



# 第06章

# 挠性传动设计

## 第01节 带与链传动

宋超阳

[songcy@ieee.org](mailto:songcy@ieee.org)

# 本章要点概述

- 挠性传动设计
  - V带传动设计
  - 链传动设计
  - 其他挠性传动
  
- 弹簧设计
  - 弹簧的功能与类型
  - 圆柱拉、压螺旋弹簧的设计
  - 板弹簧的设计
  - 碟形弹簧
  - 其他类型弹簧

## 挠性传动

通过环形曳引元件，在两个或两个以上的传动轮间传递运动或动力

带传动（传动带）  
分为摩擦型带传动和啮合型带传动两种

链传动（传动链）  
通过链条的各个链节与链轮轮齿啮合实现传动

绳传动（传动绳）  
一般为摩擦型传动

# 概述

挠性传动是一类较常用的机械传动方式，按照工作原理可分为

摩擦型传动：靠曳引元件与传动轮接触的摩擦传动

啮合型传动：靠特殊形状的曳引元件与传动轮轮齿相互啮合传动

---

# 带传动设计

# 带传动概述

- 摩擦型带传动的特点及应用
  - V带传动是摩擦型带传动中应用最广的一种
    - 摩擦型带传动装置通常是由主动轮1、从动轮2和张紧在两轮上的环形传动带3组成的
  - 传动带在静止时受预拉力的作用，带与带轮接触面间产生正压力
    - 当主动轮转动时，靠带与主、从动带轮接触面间的摩擦力，拖动从动轮转动，实现传动

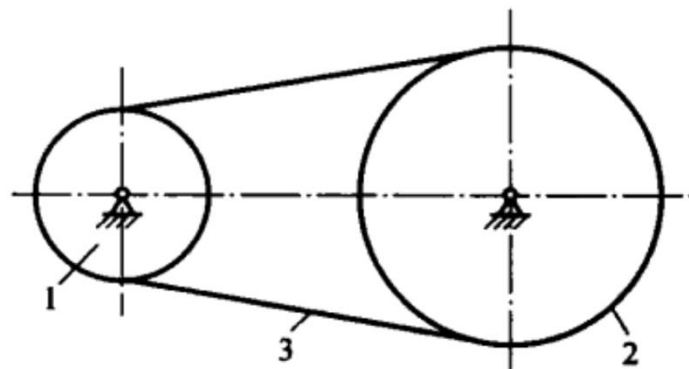
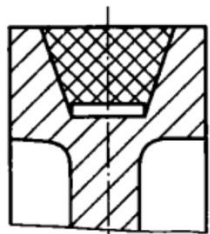


图 5-1 带传动

1—主动轮；2—从动轮；3—传动带

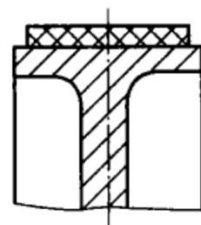


## V带

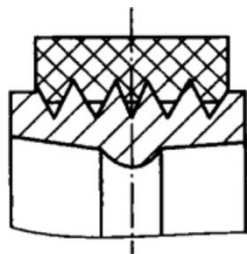
- 在与平带传动同样的条件下，V带传动产生的摩擦力比平带传动大得多，故在一般机械中，多采用V带传动

## 平带

- 结构简单，效率较高，常用于传动中心距较大的场合



## 摩擦型带



## 多楔带

- 兼有平带与V带的优点，柔性好，摩擦力大，主要用于传递较大功率、结构要求紧凑的场合

## 圆带

- 传递功率较小，一般用于轻、小型机械，如缝纫机等



# V带的类型与标准

- V带的种类
  - 普通V带（应用最广）、窄V带、宽V带、大楔角V带、齿形V带、汽车V带、联组V带和接头V带等
- 普通V带
  - 相对高度  $h/b_p \approx 0.7$  的V带，它的规格尺寸、性能、测量方法及使用要求等均已标准化，按截面大小分为七种型号
  - 均制成无接头的环状带，按带芯的结构分为帘芯V带和绳芯V带

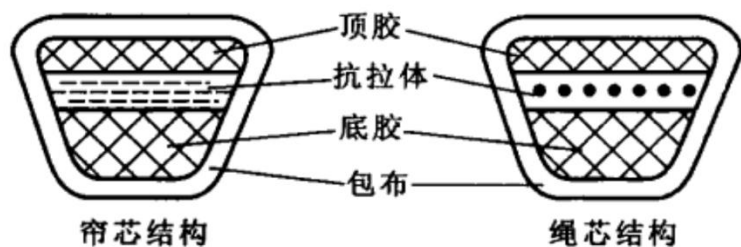


图 5-3 普通 V 带的结构

表 5-1 普通 V 带截面尺寸、长度和单位长度质量(摘自 GB/T 11544—1997)

截 面	Y	Z	A	B	C	D	E
顶宽 $b$ /mm	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0
节宽 $b_p$ /mm	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
高度 $h$ /mm	4.0	6.0	8.0	11.0	14.0	19.0	23.0
楔角 $\alpha$ /( $^\circ$ )	40 $^\circ$						
基准长度 $L_d$ /mm	200~500	400~1 600	630~2 800	900~5 600	1 800~10 000	2 800~14 000	4 500~16 000
单位长度质量 $/(kg \cdot m^{-1})$	0.04	0.06	0.10	0.17	0.30	0.60	0.87

注:① 节宽  $b_p$  为带的截面宽度,当带垂直且其底边弯曲时,在带中保持原长度不变的任意一条周线称为节线,由全部节线构成的面称为节面;

② 基准长度  $L_d$  为 V 带在规定的张紧力下,位于测量带轮基准直径(与所配用 V 带的节宽  $b_p$  相对应的带轮直径)上的圆周长度。

## 带传动的特点

### • 主要优点

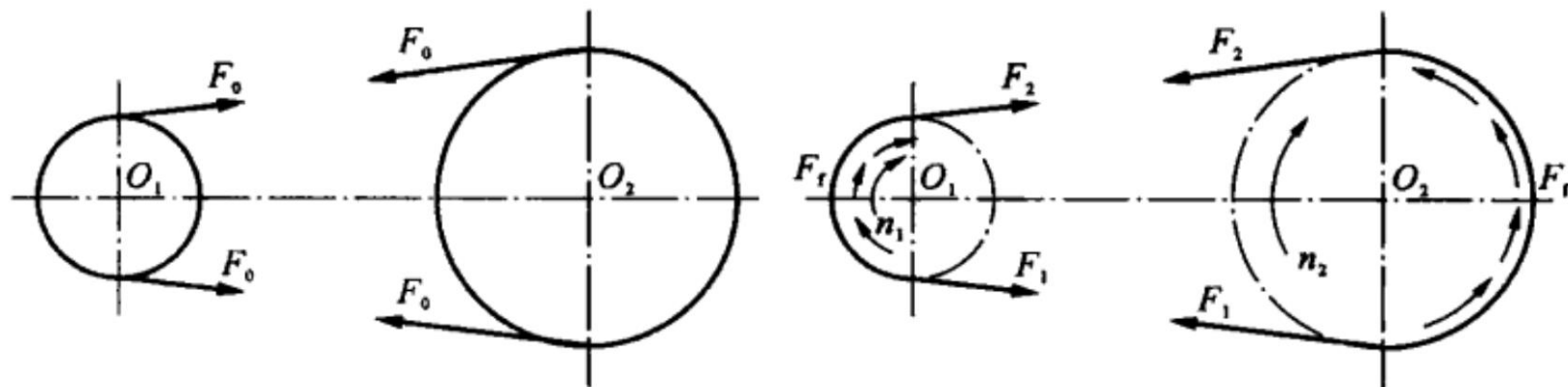
- ① 具有弹性，能缓冲、吸振，传动平稳，噪声小
- ② 过载时，带在带轮上打滑，防止其他零部件损坏，起安全保护作用
- ③ 适用于中心距较大的场合
- ④ 结构简单，成本较低，装拆方便

### • 主要缺点

- ① 带在带轮上有相对滑动，传动比不恒定
- ② 传动效率低，带的寿命较短
- ③ 传动的外廓尺寸大
- ④ 需要张紧，支承带轮的轴及轴承受力较大
- ⑤ 不宜用于高温、易燃等场所

# V带传动的设计约束分析

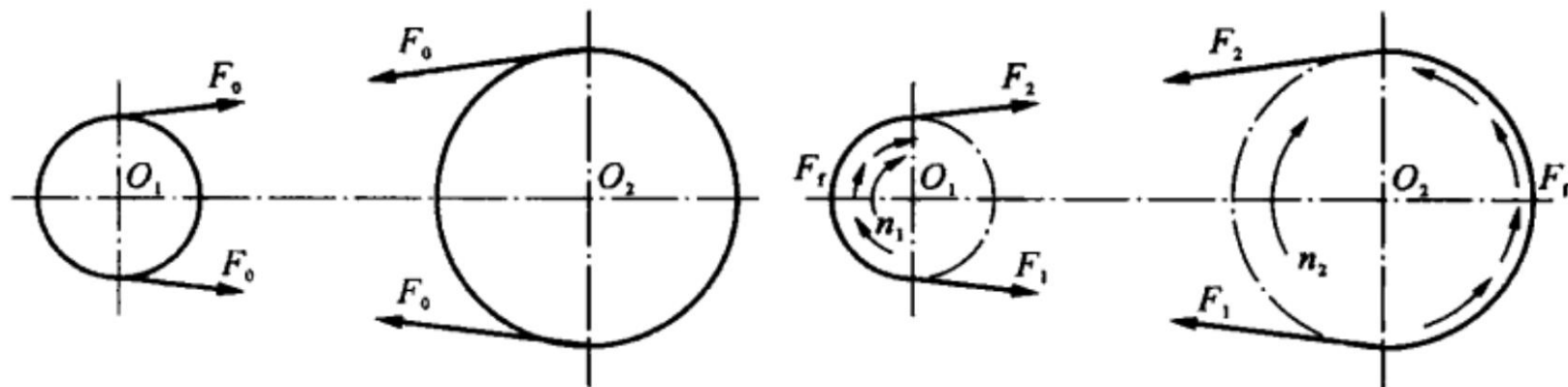
- 带传动中的力分析
  - 以一定的初拉力将带张紧在两带轮上，传动带两边的拉就不相等
    - 未工作时，带的两边均受相同的初拉力  $F_0$
    - 工作时，主动轮  $F_1$  对带的摩擦力下，与带的运动方向一致，而从动轮对带的摩擦力  $F_r$  则与带的运动方向相反
- 带绕上主动轮的一边被拉紧，拉力由  $F_0$  增至  $F_1$ ，为紧边；而另一边则由  $F_0$  减至  $F_2$ ，为松边
  - 假定环形带总长不变，那么紧边拉力增量  $F_1 - F_0$ ，应与松边拉力减量  $F_0 - F_2$  相等，或  $F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$





# V带传动的设计约束分析

- 带绕上主动轮的一边被拉紧，拉力由  $F_0$  增至  $F_f$ ，为紧边；而另一边则由  $F_0$  减至  $F_f$ ，为松边
  - $F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$ ：假定环形带总长不变，那么紧边拉力增量  $F_1 - F_0$ ，应与松边拉力减量  $F_0 - F_2$  相等
- 紧边、松边的拉力差应等于接触面间的摩擦力的总和  $F_f$ ，称为带传动的有效拉力，即圆周力  $F = F_1 - F_2 = F_f$ 
  - 紧边拉力： $F_1 = F_0 + F/2$
  - 松边拉力： $F_2 = F_0 - F/2$



# V带传动的设计约束分析

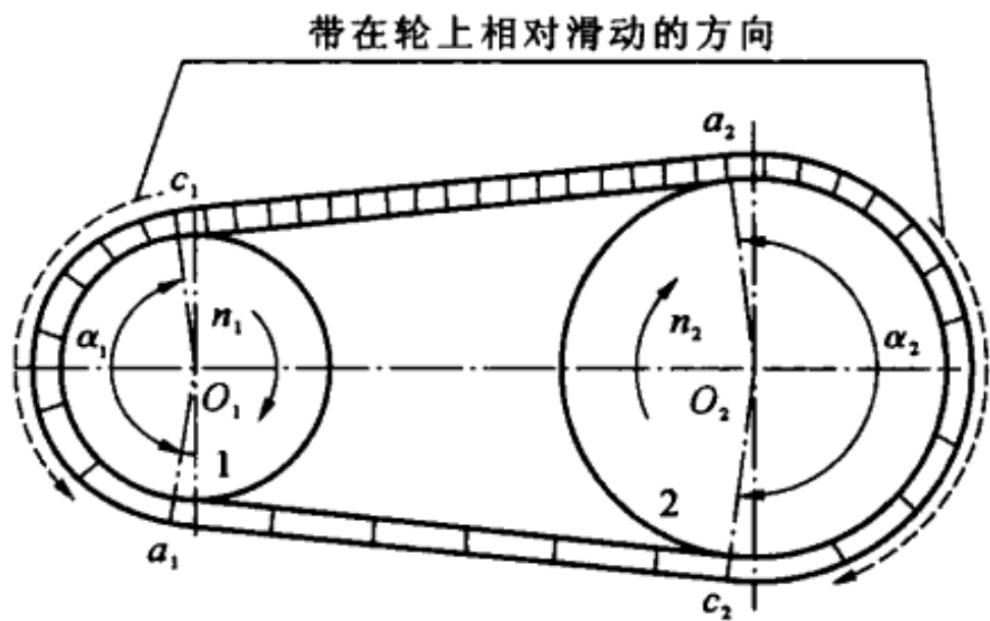
- 当  $F_f$  达到极限  $F_{flim}$  时,  $F_1$  与  $F_2$  的关系可用柔韧体摩擦的欧拉公式表示

