　普通V带传动的设计计算

4、验算带的速度 v

☞ d_{d1}选用的合理性，由带速验算来控制：

$$v = v_1 = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000}$$

通常情况下，带速在 5m/s~25m/s之间为宜；最佳带速范围为 10m/s~20m/s。

➢ 带速过高，则带绕过带轮时离心力过大，带与带轮之间的压紧力减小，摩擦力降低而使传动能力下降，而且离心力过大降低了带的疲劳强度和寿命。

➢ 带速过小，则在传递相同功率时带所传递的圆周力增大，使带的根数增加。（F=1000P/v）

验算带速过小或过大时，应重新选择d_{d1}。

第三节　普通V带传动的设计计算

5、选取中心距a和带的基准长度L_d

➢ 中心距小，传动紧凑，但带长短，单位时间带绕过带轮次数多，降低带的疲劳寿命。

➢ 中心距大，将有利于增大包角，但太大则使结构外廓尺寸大，容易引起带的颤振，从而降低其工作能力。

1）当传动设计对结构无特别要求时，初选中心距a_0：

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

2）再由传动的几何关系可计算带的基准长度初值L_{d0}：

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

3）由L_{d0}计算值查表8-1，按相近值确定带的基准长度L_d。

4）最后按下式近似计算实际所需的中心距a：$a \approx a_0 + \dfrac{L_d - L_{d0}}{2}$

第三节　普通V带传动的设计计算

6、验算主动轮上的包角α_1

☞ 中心距a选取的合理性由小带轮包角验算来衡量：

$$\alpha_1 \approx 180° - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3° > 120°$$

小带轮包角是影响带工作能力的重要参数，如果不满足校核，应增大中心距或增设张紧轮来满足。

7、计算传动带根数z

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

☞ 将计算值圆整确定带的根数z。

为了保证多根带受力均匀，通常 z<10；否则，改选带的截面型号或加大带轮直径后重新设计。

第三节　普通V带传动的设计计算

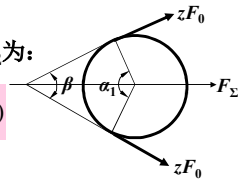
8、确定初拉力F_0，及作用在轴上的力F_Σ

保持适当的初拉力是带传动工作的首要条件。初拉力不足，摩擦力小，会出现打滑；初拉力过大将增大轴和轴承上的压力，并降低带的疲劳寿命。推荐单根V带张紧初拉力为：

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

F_0作用于带轮轴上的载荷（压轴力）F_Σ为：

$$F_\Sigma = 2zF_0 \cos\frac{\beta}{2} = 2zF_0 \sin\frac{\alpha_1}{2} \quad \text{(N)}$$



9、设计带轮结构

确定带轮结构类型、材料、结构尺寸，绘制带轮工作图。

第三节　普通V带传动的设计计算

V带设计计算流程图

已知P、n_1、n_2、原动机类型、工作机载荷性质等

↓

求计算功率$P_c=K_AP$

↓

确定V带型号

↓

选取小带轮基准直径d_{d1}并计算d_{d2}

↓

校核带速v —— 否 → 选取小带轮基准直径d_{d1}并计算d_{d2}

↓

定中心距a，计算并选取带基准长度L_d

↓

校核小带轮包角α_1 —— 否 → 定中心距a，计算并选取带基准长度L_d

↓

计算带根数z —— 否 → 确定V带型号

↓

计算初拉力F_0

↓

计算压轴力F_y

第四节　V带轮的结构设计

V带轮常用的材料：包括铸铁、铸钢、铝合金或工程塑料。

铸铁材料应用最广。

小功率传动，带轮可采用铸铝或工程塑料；

当带速v<25m/s时，常用灰口铸铁HT150或HT200；

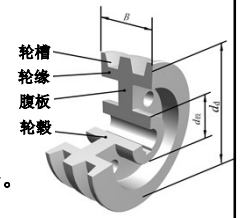
当v≥25m/s时，宜用球墨铸铁、铸钢或冲压钢板焊接制造带轮。

V带轮组成：轮缘、轮辐(或腹板)和轮毂。

1）**轮缘：**外圈环形部分，轮缘上有轮槽。

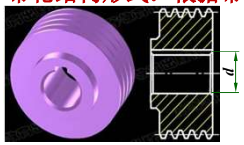
2）**轮毂：**带轮与轴配合的部分。

3）**轮辐(或腹板)：**连接轮缘和轮毂的部分。

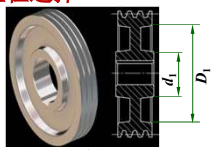


第四节　V带轮的结构设计

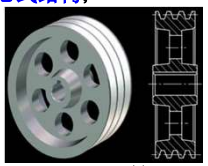
V带轮结构形式：根据带轮的基准直径选择



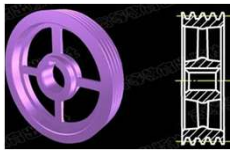
当带轮基准直径$d_d \le (2.5\sim3)d$（d为带轮轴直径）时，采用**实心式结构**；