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

- $f$ : 带与带轮间的摩擦系数
- $\alpha$ : 带在带轮上的包角

$\alpha_1$  为小带轮包角

$\alpha_2$  为大带轮包角



- 综上所述, 可得  $F_{flim} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = F_1 \left( 1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right)$ 
  - 带在正常传动时, 须使有效圆周力  $F < F_{flim}$

# 传动带的应力分析

- 带传动工作时，带内将产生以下几种应力
- 1) 拉应力： $\sigma_{1/2} = F_{1/2}/A$  (MPa)
  - $A$ : 带的横截面面积 ( $\text{mm}^2$ )
  - 1: 紧边拉应力 | 2: 松边拉应力
- 2) 离心拉应力： $\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$  (MPa)
  - $q$ : 传动带单位长度的质量 ( $\text{kg/m}$ )
  - $v$ : 带速 ( $\text{m/s}$ )
  - 当带沿带轮轮缘作圆周运动时，带上每一质点都受离心力的作用
  - 带的离心力  $F_c = qv^2$ ，作用于整个传动带，因此，它产生的离心拉应力  $\sigma_c$  在带的所有横剖面上都是相等的
- 3) 弯曲应力： $\sigma_b = \frac{2Ey}{d_d}$  (MPa)
  - $E$ : 带的弹性模量 (MPa)
  - $y$ : 带轮的基准直径 (mm)
  - $d_d$ : 带的中性层到最外层的距离 (mm)
  - 带绕在带轮上时，由于弯曲而产生弯曲应力

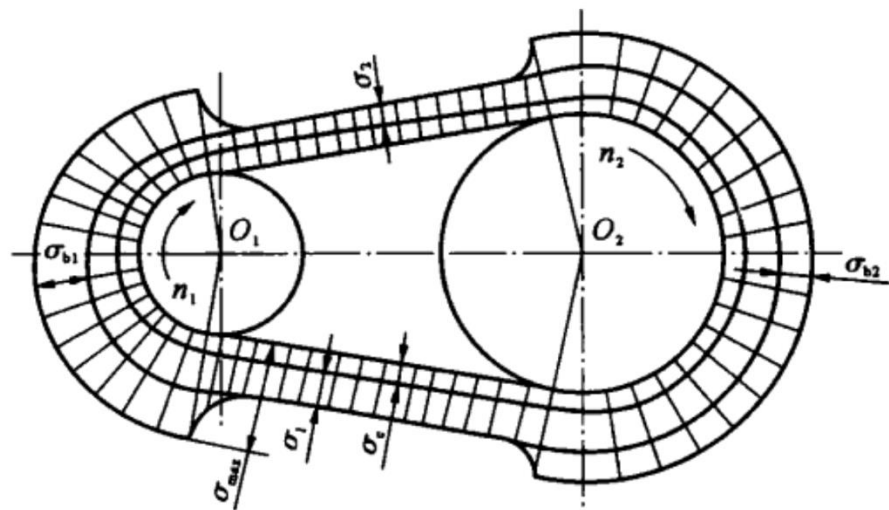


图 5-5 传动带的应力分布

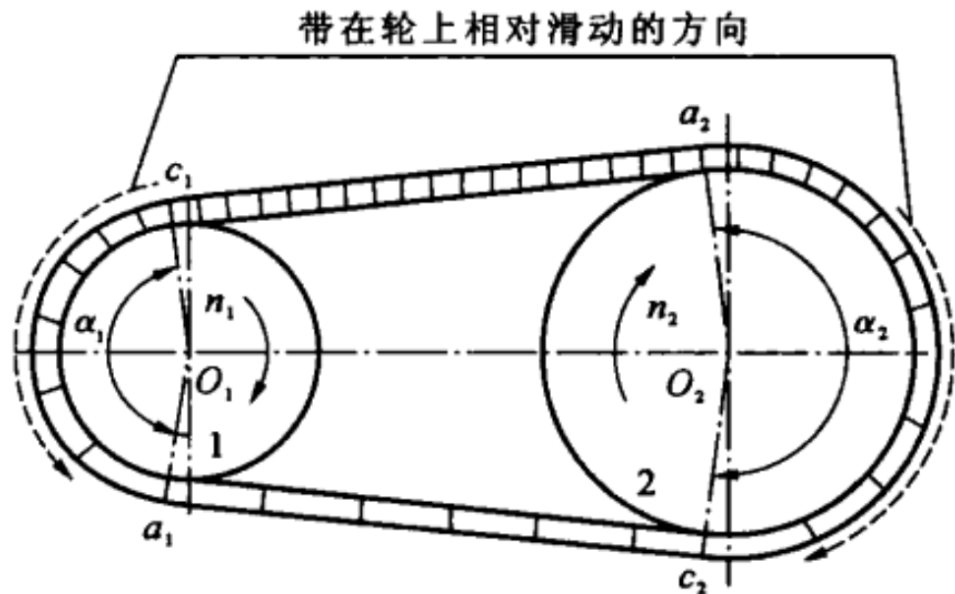
为防止过大的弯曲应力，对每种型号的 V 带，都规定了相应的最小带轮基准直径  $d_{d\min}$

带中的最大应力为  $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1}$

带中的最大应力产生在带的紧边开始绕上的带轮处

# 弹性滑动现象和打滑

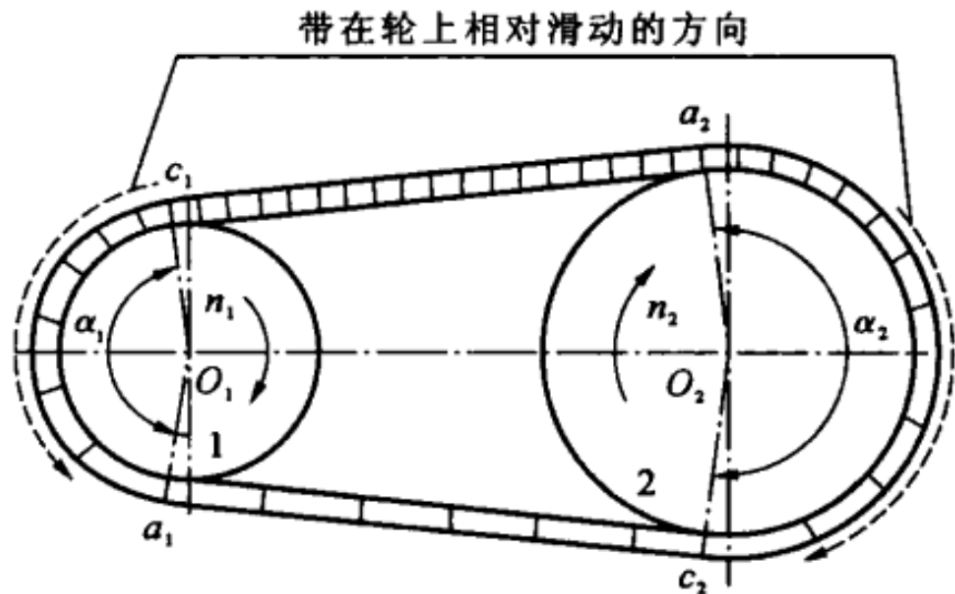
- 带是弹性体，它在受力情况下会产生弹性变形
- 由于带在紧边和松边上所受的拉力不相等，因而产生的弹性变形也不相同
- 带在  $a_1$  点绕上主动轮，到  $c_1$  点离开，在此过程中，带所受的拉力由  $F_1$ ，逐渐降到  $F_2$ ，拉力减小，使带向后收缩，带在带轮接触面上出现局部微量的向后滑动，造成带的速度逐渐小于主动轮的圆周速度  $v_1$ （即  $v_{\text{带}} < v_1$ ）
- 带在  $a_2$  点绕上从动轮、到  $c_2$  点离开，在此过程中，带所受的拉力由  $F_2$ ，逐渐增加到  $F_1$ ，拉力增加，使带向前伸长，带在带轮接触面上出现局部微量的向前滑动，造成带的速度逐渐大于从动轮的圆周速度  $v_2$ （即  $v_{\text{带}} > v_2$ ）



这种微量的滑动现象称为弹性滑动  
 - 弹性滑动的大小与带传动传递的载荷成正比，可用滑动率  $\varepsilon$  来表征弹性滑动的大小： $\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1$

# 弹性滑动现象和打滑

- 带传动中，弹性滑动是不可避免的
  - 造成功率损失、降低传动功率和增加带的磨损
  - 引起从动轮的圆周速度下降，使传动比不准确
- 当有效拉力  $F$  达到或超过带与小带轮之间的摩擦力的总和的极限时，带与带轮在整个接触弧上发生相对滑动，这种现象称为打滑
  - 打滑使得带传动的运动处于不稳定状态，带也受到严重的磨损，带传动装置不能正常工作，这是必须避免的



当带传动的载荷增大时，有效拉力  $F$  相应增大

# 带传动设计的约束条件和允许的传动功率

## • 主要失效形式

- 打滑：当传递的圆周力超过了带与带轮之间的摩擦力的总和的极限时，发生过载打滑，使传动失效
- 疲劳破坏：传动带在变应力长期作用下，因疲劳而发生裂纹、脱层、松散，直至断裂

## • 设计约束条件

- 带传动的设计准则是：在保证带传动不发生打滑的前提下，充分发挥带传动的能力，并使传动带具有一定的疲劳强度和寿命，且带速  $v$  不能过高或过低

## • 根据设计准则，带传动应满足下列两个约束条件：

- 不打滑条件 
$$F = 1000 \frac{P}{v} \leq F_1 \left( 1 - \frac{1}{e f \alpha} \right) \text{ (N)}$$

- 疲劳强度条件 
$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \leq [\sigma] \text{ (MPa)} \text{ 或 } \sigma_1 = \frac{F_1}{A} \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c$$

## • 由以上两式可得同时满足两个约束条件的传动功率为

- $$P_0 = \frac{Fv}{1000} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) \left( 1 - \frac{1}{e f \alpha} \right) \frac{Av}{1000} \text{ (kW)}$$



# 普通V带传动设计

- 单根普通V带的许用功率

$$P_0 = \frac{Fv}{1000} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{ef\alpha}\right) \frac{Av}{1000} \quad (\text{kW})$$

- 右表列出了根据上式计算得出的单根普通V带在特定条件（载荷平稳， $\alpha_1 = 180^\circ$ ， $i = 1$ ，特定带长）下所能传递的基本额定功率  $P_0$

- 如不满足上述特定条件，可对公式进行修正并计算

- 经修正的单根普通V带的许用功率

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L \quad (\text{kW})$$

- $[P_0]$ : 单根普通V带的基本额定功率 (kW)
- $P_0$ :  $i \neq 1$  时，单根普通V带基本额定功率增量
- $K_\alpha$ : 包角系数
- $K_L$ : 带长系数

表 5-2 单根普通V带的基本额定功率  $P_0$  (kW)

带型	$d_{d1}$ /mm	$n_1 / (r \cdot \text{min}^{-1})$												
		700	800	950	1 200	1 450	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 600	2 800	3 200
Z	50	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.24	0.26	0.28
	56	0.11	0.12	0.14	0.17	0.19	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30	0.32	0.33	0.35
	63	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32	0.35	0.37	0.39	0.41	0.45
	71	0.17	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.43	0.46	0.48	0.50	0.54
	80	0.20	0.22	0.26	0.30	0.35	0.39	0.42	0.44	0.47	0.50	0.53	0.56	0.61
	90	0.22	0.24	0.28	0.33	0.36	0.40	0.44	0.48	0.51	0.54	0.57	0.60	0.64
A	75	0.40	0.45	0.51	0.60	0.68	0.73	0.78	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04
	90	0.61	0.68	0.77	0.93	1.07	1.15	1.24	1.34	1.42	1.50	1.57	1.64	1.75
	100	0.74	0.83	0.95	1.14	1.32	1.42	1.54	1.66	1.76	1.87	1.96	2.05	2.19
	112	0.90	1.00	1.15	1.39	1.61	1.74	1.89	2.04	2.17	2.30	2.40	2.51	2.68
	125	1.07	1.19	1.37	1.66	1.92	2.07	2.26	2.44	2.59	2.74	2.86	2.98	3.16
	140	1.26	1.41	1.62	1.96	2.28	2.45	2.66	2.87	3.04	3.22	3.36	3.48	3.65
B	160	1.51	1.69	1.95	2.36	2.73	2.94	3.18	3.42	3.61	3.80	3.93	4.06	4.19
	180	1.76	1.97	2.27	2.47	3.16	3.40	3.66	3.93	4.12	4.32	4.43	4.54	4.58
	125	1.30	1.44	1.64	1.93	2.19	2.33	2.50	2.64	2.76	2.85	2.90	2.96	2.94
	140	1.64	1.82	2.08	2.47	2.82	3.00	3.23	3.42	3.58	3.70	3.78	3.85	3.83
	160	2.09	2.32	2.66	3.17	3.62	3.86	4.15	4.40	4.60	4.75	4.82	4.89	4.80
	180	2.53	2.81	3.22	3.85	4.39	4.68	5.02	5.30	5.52	5.67	5.72	5.76	5.52
C	200	2.96	3.30	3.77	4.50	5.13	5.46	5.83	6.13	6.35	6.47	6.45	6.43	5.95
	224	3.47	3.86	4.42	5.26	5.97	6.33	6.73	7.02	7.19	7.25	7.10	6.95	6.05
	250	4.00	4.46	5.10	6.04	6.82	7.20	7.63	7.82	7.97	7.89	7.26	7.14	5.60
	280	4.61	5.13	5.85	6.90	7.76	8.13	8.46	8.60	8.53	8.22	7.51	6.80	4.26
	200	3.69	4.07	4.58	5.29	5.84	6.07	6.28	6.34	6.26	6.02	5.61	5.01	3.23
	224	4.64	5.12	5.78	6.71	7.45	7.75	8.00	8.06	7.92	7.57	6.93	6.08	3.57
250	5.64	6.23	7.04	8.21	9.04	9.38	9.63	9.62	9.34	8.75	7.85	6.56	2.93	
280	6.76	7.52	8.49	9.81	10.72	11.06	11.22	11.04	10.48	9.50	8.08	6.13	—	
315	8.09	8.92	10.05	11.53	12.46	12.72	12.67	12.14	11.08	9.43	7.11	4.16	—	
355	9.50	10.46	11.73	13.31	14.12	14.19	13.73	12.59	10.70	7.98	4.32	—	—	
400	11.02	12.10	13.48	15.04	15.53	15.24	14.08	11.95	8.75	4.34	—	—	—	
450	12.63	13.80	15.23	16.59	16.47	15.57	13.29	9.64	4.44	—	—	—	—	

**表 5-3 单根普通 V 带的额定功率增量  $\Delta P_0$  (kW)**

带型	传动比 $i$										带速 $v/(m \cdot s^{-1})$ $\leq$
	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 ~ 1.34	1.35 ~ 1.50*	1.51 ~ 1.51	1.51* ~ 1.52 ~ 1.99	
Z	0.00										1
	0.01										2
	0.02										3
	0.03										4
	0.04										5
	0.05										6.3
	0.06										7.5
	0.07										8.8
	0.08										10
	0.09										12.5
A	0.01										15
	0.02										16.7
	0.03										18.3
	0.04										20
	0.05										2.5
	0.06										5
	0.07										6.7
	0.08										8.3
	0.09										10
	0.10										12.5
B	0.01										15
	0.02										17.5
	0.03										20
	0.04										25.5
	0.05										30
	0.06										5
	0.07										10
	0.08										11.7
	0.09										13.3
	0.10										15
C	0.01										20
	0.02										22.5
	0.03										25
	0.04										27.5
	0.05										30
	0.06										35
	0.07										5
	0.08										7.5
	0.09										10
	0.10										12.5

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L \text{ (kW)}$$

**表 5-4 包角系数  $K_\alpha$** 

小轮包角	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	110°	100°	90°
$K_\alpha$	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89	0.88	0.86	0.84	0.82	0.78	0.74	0.69

**表 5-5 长度系数  $K_L$** 

基准长度 $L_d/mm$	$K_L$					基准长度 $L_d/mm$	$K_L$					
	Y	Z	A	B	C		Z	A	B	C	D	E
200	0.81					2 240		1.06	1	0.91		
224	0.82					2 500		1.09	1.03	0.93		
250	0.84					2 800		1.11	1.05	0.95	0.83	
280	0.87					3 150		1.13	1.07	0.97	0.36	
315	0.89					3 550		1.17	1.09	0.99	0.88	
355	0.92					4 000		1.19	1.13	1.02	0.91	
400	0.96	0.87				4 500	1.15	1.04	0.93	0.90		
450	1.00	0.89				5 000		1.18	1.07	0.96	0.92	
500	1.02	0.91				5 600			1.09	0.98	0.95	
560		0.94				6 300			1.12	1.00	0.97	
630		0.96	0.81			7 100			1.15	1.03	1.00	
710		0.99	0.83			8 000			1.18	1.06	1.02	
800		1.00	0.85			9 000			1.21	1.08	1.05	
900		1.03	0.87	0.82		10 000			1.23	1.11	1.07	
1 000		1.06	0.89	0.84		11 200				1.14	1.10	
1 120		1.08	0.91	0.86		12 500				1.17	1.12	
1 250		1.11	0.93	0.88		14 000				1.20	1.15	
1 400		1.14	0.96	0.90		16 000				1.22	1.18	
1 600		1.16	0.99	0.92	0.83							
1 800		1.18	1.01	0.95	0.86							
2 000			1.03	0.98	0.88							

注: 传动比 1.35~1.50\*、1.51~1.99 只适用于 Z 型 V 带。



## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

- 1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)
- $K_A$ : 工况系数 |  $P$ : 所需传递的功率

在选取工况系数时, 在反复启动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合下,  $K_A$  应乘以 1.2

表 5-6 工况系数  $K_A$

工 况		$K_A$					
		空、轻载启动			重载启动		
		每天工作时间/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动最小	液体搅拌机、通风机和鼓风机 ( $\leq 7.5$ kW)、离心式水泵和压缩机、轻载荷输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀载荷)、通风机 ( $>7.5$ kW)、旋转式水泵和压缩机(非离心式)、发动机、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、重载输送机	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、管磨等)	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注:① 空、轻载启动—电动机(交流启动、三角启动、直流并励)、四缸以上的内燃机、装有离心式离合器、液力联轴器的动力机;

② 重载启动—电动机(联机交流启动、直流复励或串励)、四缸以下的内燃机。

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

## • 2) 初选带的型号

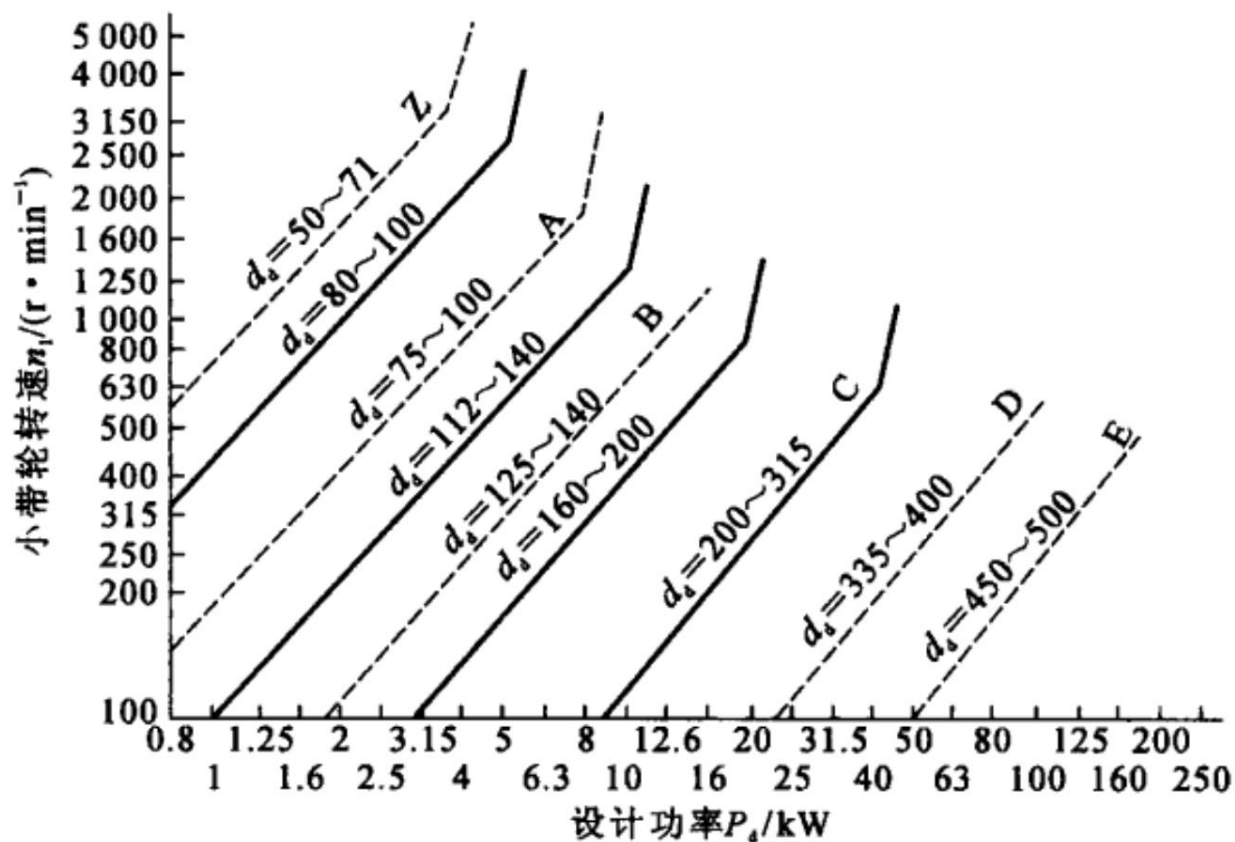


图 5-7 普通 V 带选型图

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

- 3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$ 
  - 国家标准中规定了带轮的最小基准直径和带轮的基准直径系列

表 5-7 普通 V 带轮的最小基准直径 (mm)

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

注:带轮直径系列为 20,22.4,25,28,31.5,35.5,40,45,50,56,63,71,75,80,85,90,95,100,106,112,118,125,132,140,150,160,170,180,200,212,224,236,250,265,280,300,315,335,355,375,400,425,450,475,500,530,560,600,630,670,710,750,800,900,1 000,1 060,1 120,1 250,1 400,1 500,1 600,1 800,2 000,2 240,2 500。

- 当其他条件不变时,带轮基准直径越小,带传动越紧凑,但带内的弯曲应力也起大,将导致带的疲劳强度下降,传动效率下降
  - 选择小带轮基准直径时,应使  $d_{d1} > d_{dmin}$ , 并取标准直径。若传动比要求较精确,大带轮基准直径  $d_{d2} = i d_{d1} (1 - \varepsilon) = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} (1 - \varepsilon)$  (mm)
  - 常取滑动率  $\varepsilon \approx 0.01 \sim 0.02$
  - 若忽略滑动率  $\varepsilon$  的影响,则有  $d_{d2} = i d_{d1} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1}$  (mm)

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

### • 4) 验算带速 $v$

- 带速的计算公式为  $v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000}$  (m/s)

- 带速  $v$  太高，则离心力过大，使带与带轮间的正压力过小，传动能力弱，易打滑
- 同时离心应力大，带易疲劳破坏带速口太低，则要求有效拉力  $F$  过大，使带的根数过多

- 若  $v$  过高或过低，可调整  $d_{d1}$  或  $n_1$

- 一般  $v$  在 5~25 m/s 之间
- 当  $v$  在 10~20 m/s 时，传动能力可得到充分利用

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

### • 5) 确定中心距 $a$ 、带长 $L$ 和包角 $\alpha$

- 带传动的中心距  $a$ 、带轮直径  $d_d$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$  等如图所示