当$d_d \le 350$mm，且D_1-d_1 <100mm时（d_1为轮毂外径，D_1为轮缘内径），采用**腹板式结构1**；



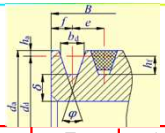
当$d_d \le 350$mm，且D_1-d_1≥100mm，采用**腹板式结构2**；



当d_d > 350mm，应采用**椭圆轮辐式结构**。

第四节　V带轮的结构设计

普通V带轮的轮槽尺寸：



槽　型			Y	Z	A	B	C
b_d			5.3	8.5	11	14	19
h_{amin}			1.6	2.0	2.75	3.5	4.8
e			8±0.3	12±0.3	15±0.3	19±0.4	25.5±0.5
f_{amin}			6	7	9	11.5	16
h_{fmin}			4.7	7.0	8.7	10.8	14.3
δ_{min}			5	5.5	6	7.5	10
φ(°)	32	对应的d_d	≤60	----	----	----	----
	34		----	≤80	≤118	≤190	≤315
	36		≥60	----	----	----	----
	38		----	>80	>118	>190	>315

第五节　带传动的张紧和维护

一、带传动的张紧

1、张紧的目的

1) 根据摩擦传动原理，带必须在预张紧后才能正常工作；

2) 运转一定时间后，带会松弛，为了保证带传动的能力，必须重新张紧，才能正常工作。

2、张紧的方式

（1）调节两轴中心距的张紧装置

定期张紧装置

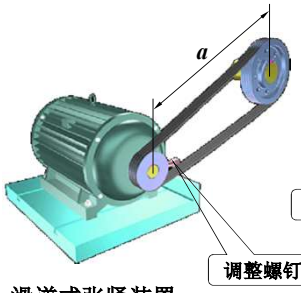
自动张紧装置

（2）具有张紧轮的装置

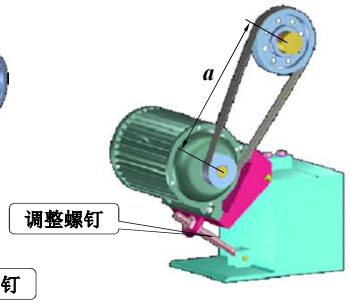
第五节　带传动的张紧和维护

（1）定期张紧装置

通过调节螺钉来调整加大中心距，以达到张紧目的。



滑道式张紧装置

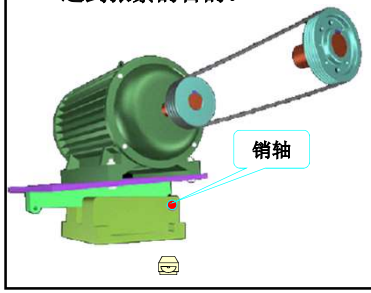


摆架式张紧装置

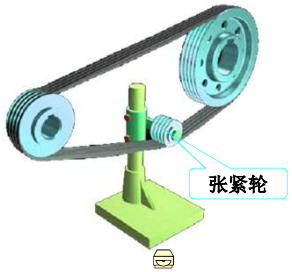
第五节　带传动的张紧和维护

（2）自动张紧装置

利用电动机及摆架的自重，自动调整中心距，达到张紧的目的。



（3）张紧轮张紧装置

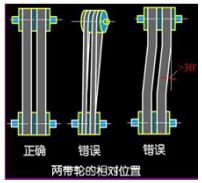


内张紧轮一般应布置在松边的内侧，尽量靠近大带轮安装。

第五节　带传动的张紧和维护

二、带传动的维护

1、两平行轴传动时，各带轮的轴线必须保持规定的平行度；



2、不同厂家的V带及新旧V带不能并用，以免长短不一而受力不均；

3、加防护罩以保安全，防酸、碱、油，不在60摄氏度以上的环境下工作。

链传动

第一节 链传动的特点和应用

第二节 链和链轮

第三节 链传动的主要参数及其选择

第四节 链传动的设计计算

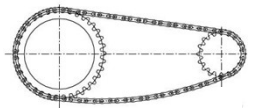
第五节 链传动的使用维护

第一节 链传动的特点和应用

链传动：是通过中间挠性体（链条），将主动轴上的运动和动力传递给从动轴的机械传动形式。

链传动组成：主动链轮、从动链轮和封闭链条。

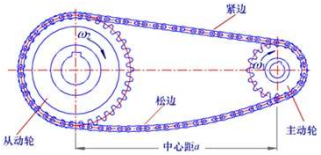
链条----由若干组件（或元件）以铰链副形式串接起来的挠性件。



工作原理：靠**链轮轮齿与链节的啮合**传递运动和动力。

第一节 链传动的特点和应用

一、链传动的特点



优点：

- 远距离传动（中心距大）
- 能保证准确的平均传动比
- 传动效率高
- 结构紧凑
- 压轴力小
- 可在恶劣环境下工作

缺点：

- 只能用于平行轴间的传动
- 瞬时传动比不恒定，高速传动平稳性差，有噪声
- 无过载保护作用
- 链条的铰链磨损后，使链条节距变大，链条易脱落

第一节 链传动的特点和应用

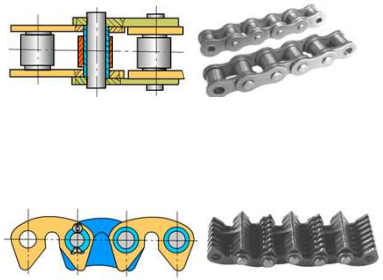
二、链传动的应用场合

- $i \leq 6$。
- $P \leq 100$kW。
- $v \leq 15$m/s。

第二节　链和链轮

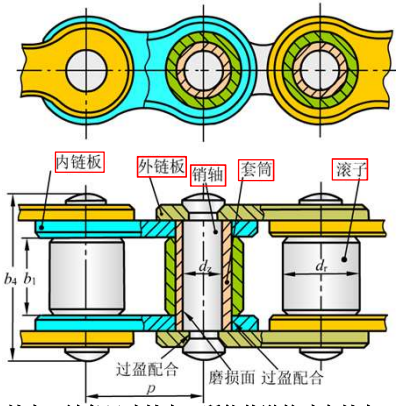
一、链的种类和结构

传动链种类
- 滚子链
- 齿形链



第二节　链和链轮

➢ 滚子链



✓ 滚子链是由滚子、套筒、销轴、内链板和外链板（8字形）组成。

✓ 内链板与套筒之间、外链板与销轴之间为过盈配合，构成内、外链节。

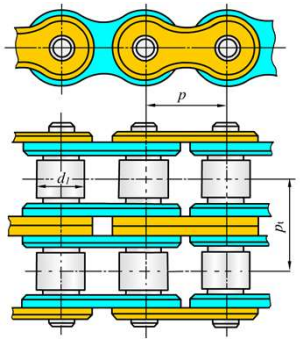
✓ 滚子与套筒之间、套筒与销轴之间均为间隙配合，动联接。

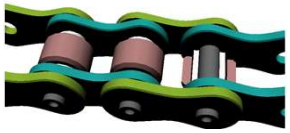
✓ 滚子链上相邻两滚子中心的距离称为链节距p。

p越大，链条尺寸越大，所能传递的功率越大。

第二节　链和链轮

滚子链的排数：

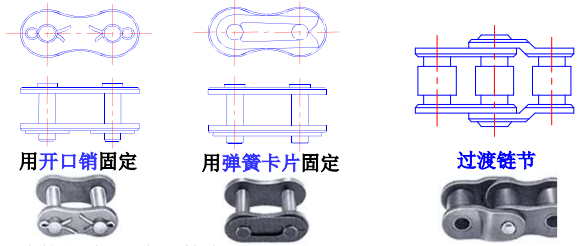




滚子链有单排链、双排链、多排链。多排链的承载能力与排数成正比，但由于精度的影响，各排的载荷不易均匀，故排数不宜过多，一般不超过4排。

第二节　链和链轮

链条的接头形式：



用开口销固定　　用弹簧卡片固定　　过渡链节

- 链的长度用链节数表示。
- 链节数为奇数时，接头处须用过渡链节。过渡链节强度较差，应尽量避免采用。为避免使用过渡链节，链节数最好为偶数。以便链条联成环形时正好是外链板与内链板相接。
- 滚子链已经标准化，其尺寸规格见表8-10。