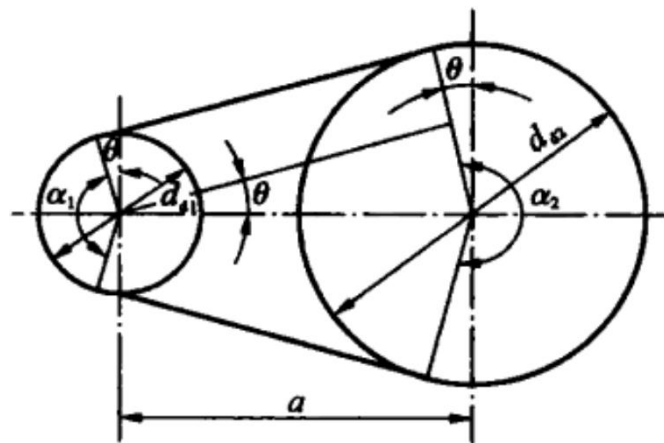


图 5-8 带传动的几何计算

- 中心距  $a$  的大小，直接关系到传动尺寸和带在单位时间内的绕转次数

- 中心距  $a$  大，则传动尺寸大，但在单位时间内的绕转次数减少，可增加带的疲劳寿命，同时使包角  $\alpha_1$  增大，提高传动能力

- 一般初选中心距

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

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

- 带长根据带轮的基准直径和初选的中心距  $a_0$  计算

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

- 根据初算的带长  $L_{d0}$ ，选取相近的基准长度  $L_d$

- 传动的实际中心距  $a$

$$a = A + \sqrt{A^2 - B} \quad (\text{mm})$$

$$A = \frac{L_d}{4} - \frac{\pi(d_{d1} + d_{d2})}{8}$$

$$B = \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{8}$$

- 小带轮包角  $\alpha$

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

- 一般要求  $\alpha_1 \geq 90^\circ \sim 120^\circ$

表 5-8 普通 V 带的长度(摘自 GB/T 11544—1997)

带型	Y	Z	A	B	C	D	E
$L_d/\text{mm}$	200	405	630	930	1 565	2 740	4 660
	224	475	700	1 000	1 760	3 100	5 040
	250	530	790	1 100	1 950	3 330	5 420
	280	625	890	1 210	2 195	3 730	6 100
	315	700	990	1 370	2 420	4 080	6 850
	355	780	1 100	1 560	2 715	4 620	7 650
	400	820	1 250	1 760	2 880	5 400	9 150
	450	1 080	1 430	1 950	3 520	6 100	12 230
	500	1 330	1 550	2 180	3 080	6 840	13 750
		1 420	1 640	2 300	3 520	7 620	15 280
		1 540	1 750	2 500	4 060	9 140	16 800
			1 940	2 700	4 600	10 700	
			2 050	2 870	5 380	12 200	
			2 200	3 200	6 100	13 700	
			2 300	3 600	6 815	15 200	
			2 480	4 060	7 600		
		2 700	4 430	9 100			
			4 820	10 700			
				5 370			
				6 070			

注:基准长度  $L_d$  为 V 带在规定的张紧力下,位于测量带轮基准直径(与所配用 V 带的节宽  $b_p$  相对应的带轮直径)上的周线长度。

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

### • 6) 确定带的根数 $z$

$$z \geq \frac{P_c}{[P]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$$

- 带的根数，应根据计算值圆整
- 带的根数不宜过多，否则各根带受力不均
- 一般取  $z < 10$ ，当  $z$  过大时，应改选带轮基准直径或改选带型，重新设计

### • 7) 确定初拉力 $F_0$

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_a) P_c}{K_a z v} + q v^2 \quad (\text{N})$$

- 一般认为，既能发挥带的传动能力，又能保证带的寿命的单根 V 带的初拉力计算公式如上所示
- $F_0$  小，带传动的传动能力小，易出现打滑
- $F_0$  过大，则带的寿命低，对轴及轴承的压力大

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

• 8) 计算压力  $F_Q$ 

- $F_Q \approx 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$  (N)

- 为了设计轴和轴承，应计算 V 带对轴的压力  $F_Q$
- $F_Q$  可近似地按带的两边的初拉力  $F_0$  的合力计算

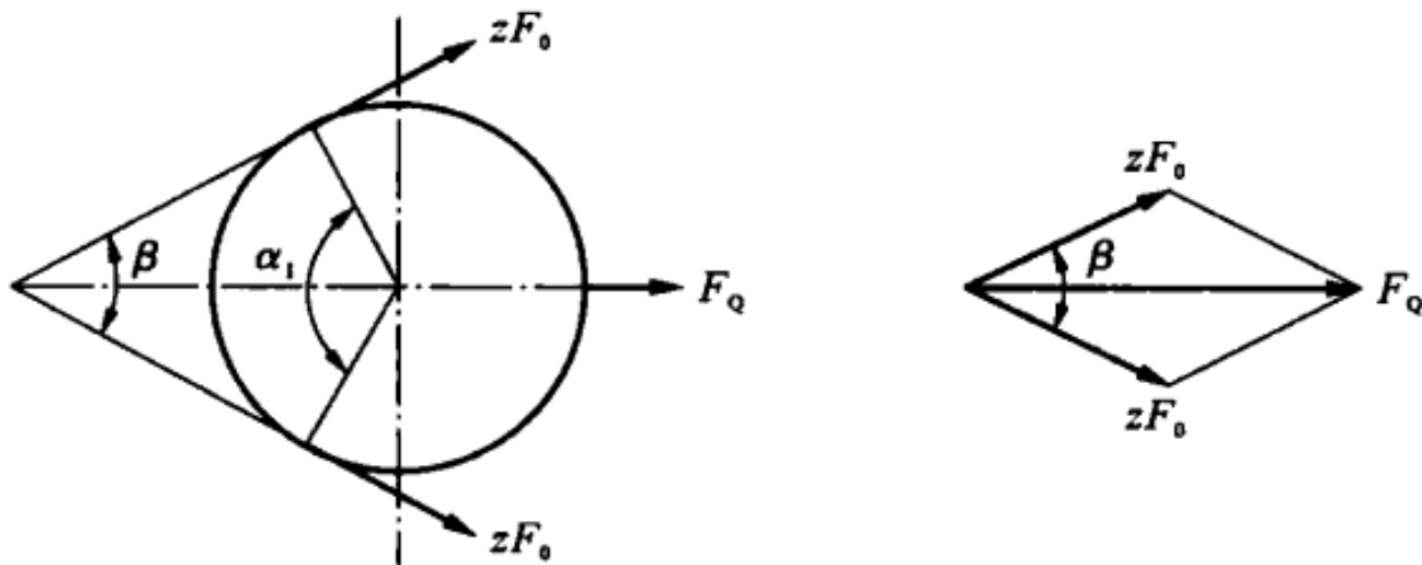


图 5-9 带传动作用在轴上的压力



## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

- 1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)
- 2) 初选带的型号
- 3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$
- 4) 验算带速  $v$
- 5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$
- 6) 确定带的根数  $z$
- 7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4 \text{ kW}$ ,满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,从动轮转速  $n_2=450 \text{ r/min}$ ,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

**解** (1) 计算设计功率  $P_c$ 。

由表 5-6 查得  $K_A=1.1$ ,故

$$P_c = K_A P = 1.1 \times 4 \text{ kW} = 4.4 \text{ kW}$$

表 5-6 工况系数  $K_A$

工 况		$K_A$					
		空、轻载启动			重载启动		
		每天工作时间/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动最小	液体搅拌机、通风机和鼓风机 ( $\leq 7.5 \text{ kW}$ )、离心式水泵和压缩机、轻载荷输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀载荷)、通风机 ( $>7.5 \text{ kW}$ )、旋转式水泵和压缩机(非离心式)、发动机、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、重载输送机	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、管磨等)	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注:① 空、轻载启动—电动机(交流启动、三角启动、直流并励)、四缸以上的内燃机、装有离心式离合器、液力联轴器的动力机;

② 重载启动—电动机(联机交流启动、直流复励或串励)、四缸以下的内燃机。

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

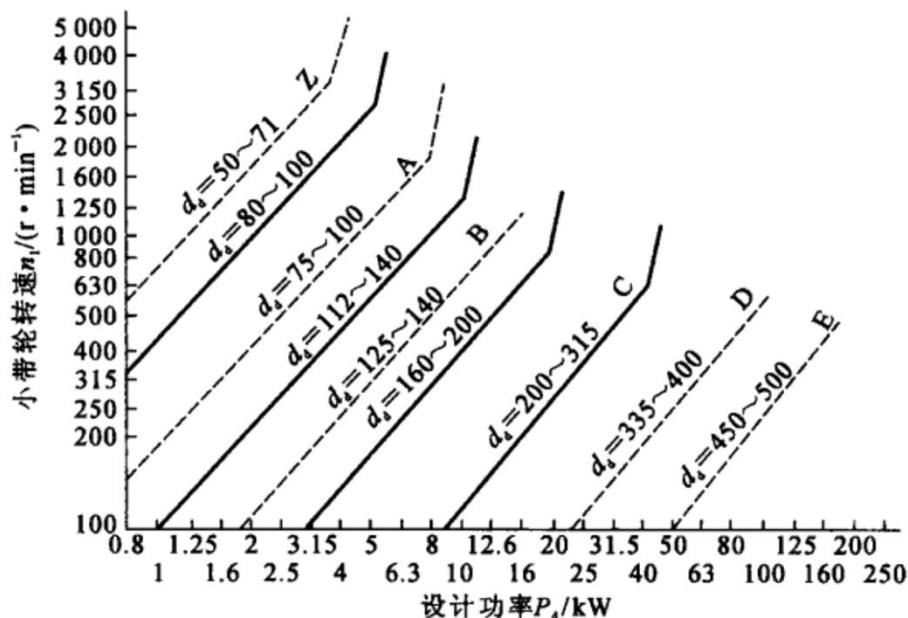
7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式输送机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4 \text{ kW}$ ,满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,从动轮转速  $n_2=450 \text{ r/min}$ ,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(2) 选择带型。

根据  $P_c=4.4 \text{ kW}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,由图 5-7 初步选用 A 型。



注: Y 型带主要传递运动, 故未列入图内。

图 5-7 普通 V 带选型图

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\,440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

表 5-7 普通 V 带轮的最小基准直径 (mm)

型 号	Y	Z	A	B	C	D	E
$d_{\min}$	20	50	75	125	200	355	500

注:带轮直径系列为 20,22.4,25,28,31.5,35.5,40,45,50,56,63,71,75,80,85,90,95,100,106,112,118,125,132,140,150,160,170,180,200,212,224,236,250,265,280,300,315,335,355,375,400,425,450,475,500,530,560,600,630,670,710,750,800,900,1\,000,1\,060,1\,120,1\,250,1\,400,1\,500,1\,600,1\,800,2\,000,2\,240,2\,500。

(3) 选取带轮基准直径  $d_{d1}$  和  $d_{d2}$ 。

由表 5-7 取  $d_{d1}=100$  mm,由式(5-11(a)),并取  $\epsilon=0.02$ ,得

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} (1 - \epsilon) = \frac{1\,440}{450} \times 100 \times (1 - 0.02) \text{ mm} = 309.2 \text{ mm}$$

由表 5-7 取直径系列值  $d_{d2}=315$  mm。

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\ 440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(4) 验算带速  $v$ 。

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1\ 000} = \frac{\pi \times 100 \times 1440}{60 \times 1\ 000} \text{ m/s} = 7.54 \text{ m/s}$$

在 5~25 m/s 范围内,带速合适。

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(5) 确定中心距  $a$  和带的基准长度  $L_d$ 。

初选中心距  $a_0=450$  mm,符合

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

由式(5-14)得带长

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= \left[ 2 \times 450 + \frac{3.14}{2} \times (100 + 315) + \frac{(315 - 100)^2}{4 \times 450} \right] \text{ mm} \\ &= 1577.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$



## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\,440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(5) 确定中心距  $a$  和带的基准长度  $L_d$ 。

初选中心距  $a_0=450$  mm,符合

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

由式(5-14)得带长

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= \left[ 2 \times 450 + \frac{3.14}{2} \times (100 + 315) + \frac{(315 - 100)^2}{4 \times 450} \right] \text{ mm} \\ &= 1\,577.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 5-8,对 A 型带取基准长度  $L_d=1\,640$  mm,然后计算实际中心距。

$$A = \frac{L_d}{4} - \frac{\pi(d_{d1} + d_{d2})}{8} = \left[ \frac{1\,640}{4} - \frac{\pi(100 + 315)}{8} \right] \text{ mm} = 247.1 \text{ mm}$$

$$B = \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{8} = \frac{(315 - 100)^2}{8} \text{ mm} = 5\,778.1 \text{ mm}$$

$$a = A + \sqrt{A^2 - B} = (247.1 + \sqrt{247.1^2 - 5\,778.1}) \text{ mm} = 482.2 \text{ mm}$$

取  $a=480$  mm。

表 5-8 普通 V 带的长度(摘自 GB/T 11544—1997)

带型	Y	Z	A	B	C	D	E
$L_d/\text{mm}$	200	405	630	930	1 565	2 740	4 660
	224	475	700	1 000	1 760	3 100	5 040
	250	530	790	1 100	1 950	3 330	5 420
	280	625	890	1 210	2 195	3 730	6 100
	315	700	990	1 370	2 420	4 080	6 850
	355	780	1 100	1 560	2 715	4 620	7 650
	400	820	1 250	1 760	2 880	5 400	9 150
	450	1 080	1 430	1 950	3 520	6 100	12 230
	500	1 330	1 550	2 180	3 080	6 840	13 750
		1 420	1 640	2 300	3 520	7 620	15 280
		1 540	1 750	2 500	4 060	9 140	16 800
			1 940	2 700	4 600	10 700	
			2 050	2 870	5 380	12 200	
			2 200	3 200	6 100	13 700	
			2 300	3 600	6 815	15 200	
			2 480	4 060	7 600		
			2 700	4 430	9 100		
			4 820	10 700			
			5 370				
			6 070				