第二节　链和链轮

A系列滚子链的规格和主要参数

链 号	节距p / mm	排距p_t / mm	滚子外径d_1 /mm	链节内宽b_1 /mm	销轴直径d_2 /mm	链板高度h_2 /mm	极限载荷 Q (单排) / kN	米长质量 q(单排) /(kg/m)
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13.8	0.60
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21.8	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31.1	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55.6	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86.7	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124.6	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169.0	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222.4	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.84	60.33	347.0	16.10
48A	76.20	87.83	47.63	47.35	23.80	72.39	500.4	22.60

滚子链的标记：　链号 —— 排数 × 链节数　国标号

实例：08A-1×87 GB1243.1-83：A系列，节距12.7mm、单排、87节

第二节　链和链轮

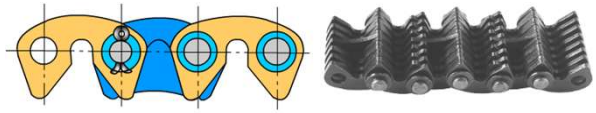
➢ 齿形链

齿形链是由许多齿形链板用铰链连接而成。齿形链板的两侧是直边，夹角一般为60度，工作时链板的侧边与链轮齿廓相啮合。

优点：与滚子链相比，齿形链运转平稳、噪声小、承受冲击载荷的能力高。

缺点：结构复杂、价格较贵、比较重。

应用场合：多应用于高速（链速可达40 m/s）或运动精度要求较高的场合。



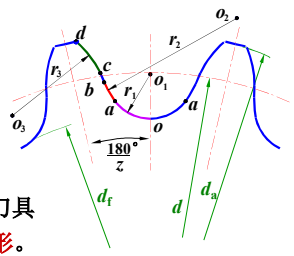
第二节　链和链轮

二、链轮

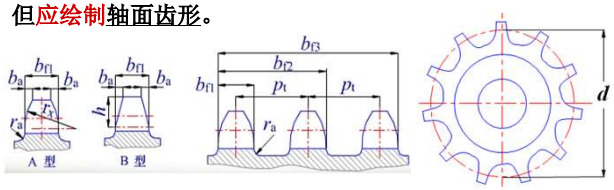
1、链轮的齿形

常用的链轮端面齿形由三段圆弧和一段直线组成，简称三圆弧一直线齿形。

这种齿形已标准化，由标准成型刀具加工，故链轮图上不必绘之端面齿形。



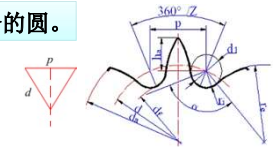
但应绘制轴面齿形。



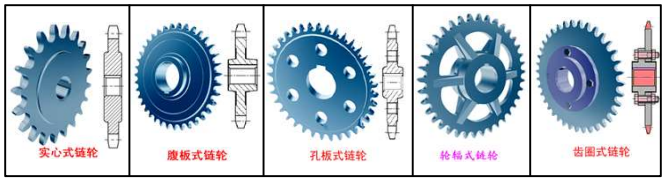
第二节　链和链轮

链轮分度圆：链轮上能被链节P等分的圆。

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}$$



2、链轮的结构



3、链轮的材料

链轮的材料应具有足够的耐磨性和强度。

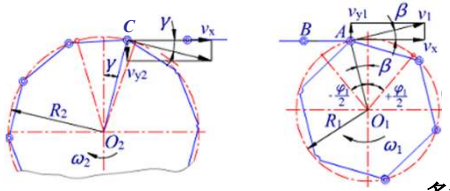
- 通常，小链轮用较好的材料。

链轮材料表

第三节　链传动的主要参数及其选择

一、链传动的运动分析

当链绕在链轮上时，其链节与相应的轮齿啮合后，这一段链条将曲折成正多边形的一部分。链条绕在链轮上如同绕在正多边形的轮子上，正多边形的边长等于链节距p，边数等于链轮齿数z。



多边形效应

- 平均链速为：$v=\dfrac{z_1n_1p}{60\times1000}=\dfrac{z_2n_2p}{60\times1000}$
- 平均传动比为：$i=\dfrac{n_1}{n_2}=\dfrac{z_2}{z_1}$