注:基准长度  $L_d$  为 V 带在规定的张紧力下,位于测量带轮基准直径(与所配用 V 带的节宽  $b_p$  相对应的带轮直径)上的周线长度。

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式输送机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(6) 验算小带轮包角  $\alpha_1$ 。

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 100}{480} \times 57.3^\circ \\ \approx 154.33^\circ > 120^\circ$$

在要求的范围以上,包角合适。

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$



## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。已知功率  $P=4 \text{ kW}$ , 满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 从动轮转速  $n_2=480 \text{ r/min}$ , 要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(7) 确定带的根数  $z$ 。

因  $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 查表 5-2 得

$$P_0 = 1.31 \text{ kW}$$

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P \text{ (kW)}$

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

表 5-2 单根普通 V 带的基本额定功率  $P_0$  (kW)

带型	$d_{d1}$ /mm	$n_1 / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$												
		700	800	950	1 200	1 450	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 600	2 800	3 200
Z	50	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.24	0.26	0.28
	56	0.11	0.12	0.14	0.17	0.19	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30	0.32	0.33	0.35
	63	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32	0.35	0.37	0.39	0.41	0.45
	71	0.17	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.43	0.46	0.48	0.50	0.54
	80	0.20	0.22	0.26	0.30	0.35	0.39	0.42	0.44	0.47	0.50	0.53	0.56	0.61
	90	0.22	0.24	0.28	0.33	0.36	0.40	0.44	0.48	0.51	0.54	0.57	0.60	0.64
	A	75	0.40	0.45	0.51	0.60	0.68	0.73	0.78	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00
90		0.61	0.68	0.77	0.93	1.07	1.15	1.24	1.34	1.42	1.50	1.57	1.64	1.75
100		0.74	0.83	0.95	1.14	1.32	1.42	1.54	1.66	1.76	1.87	1.96	2.05	2.19
112		0.90	1.00	1.15	1.39	1.61	1.74	1.89	2.04	2.17	2.30	2.40	2.51	2.68
125		1.07	1.19	1.37	1.66	1.92	2.07	2.26	2.44	2.59	2.74	2.86	2.98	3.16
140		1.26	1.41	1.62	1.96	2.28	2.45	2.66	2.87	3.04	3.22	3.36	3.48	3.65
160		1.51	1.69	1.95	2.36	2.73	2.94	3.18	3.42	3.61	3.80	3.93	4.06	4.19
180		1.76	1.97	2.27	2.47	3.16	3.40	3.66	3.93	4.12	4.32	4.43	4.54	4.58
B	125	1.30	1.44	1.64	1.93	2.19	2.33	2.50	2.64	2.76	2.85	2.90	2.96	2.94
	140	1.64	1.82	2.08	2.47	2.82	3.00	3.23	3.42	3.58	3.70	3.78	3.85	3.83
	160	2.09	2.32	2.66	3.17	3.62	3.86	4.15	4.40	4.60	4.75	4.82	4.89	4.80
	180	2.53	2.81	3.22	3.85	4.39	4.68	5.02	5.30	5.52	5.67	5.72	5.76	5.52
	200	2.96	3.30	3.77	4.50	5.13	5.46	5.83	6.13	6.35	6.47	6.45	6.43	5.95
	224	3.47	3.86	4.42	5.26	5.97	6.33	6.73	7.02	7.19	7.25	7.10	6.95	6.05
	250	4.00	4.46	5.10	6.04	6.82	7.20	7.63	7.82	7.97	7.89	7.26	7.14	5.60
280	4.61	5.13	5.85	6.90	7.76	8.13	8.46	8.60	8.53	8.22	7.51	6.80	4.26	
C	200	3.69	4.07	4.58	5.29	5.84	6.07	6.28	6.34	6.26	6.02	5.61	5.01	3.23
	224	4.64	5.12	5.78	6.71	7.45	7.75	8.00	8.06	7.92	7.57	6.93	6.08	3.57
	250	5.64	6.23	7.04	8.21	9.04	9.38	9.63	9.62	9.34	8.75	7.85	6.56	2.93
	280	6.76	7.52	8.49	9.81	10.72	11.06	11.22	11.04	10.48	9.50	8.08	6.13	—
	315	8.09	8.92	10.05	11.53	12.46	12.72	12.67	12.14	11.08	9.43	7.11	4.16	—
	355	9.50	10.46	11.73	13.31	14.12	14.19	13.73	12.59	10.70	7.98	4.32	—	—
	400	11.02	12.10	13.48	15.04	15.53	15.24	14.08	11.95	8.75	4.34	—	—	—
450	12.63	13.80	15.23	16.59	16.47	15.57	13.29	9.64	4.44	—	—	—	—	

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。已知输入功率  $P=4 \text{ kW}$ ，满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ，从动轮转速  $n_2=480 \text{ r/min}$ ，要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(7) 确定带的根数  $z$ 。

因  $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 查表 5-2 得

$$P_0 = 1.31 \text{ kW}$$

因  $i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\epsilon)} = \frac{315}{100 \times (1-0.02)} \approx 3.21$ ,  $v=7.54 \text{ m/s}$ , 查表 5-3 得

$$\Delta P_0 = 0.1 \text{ kW}$$

表 5-3 单根普通 V 带的额定功率增量  $\Delta P_0$  (kW)

带型	传动比 $i$										带速 $v / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ $\leq$	
	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 ~ 1.34	1.35 ~ 1.50*	1.51* ~ 1.99	$\geq 2.00$		
Z		0.00			0.01				0.02			1
												2
												3
												4
												5
												6.3
												7.5
												8.8
												10
												12.5
A					0.03				0.04			15
												16.7
												18.3
												20
												2.5
												5
												6.7
												8.3
												10
												12.5
B												15
												17.5
												20
												25.5
												30
												5
												10
												11.7
												13.3
												15
C												20
												22.5
												25
												27.5
												30
												5
												7.5
												10
												12.5
												15

注: 传动比 1.35~1.50\*, 1.51~1.99 只适用于 Z 型 V 带。

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传

率  $P=4 \text{ kW}$ , 满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 从动轮转

要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

表 5-4 包角系数  $K_\alpha$

小轮包角	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	110°	100°	90°
$K_\alpha$	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89	0.88	0.86	0.84	0.82	0.78	0.74	0.69

表 5-5 长度系数  $K_L$

基准长度 $L_d/\text{mm}$	$K_L$					基准长度 $L_d/\text{mm}$	$K_L$					
	Y	Z	A	B	C		Z	A	B	C	D	E
200	0.81					2 240	1.06	1	0.91			
224	0.82					2 500	1.09	1.03	0.93			
250	0.84					2 800	1.11	1.05	0.95	0.83		
280	0.87					3 150	1.13	1.07	0.97	0.36		
315	0.89					3 550	1.17	1.09	0.99	0.88		
355	0.92					4 000	1.19	1.13	1.02	0.91		
400	0.96	0.87				4 500	1.15	1.04	0.93	0.90		
450	1.00	0.89				5 000		1.18	1.07	0.96	0.92	
500	1.02	0.91				5 600			1.09	0.98	0.95	
560		0.94				6 300				1.12	1.00	0.97
630		0.96	0.81			7 100				1.15	1.03	1.00
710		0.99	0.83			8 000				1.18	1.06	1.02
800		1.00	0.85			9 000				1.21	1.08	1.05
900		1.03	0.87	0.82		10 000				1.23	1.11	1.07
1 000		1.06	0.89	0.84		11 200					1.14	1.10
1 120		1.08	0.91	0.86		12 500					1.17	1.12
1 250		1.11	0.93	0.88		14 000					1.20	1.15
1 400		1.14	0.96	0.90		16 000					1.22	1.18
1 600		1.16	0.99	0.92	0.83							
1 800		1.18	1.01	0.95	0.86							
2 000			1.03	0.98	0.88							

(7) 确定带的根数  $z$ 。

因  $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 查表 5-2 得

$$P_0 = 1.31 \text{ kW}$$

因  $i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\epsilon)} = \frac{315}{100 \times (1-0.02)} \approx 3.21$ ,  $v=7.54 \text{ m/s}$ , 查表 5-3 得

$$\Delta P_0 = 0.1 \text{ kW}$$

因  $\alpha_1 = 154.33^\circ$ , 查表 5-4 得

$$K_\alpha = 0.928$$

因  $L_d = 1640 \text{ mm}$ , 查表 5-5 得

$$K_L = 0.996$$

由式(5-16)得

$$\begin{aligned} z &\geq \frac{P_c}{[P]} = \frac{P_c}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L} \\ &= \frac{4.4}{(1.31 + 0.1) \times 0.928 \times 0.996} = 3.37 \end{aligned}$$

取  $z=4$  根。

# 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式输送机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4 \text{ kW}$ ,满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,从动轮转速  $n_2=450 \text{ r/min}$ ,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(8) 确定初拉力  $F_0$ 。

由表 5-1 查得 A 型带单位长度质量  $q=0.1 \text{ kg/m}$ 。

由式(5-17)得单根普通 V 带的初拉力

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \times \frac{(2.5 - K_p) P_c}{K_p z v} + qv^2 \\ &= \left[ 500 \times \frac{(2.5 - 0.928) \times 4.4}{0.928 \times 4 \times 7.54} + 0.1 \times 7.54^2 \right] \text{ N} \\ &\approx 124.3 \text{ N} \end{aligned}$$

表 5-1 普通 V 带截面尺寸、长度和单位长度质量(摘自 GB/T 11544—1997)

截面	Y	Z	A	B	C	D	E
顶宽 $b/\text{mm}$	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0
节宽 $b_p/\text{mm}$	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
高度 $h/\text{mm}$	4.0	6.0	8.0	11.0	14.0	19.0	23.0
楔角 $\alpha/(\text{°})$	40°						
基准长度 $L_d/\text{mm}$	200~500	400~1600	630~2800	900~5600	1800~10000	2800~14000	4500~16000
单位长度质量 $/( \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} )$	0.04	0.06	0.10	0.17	0.30	0.60	0.87

注:① 节宽  $b_p$  为带的截面宽度,当带垂直且其底边弯曲时,在带中保持原长度不变的任意一条周线称为节线,由全部节线构成的面积称为节面;

② 基准长度  $L_d$  为 V 带在规定的张紧力下,位于测量带轮基准直径(与所配用 V 带的节宽  $b_p$  相对应的带轮直径)上的圆周长度。

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P \text{ (kW)}$

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$



## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P$  (kW)

2) 初选带的型号

3) 确定带轮基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$

4) 验算带速  $v$

5) 确定中心距  $a$ 、带长  $L$  和包角  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

(9) 计算压力  $F_Q$ 。

由式(5-18)得压力

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 124.3 \times \sin \frac{154.33^\circ}{2} \text{ N} \approx 970 \text{ N}$$

(10) 带传动的结构设计(略)。

除此之外,通过同样的分析计算,还可获得若干种可行方案,如表 5-9 所示。

表 5-9 可行方案

项 目	参 数	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
带(A型)	根数 $z(1\sim 5)$	7	5	4	3
	带长 $L_d/\text{mm}$	1 250	1 400	1 600	1 800
带轮	直径 $d_{d1}/\text{mm}$	75	90	100	112
	直径 $d_{d2}/\text{mm}$	236	280	315	355
传动	中心距 $a/\text{mm}$	370	400	460	520
	小带轮包角 $\alpha_1(\geq 120^\circ)$	155.1	152.8	153.2	153.2
	带速 $v(5\sim 25 \text{ m/s})$	5.65	6.79	7.54	8.44
参数	作用在轴上的压力 $F_Q/\text{N}$	1 290.5	1 076.9	1 009.4	903.5
	初拉力 $F_0/\text{N}$	94.4	110.8	129.7	154.8
结果		$z > 1\sim 5$ 不可行	可行	可行	可行

第 1 种方案  $z > 1\sim 5$ ,已超过推荐轮槽数,应使组带长的长度偏差尽量小。第 2~4 种方案都可行,从带长与中心距考虑,第 4 种值最大,第 3 种值次之,第 2 种值最小(较佳);但从带的根数与轴的压力考虑,第 2 种根数多,轴的压力大,第 3、4 种值则依次较优。