（是恒定的）

瞬时传动比是变化的。

第三节　链传动的主要参数及其选择

二、链传动的主要参数

1、平均传动比i

i过大→小链轮包角↓→参与啮合的齿数减少→每个轮齿承受的载荷增大→加速轮齿的磨损。通常$i\le6$，推荐i=2~3.5。

2、链轮齿数z

z_1过少→运动不均匀性严重。 $z_{min}=9$

z_1过大→增大传动的尺寸和质量。

参见表8-11选取 z_1→计算大链轮齿数 $z_2=iz_1$。

z_2过大→链节磨损后容易导致脱链。故限制 $z_{max}=120$。

3、链速

通常链速不超过15m/s，否则链条与链轮间的冲击大，传动不平稳。

第三节　链传动的主要参数及其选择

4、链节距

链的节距越大，承载能力就越高，但传动的多边形效应增大，振动冲击和噪声也越严重。设计时，在满足承载能力的前提下，应尽量选取较小的链节距。

- 高速重载时，可选小节距多排链。
- 大中心距、小传动比，选大节距的单排链。
- 小中心距、大传动比，选小节距的多排链。

5、中心距和链条长度L

一般取中心距a= (30~50)p，最大取 a_{max}=80p。

链节数：$L_p=\dfrac{2a}{p}+\dfrac{z_1+z_2}{2}+\dfrac{p}{a}\left(\dfrac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2$

- L_p最好圆整为偶数。

第四节　链传动的设计计算

一、滚子链传动的失效形式

1、链的疲劳破坏

正常润滑条件下常见，是限定链传动承载能力的主要因素。

2、滚子套筒的冲击疲劳破坏

主要发生在反复启动、制动或反转的链传动中。

3、链条铰链的胶合

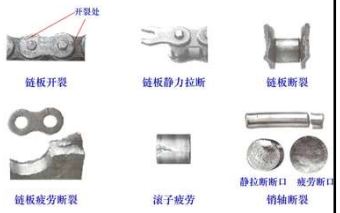
链速较高因不易润滑而发生。

4、链条铰链的磨损

润滑不良时易发生。

5、过载拉断

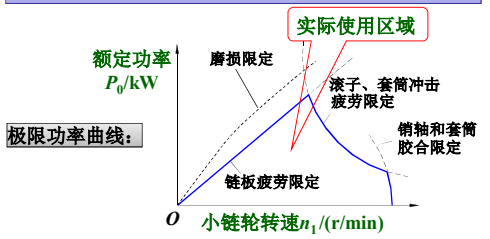
链速低、载荷大时易发生。



第四节　链传动的设计计算

二、滚子链传动的额定功率

每种失效形式都会限定链传动所能传递的功率。



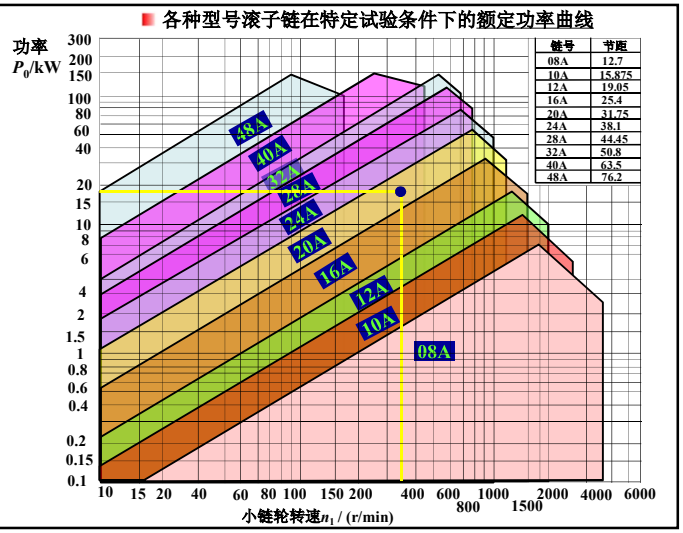
极限功率曲线：

对各种型号滚子链的额定功率在特定试验条件下进行测试：

1、两轮共面；2、小链轮的齿数z_1=19；3、链节数 L_p=100；

4、载荷平稳；5、按推荐的润滑方式；6、工作寿命为15000 h；

7、链条因磨损而引起的相对伸长量不大于3%。



链号	节距
08A	12.7
10A	15.875
12A	19.05
16A	25.4
20A	31.75
24A	38.1
28A	44.45
32A	50.8
40A	63.5
48A	76.2

第四节　链传动的设计计算

当小链轮齿数和链的排数与上述试验条件不同时，应对单排链的基本额定功率加以修正，获得实际工作条件下的功率，称为许用功率$[P_0]$。

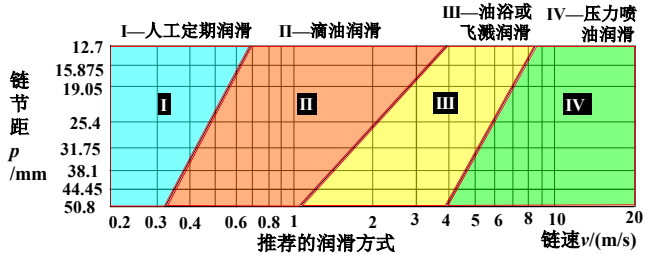
$$[P_0]=P_0K_zK_m$$

K_z—小链轮齿数修正系数：查表8-13。

K_m—排数系数：查表8-14；

第四节　链传动的设计计算

推荐的润滑方式：



当润滑不良或不能采用推荐的润滑方式时，应将p_0值降低。

链速 v/(m/s)	≤1.5	1.5 ~ 7	v>7 而又润滑不当
p_0降低	30%~60%	15%~30%	传动不可靠！

第四节　链传动的设计计算

三、滚子链传动的设计步骤

1、选择链轮齿数或传动比

2、确定计算功率 P_c

计算功率是考虑实际链传动的使用场合和工况条件差异，引入工作情况系数K_A对名义传动功率P进行修正的值。

$$P_c = K_A P$$

K_A ---链传动的工作情况系数，查表8-12。

3、选用合适的链节距

所选的链能传递的最大功率$[P_0]$应大于链传动的计算功率P_c：

$$[P_0] \geq P_c \Rightarrow P_0 \geq \frac{K_A P}{K_z K_m}$$

链节距p可根据功率P_0和小链轮转速n_1由额定功率曲线（图8-16）选取。

第四节　链传动的设计计算

4、确定链传动的中心距a和链节数L_p

5、验算链速v≤15m/s

6、确定链轮尺寸

7、计算压轴力

8、低速链传动的静力强度计算

对于链速v<0.6m/s的低速链传动，因抗拉静力强度不够而破坏的可能性很大，故应进行抗拉静强度计算。计算安全系数：

$$S = \frac{Q_{lim}}{K_A F} \geqslant [S]$$

Q_{lim}—链条的极限拉伸载荷，查表 8-10；K_A—工作情况系数；F—有效圆周力；$[S]$—许用安全系数，一般$[S]$≥4~8。

第五节　链传动的使用维护

一、链传动的合理布置

1）两链轮的回转平面应在同一平面内；

2）链传动多数用作水平轴间传动，应避免垂直布置（链条下垂量大）；必须倾斜布置时，应使倾斜角小于45°；

3）链传动最好紧边在上，松边在下，这样不易引起咬链和磨损。

二、链传动的张紧

第六节　各种机械传动的比较

	优点	缺点
齿轮传动	1、能在空间任意两轴（平行轴、相交轴、交叉轴）间传递运动和动力； 2、传动比精确； 3、结构紧凑，适用于近距离传动； 4、传动效率高（0.92~0.99）； 5、传递的功率和速度范围大（传递功率可达10000Kw，线速度可达 300m/s）； 6、工作可靠，使用寿命长。	1、制造齿轮需要专用的机床和设备，成本较高； 2、加工、安装、调整的精度要求高，否则，工作噪声和振动大； 3、不适用于远距离传动。
蜗杆传动	1、实现大传动比 2、传动平稳、噪声低 3、可实现自锁 4、结构紧凑	1、齿面滑动速度大 2、传动效率低（一般在 0.7~0.9） 3、发热量大，容易使齿面磨损 4、为了减磨，蜗轮齿圈需要用青铜制造，成本高 5、轴向力大
带传动	1、适合传动中心距较大的场合。 2、带具有弹性，可减缓吸振，传动平稳。 3、过载打滑，起过载保护作用。 4、结构简单、成本低廉。	1、有弹性滑动，传动比不恒定。 2、不宜高温、易蚀环境，带的寿命较低，传动效率较低。 3、传动的外廓尺寸较大；需要张紧装置对轴压力比较大； 4、由于带的滑动，不能保证固定不变的传动比
链传动	1、没有弹性滑动，平均传动比准确 2、需要的张紧力小，作用在轴上的载荷较小，可以减少轴承的摩擦损失 3、传动效率较高 4、能适应温度较高、有油污、湿度较大及低速的工作环境	1、瞬时链速和瞬时传动比不恒定，传动平稳性较差 2、工作有一定的冲击和噪声 3、不宜在载荷变化很大和急速反向的传动中应用

作业