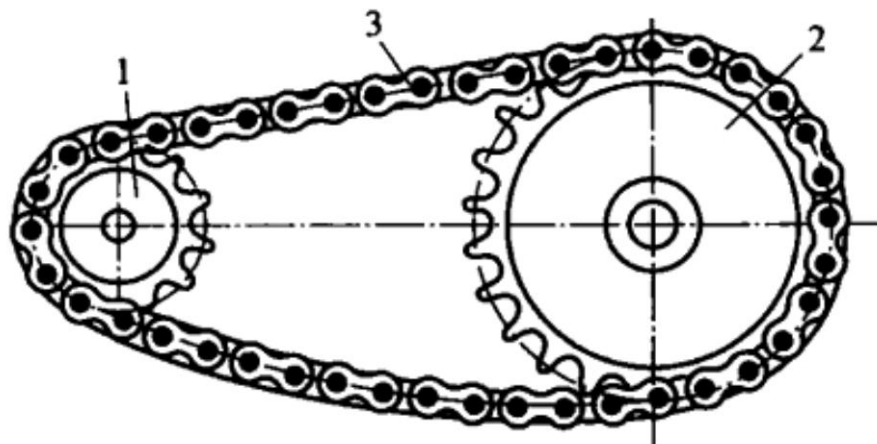


图 5-10 链传动简图

1—小链轮；2—大链轮；3—链条

# 链传动设计

链传动装置是在装于平行轴上的链轮之间，以链条作为挠性曳引元件的一种啮合传动装置

# 链传动的特点、类型

- 与带传动、齿轮传动相比，链传动的优点是
  - 没有弹性滑动和打滑，能保持准确的平均传动比，传动效率较高（封闭式链传动的传动效率  $\eta = 0.95 \sim 0.98$ ）
  - 轴的压力较小
  - 传递功率大，过载能力强
  - 能在低速、重载下较好工作
  - 能适应恶劣环境（如多尘、油污、腐蚀和高强度场合）
- 其缺点是
  - 瞬时链速和瞬时传动比不是常数，工作中有冲击和噪声

- 按用途不同，链可分为

- 传动链：主要用于传递运动和动力，应用很广泛
- 起重链
- 曳引链

其工作速度  
 $v \leq 15 \text{ m/s}$

传递功率  $P \leq$   
100 kW

最大速比  $i < 8$   
一般  $i = 2 \sim 3$

传动效率  $\eta =$   
0.95~0.98



# 链传动的特点、类型

## • 传动链主要包括

- 滚子链：比滚子链工作平稳、噪声小，承受冲击载荷能力强，但结构较复杂，成本较高；滚子链的应用最为广泛
- 齿形链

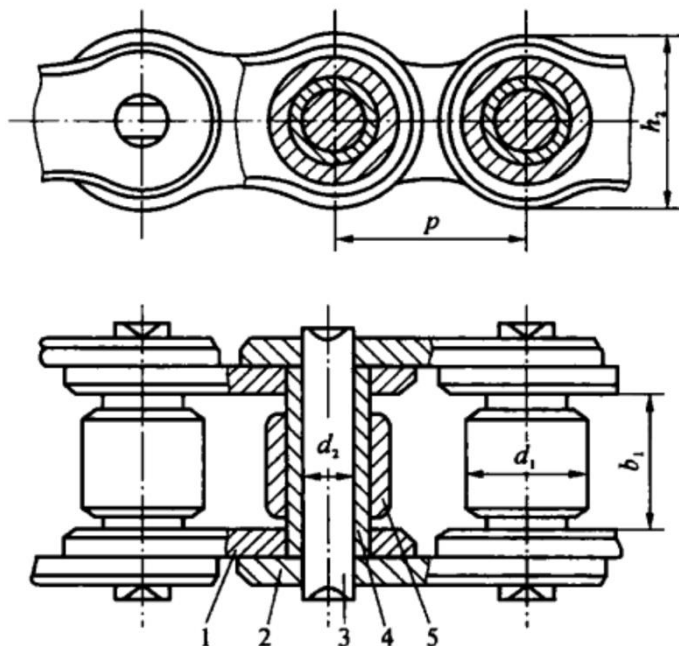


图 5-11 滚子链

1—内链板；2—外链板；3—销轴；4—套筒；5—滚子

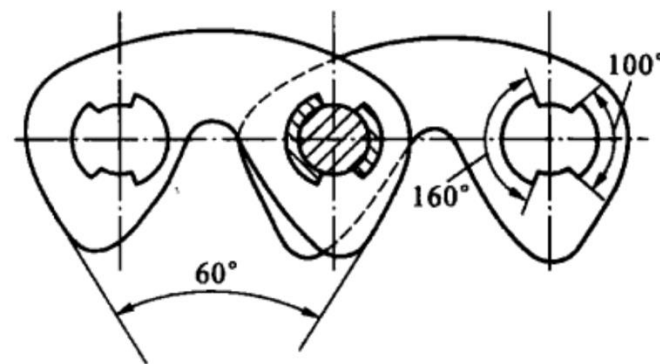


图 5-12 齿形链

# 链传动的特点、类型

## • 滚子链的结构

- 由内链板 1、外链板 2、销轴 3、套筒 4 和滚子 5 组成

- 销轴与外链板、套筒与内链板分别用过盈配合连接
- 而销轴与套筒、滚子与套筒之间则为间隙配合

- 所以，当链条与链轮轮齿啮合时

- 滚子与轮齿间基本上为滚动摩擦
- 套筒与销轴间、滚子与套筒间为滑动摩擦

- 链板一般做成“8”字形以使各截面接近等强度，并可减轻重量和运动时的惯性

- 链的长度用链节数表示，为了使链条连成环形时，正好是外链板与内链板相连接，所以链节数最好为偶数

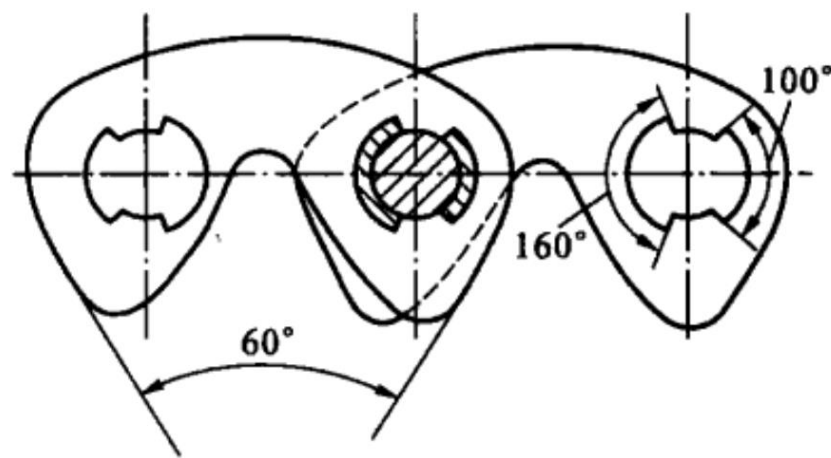


图 5-12 齿形链

# 链传动的特点、类型

- 滚子链是标准件其主要参数是链的节距力，它是指链条上相邻两销轴中心间的距离
  - GB/T 1243-2006 规定滚子链分 A、B 两个系列
  - 表中的链号数乘以 25.4/16 即为节距值，表中的链号与相应的国际标准一致
- 滚子链的标记方法
- 链号 - 排数 × 链节数  
标准编号
- 16A-1 × 80, GB/T 1243-2006
- 即为按本标准制造的 A 系列、节距 25.4 mm、单排、80 节的滚子链

表 5-10 滚子链的规格及主要参数(摘自 GB/T 1243—2006)

链号	节距 $p/\text{mm}$	排距 $p_1/\text{mm}$	滚子外径 $d_1/\text{mm}$	内链节内宽 $b_1/\text{mm}$	销轴直径 $d_2/\text{mm}$	内链板高度 $h_2/\text{mm}$	极限拉伸载荷 (单排) $Q/\text{N}$	每米质量 (单排) $q/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$
05B	8.00	5.64	5.00	3.00	2.31	7.11	4 400	0.18
06B	9.525	10.24	6.35	5.72	3.28	8.26	8 900	0.40
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13 800	0.60
08B	12.70	13.92	8.51	7.75	4.45	11.81	17 800	0.70
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21 800	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31 100	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55 600	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86 700	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124 600	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169 000	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222 400	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.24	60.33	347 000	16.10
48A	76.20	87.93	47.63	47.35	23.80	72.39	500 400	22.60

注：① 极限拉伸载荷也可用 kgf 表示，取 1 kgf=9.8 N；

② 过渡链节的极限拉伸载荷按 0.8Q 计算。

# 链传动的运动特性

## 1. 链传动的平均速度与平均速比

- 由于链绕在链轮上，链节与相应的轮齿啮合后这一段链条折成正多边形的一部分
- 完整的正多边形的边长为链条的节距  $p$ ，边数等于链轮齿数  $z$

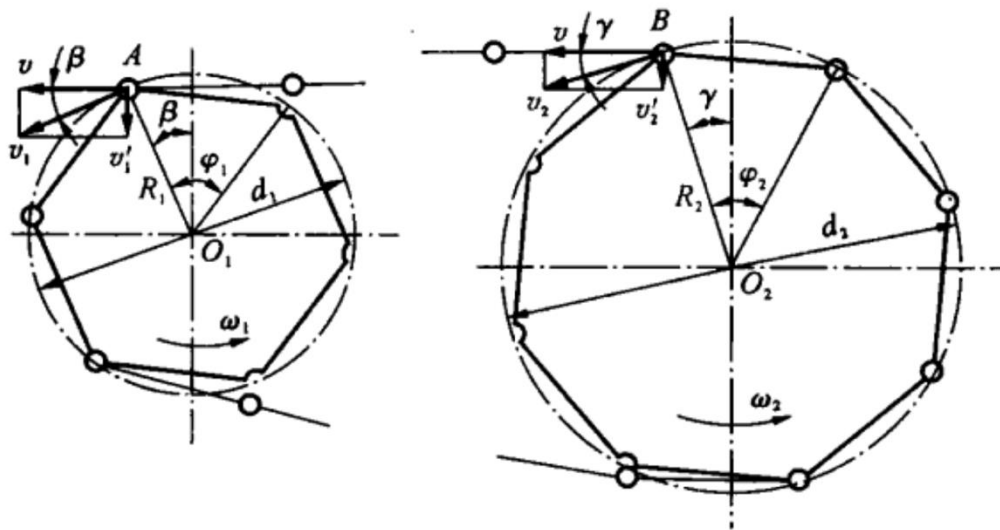


图 5-13 链传动的速度分析

- 链轮每转一转，随之转过的链长为  $zp$ ，故链的平均速度  $v$  为

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s})$$

- $z_1$ 、 $z_2$ ：主、从动轮齿数 |  $n_1$ 、 $n_2$ ：主、从动轮转速 (r/min)
- $p$ ：链的节距 (mm) | 链传动的平均传动比为  $i \approx z_2/z_1$

# 链传动的运动特性

## 2. 链传动的运动不均匀性

- 链轮转动时，绕在其上的链条的销轴轴心沿链轮节圆（半径为  $R_1 = d_1/2$ ）运动，而链节其余部分的运动轨迹基本不在节圆上

- 设链轮以角速度  $\omega_1$  转动时，该链轮的销轴轴心 A 作等速圆周运动，其圆周速度

$$v_1 = R_1 \omega_1$$

- 为了便于分析，设链在转动时主动边始终处于水平位置

- $v_1$  可分解为沿链条前进方向的水平分速度  $v$ ： $v = v_1 \cos \beta = R_1 \omega_1 \cos \beta$
- 上下垂直运动的分速度记  $v'_1$ ： $v'_1 = v_1 \sin \beta = R_1 \omega_1 \sin \beta$

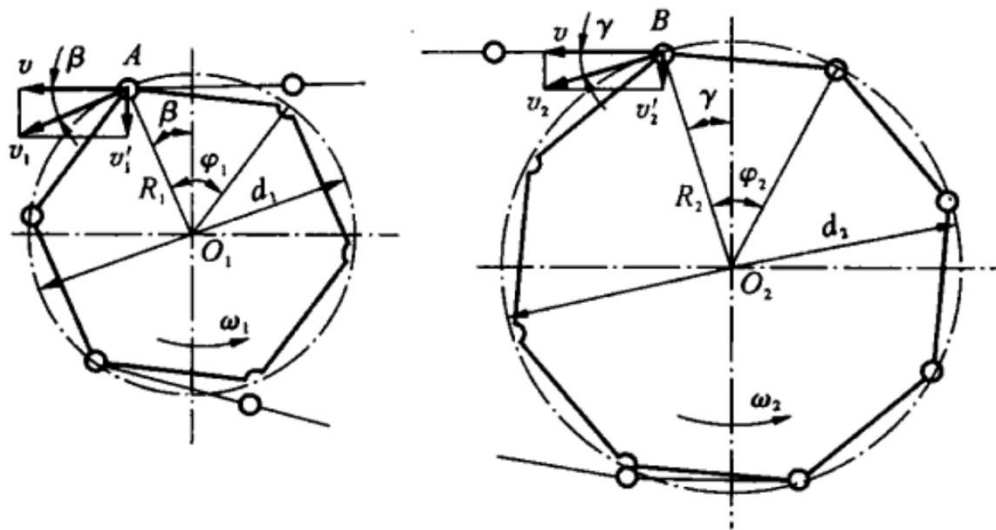


图 5-13 链传动的速度分析

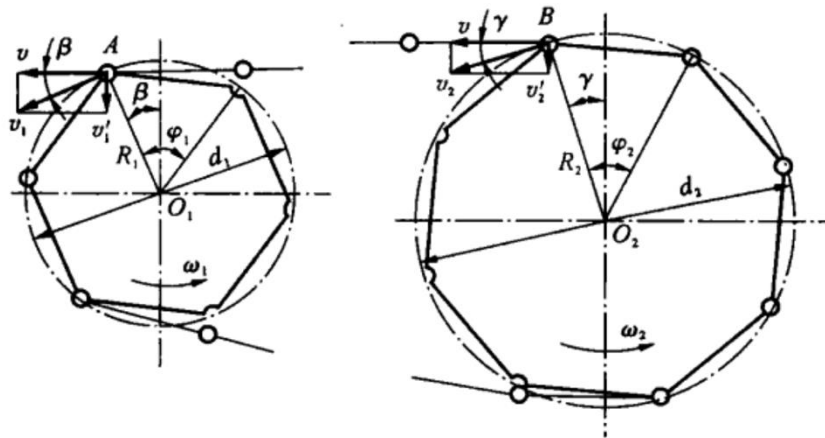
$\beta$ : A点处圆周速度与水平线的夹角



# 链传动的运动特性

## 2. 链传动的运动不均匀性

- 由图可知，链条的每一链节在主动轮上对应的中心角为 $\varphi_1 = 360^\circ/z_1$ ，则 $\beta$ 角的变化范围为 $\left[-\frac{\varphi_1}{2} \sim +\frac{\varphi_1}{2}\right]$ 
  - 当 $\beta = \pm\frac{\varphi_1}{2}$ 时，链速最小， $v_{\min} = R_1\omega_1 \cos\frac{\varphi_1}{2}$
  - 当 $\beta = 0$ 时，链速最大， $v_{\max} = R_1\omega_1$
- 所以，主动链轮作等速回转时，链条前进的瞬时速度 $v$ 周期性地由小变大，又由大变小，每转过一个节距就变化一次
  - 与此同时， $v'$ 的大小也在周期性地变化，使链节减速上升，然后加速下降
- 设从动轮角速度为 $\omega_2$ ，圆周速度为 $v_2$ ，由上图可知： $v_2 = \frac{v}{\cos\gamma} = \frac{v_1 \cos\beta}{\cos\gamma} = R_2\omega_2$ 
  - 又因 $v_1 = R_1\omega_1$ ， $\frac{R_1\omega_1 \cos\beta}{\cos\gamma} = R_2\omega_2$ ，所以瞬时传动比为 $i_t \approx \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos\gamma}{R_1 \cos\beta}$
- 随着 $\beta$ 角和 $\gamma$ 角不断变化，链传动的瞬时传动比也不断变化
  - 当主动链轮以等角速度回转时，从动链轮的角速度将周期性地变化
  - 只有在 $z_1 = z_2$ ，且传动的中心距恰为节距 $p$ 的整数倍时，传动比才可能在啮合过程中保持不变，恒为1
- 由上面分析可知，链轮齿数之越少，链条节距 $p$ 越大，链传动的运动不均匀性越严重



# 链传动的运动特性

## 3. 链传动的动载荷

- 当链的质量相同时，链轮转速越高，节距越大，则链的动载荷就越大
  - $a = \frac{dv}{dt} = -R_1 \omega_1^2 \sin \beta$ 
    - 当销轴位于  $\beta = \pm \frac{\varphi_1}{2}$  时，加速度达到最大值
    - $a_{max} = \pm R_1 \omega_1^2 \sin \frac{\varphi_1}{2} = \pm R_1 \omega_1^2 \sin \frac{180^\circ}{z} = \pm \frac{\omega_1^2 p}{2}$
- 链传动中的动载荷主要由于以下因素而产生：
  - (1) 链速  $v$  周期性变化产生的加速度  $a$  对动载荷的影响
  - (2) 链的垂直方向分速度'周期性变化会导致链传动的横向振动，它也是造成链传动动载荷很重要的一个原因
  - (3) 当链条的铰链啮入链轮齿间时，由于链条铰链作直线运动而链轮轮齿作圆周运动，两者之间的相对速度造成啮合冲击和动载荷



# 链传动的运动特性

- 1. 链传动的平均速度与平均速比
  - 2. 链传动的运动不均匀性
  - 3. 链传动的动载荷
- 由于以上几种主要原因，链传动有不平稳现象、冲击和动载荷，这是链传动的固有特性，称为链传动的运动不均匀性，也称为链传动的多边形效应
- 另外，由于链和链轮的制造误差、安装误差，以及链条的松弛，在启动、制动、反转、突然超载或卸载情况下出现的惯性冲击，也将增大链传动的动载荷

# 链传动的主要失效形式

## 1) 较链磨损

- 链节在进入啮合和退出啮合时，销轴与套筒之间存在相对滑动，在不能保证充分润滑的条件下，将引起较链的磨损。磨损导致链轮节距增加，链与链轮的啮合点外移，最终将产生跳齿或脱链而使传动失效。
- 由于磨损主要表现在外链节节距的变化上，内链节节距的变化很小，因而实际较链节距的不均匀性增大，使传动更不平稳。
- 磨损是开式链传动的主要失效形式。但是近几年来由于链轮的材料、热处理工艺、防护和润滑的状况等都有了很大的改进，因而在闭式传动中链因较链磨损而产生的失效已不再是限制链传动的主要因素。

## 2) 链的疲劳破坏

- 由于链在运动过程中所受的载荷不断变化，因而链在变应力状态下工作，经过一定的循环次数后，链板会产生疲劳断裂或滚子表面会产生疲劳点蚀和疲劳裂纹。
- 在润滑条件良好和设计安装正确的情况下，疲劳强度是决定链传动工作能力的主要因素。

## 3) 多次冲击破断

- 工作中由于链条反复启动、制动、反转或受重复冲击载荷时承受较大的动载荷，经过多次冲击，滚子、套筒和销轴最后产生冲击断裂。
- 它的应力总循环次数一般在10以内，它的载荷一般较疲劳破坏允许的载荷要大，但比一次冲击破断载荷要小。

## 4) 胶合

- 由于套筒和销轴间存在相对运动，在变载荷的作用下，润滑油膜难以形成，当转速很高时，使套筒与销轴间发生金属直接接触而产生很大摩擦力，其产生的热量导致套筒与销轴的胶合。在这种情况下，或者销轴被剪断，或者套筒、销轴与链板的过盈配合松动，从而造成链传动的失效。

## 5) 过载拉断

- 在低速、重载的传动中或者链突然受很大的过载时，链条静力拉断，承载能力受到链元件的静拉力强度的限制。

## 6) 链轮轮齿的磨损或塑性变形

- 在滚子链传动中，链轮轮齿磨损或塑性变形超过一定量后，链的工作寿命将明显下降。可以采用适当的材料和热处理方式来降低其磨损量和塑性变形。通常链轮的寿命为链的寿命的2~3倍以上，故链传动的承载能力以链的强度和寿命为依据。

# 滚子链传动的极限功率曲线

- 链传动的工作情况不同，失效形式也不同
  - 图示为链在一定寿命下，小链轮在不同转速时由各种失效形式所限定的极限功率曲线（亦称帐篷曲线）

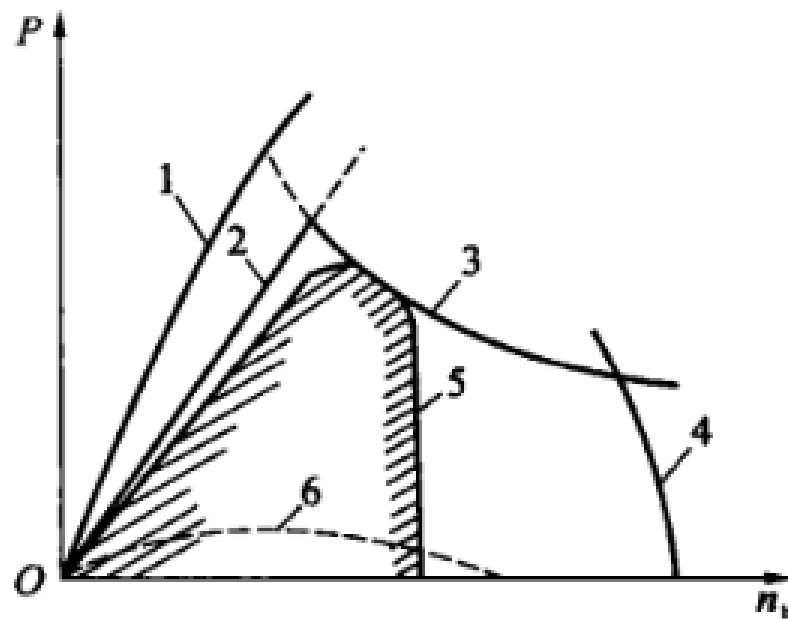


图 5-14 滚子链的极限功率曲线

1: 在良好而充分润滑条件下由磨损破坏限定的极限功率曲线

2: 在变应力下由链板疲劳破坏限定的极限功率曲线

3: 由滚子、套筒冲击疲劳破坏限定的极限功率曲线

4: 由销轴与套筒胶合限定的极限功率曲线

5: 在良好润滑条件下的额定功率曲线，它是设计时所使用的曲线

6: 在润滑条件不好或工作环境恶劣的情况下的极限功率曲线，这种情况下链磨损严重，所能传递的功率甚低

## 滚子链传动的额定功率曲线

A系列链条在特定情况下链速 $v \geq 0.6m/s$ 时允许传动的额定功率 $P$

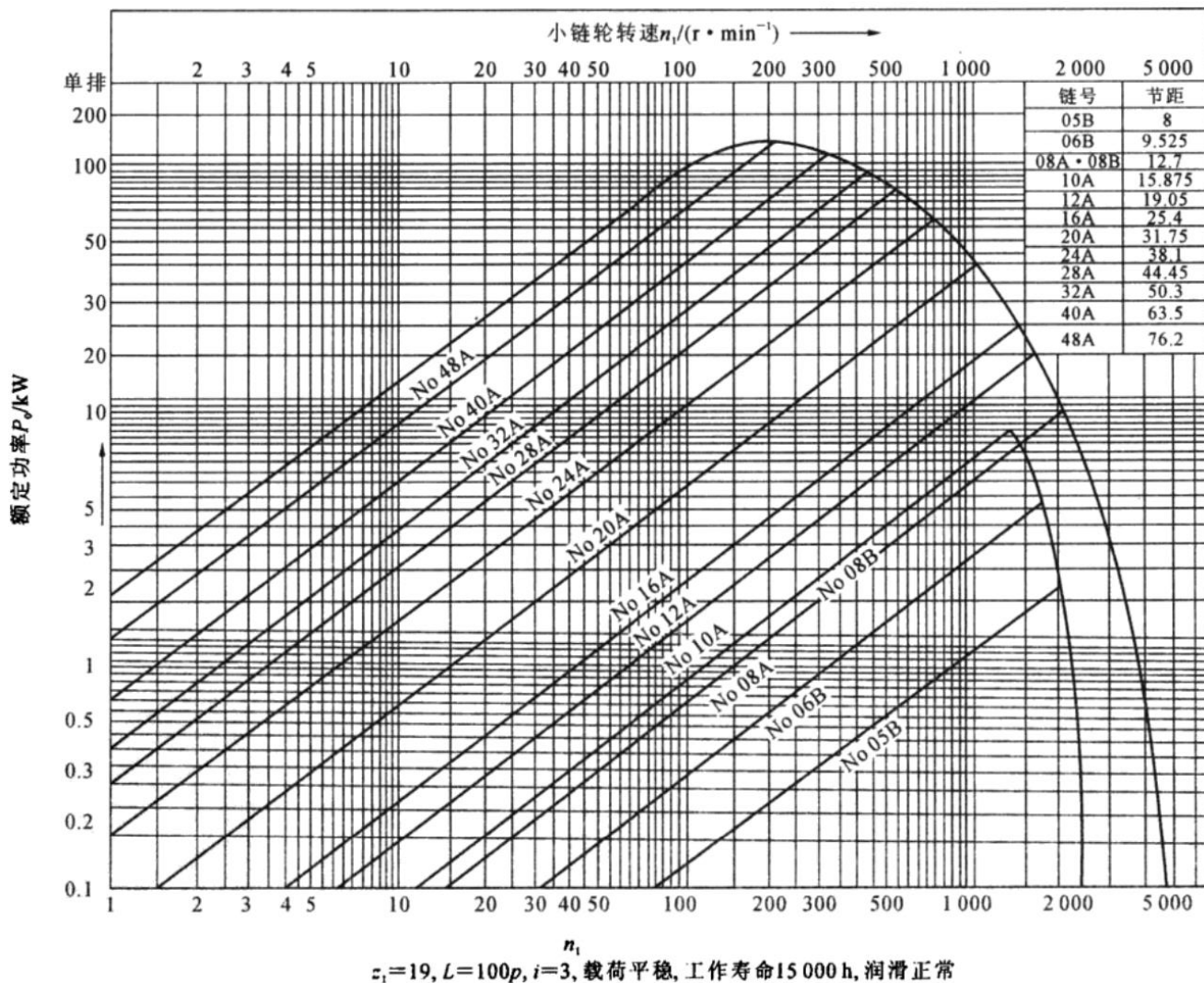
将在特定条件下由实验得到的极限功率曲线作了一些修改而得到的

特定条件

- $z_1 = 19; L = 100p$
- 单排链; 载荷平稳
- 两链轮安装在平行的水平轴上, 共面
- 按照推荐的润滑方式润滑 (见图5-16)
- 工作寿命为15000h
- 链因磨损而引起的相对伸长量不超过3%

极限功率曲线

- 图5-14中2、3、4曲线



# 滚子链传动的额定功率曲线

- 当实际情况不符合特定条件时，由图5-15查得的 $P_0$ 值应乘以一系列的修正系数，它们是

- 小链轮齿数系数 $K_z$ ，链长系数 $K_L$ ，多排链系数 $K_p$ ，工作情况系数 $K_A$ 等

- 当不能按图5-16推荐的方式润滑而使润滑不良时，要根据链条的磨损失效限定的额定功率选择链条，设计时应将额定功率值 $P_0$ 按如下方式降低：

- $v \leq 1.5\text{m/s}$ ，当润滑不良时，取图中所示值的30%~60%；当无润滑时，取图中所示值的15%（寿命不能保证15000h）
- $1.5\text{m/s} < v \leq 7\text{m/s}$ ，当润滑不良时，取图中所示值的15%~30%
- $v > 7\text{m/s}$ ，当润滑不良时，该传动不可靠，不宜采用

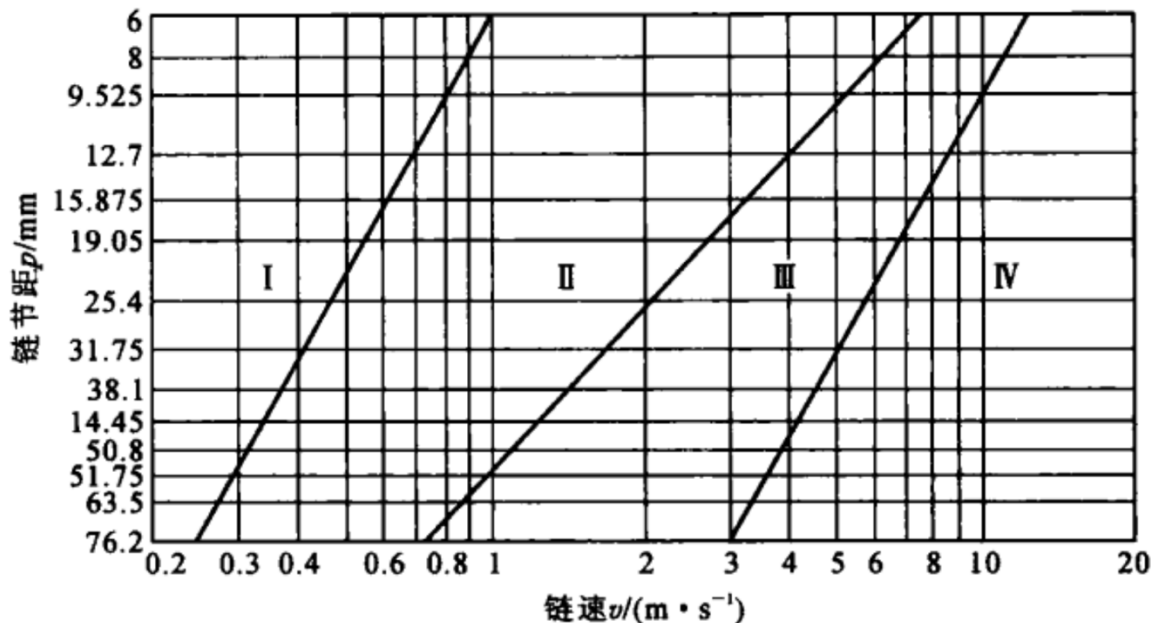


图 5-16 推荐的润滑方式

I — 人工定期润滑；II — 滴油润滑；III — 油浴或飞溅润滑；IV — 压力喷油润滑



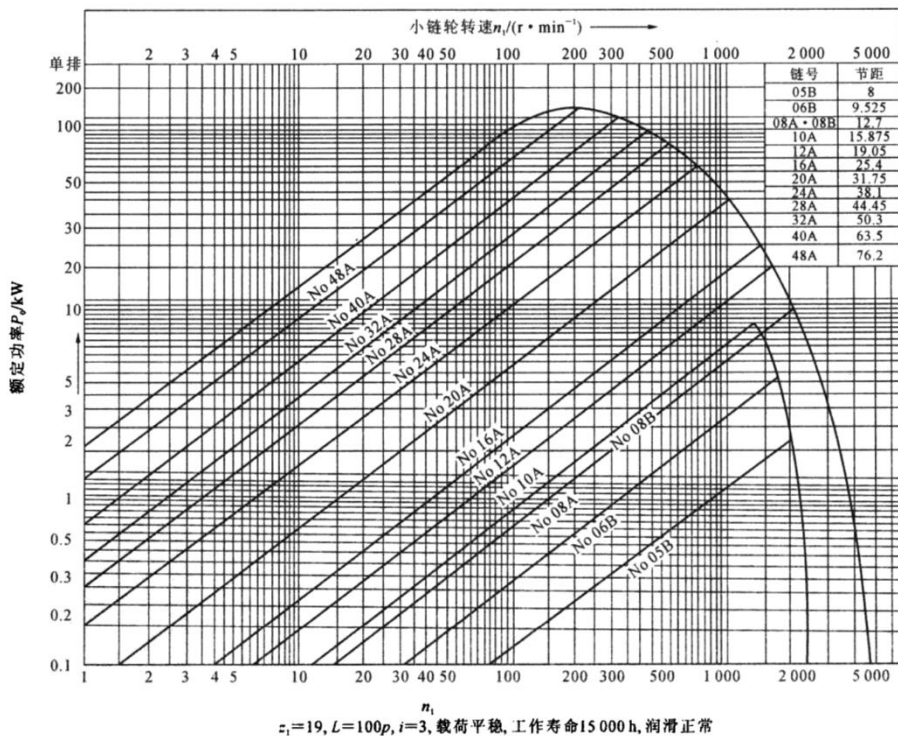
# 滚子链传动的额定功率曲线

- 链传动所需的额定功率

- $$P_0 \geq \frac{P_c}{K_Z K_L K_P} \quad (\text{kW}) \quad | \quad P_c = K_A P \quad (\text{kW})$$

- $P_0$ : 在特定条件下, 常用链所能传递的功率

- $P_c$ : 链传动的计算功率



# 滚子链传动的额定功率曲线

## • 链传动所需的额定功率

$$P_0 \geq \frac{P_c}{K_Z K_L K_P} \quad (\text{kW}) \quad | \quad P_c = K_A P \quad (\text{kW})$$

- $K_A$ : 工作情况系数, 当工作情况特别恶劣时,  $K_A$  值较表中值要大得多

表 5-11 链传动工作情况系数  $K_A$

载 荷 情 况	原 动 机 种 类		
	电 动 机 汽 轮 机	内 燃 机	
		有 流 体 机 构	无 流 体 机 构
平 稳 的 传 动	1.0	1.0	1.2
稍 有 冲 击 的 传 动	1.3	1.2	1.4
有 大 冲 击 的 传 动	1.5	1.4	1.7



# 滚子链传动的额定功率曲线

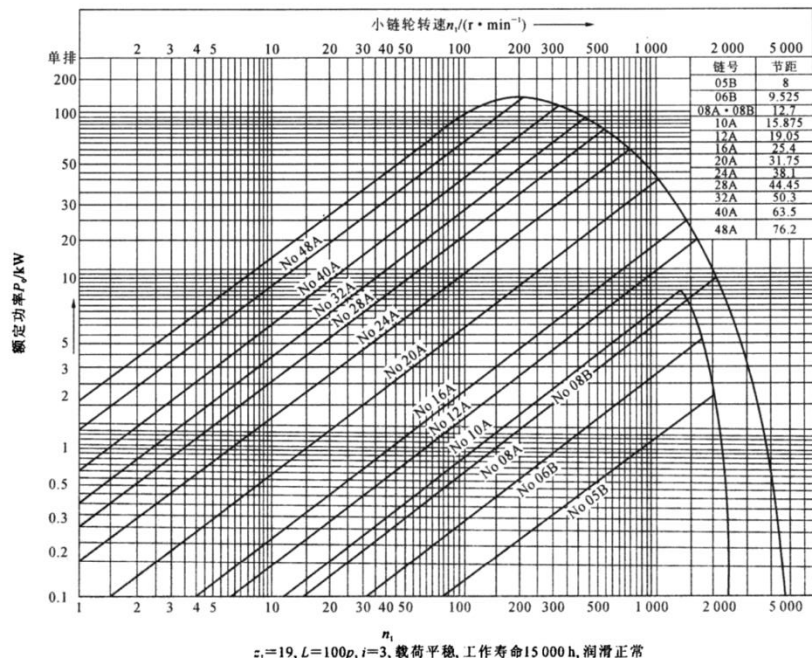
• 链传动所需的额定功率

•  $P_0 \geq \frac{P_c}{K_Z K_L K_P}$  (kW) |  $P_c = K_A P$  (kW)

•  $K_Z$ 、 $K'_Z$ ：小链轮齿数系数，当工作点落在额定功率曲线图中曲线顶点的左侧时（链板疲劳），查表中的 $K_Z$ ，当工作点落在曲线顶点的右侧时（滚子、套筒冲击疲劳），查表中的 $K'_Z$

表 5-12 小链轮齿数系数  $K_Z$  及  $K'_Z$

$z_1$	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$K_Z$	0.446	0.500	0.554	0.609	0.664	0.719	0.775	0.831	0.887
$K'_Z$	0.326	0.382	0.441	0.502	0.566	0.633	0.701	0.773	0.846
$z_1$	19	21	23	25	27	29	31	33	35
$K_Z$	1.00	1.11	1.23	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93
$K'_Z$	1.00	1.16	1.33	1.51	1.69	1.89	2.08	2.29	2.50



# 滚子链传动的额定功率曲线

## • 链传动所需的额定功率

$$P_0 \geq \frac{P_c}{K_Z K_L K_P} \quad (\text{kW}) \quad | \quad P_c = K_A P \quad (\text{kW})$$

•  $K_P$ : 多排链系数

•  $K_L$ : 链长系数, 链板疲劳查曲线1, 滚子、套筒冲击疲劳查曲线2, 当失效形式难以预知时,  $K_L$ 值可以按曲线1、2中的小值决定

表 5-13 多排链系数  $K_P$

排 数	1	2	3	4	5	6
$K_P$	1	1.7	2.5	3.3	4.0	4.6

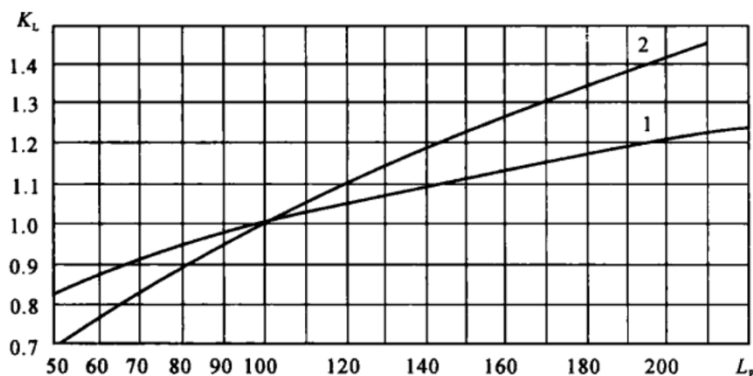


图 5-17 链长系数  $K_L$

# 链传动的设计

- 链传动根据链速不同分为一般与低速两种情况
- 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动按功率曲线设计计算
  - 1) 确定链轮齿数和速比
  - 2) 选择型号,确定链节距和排数
  - 3) 确定中心距和链节数
- 低速 ( $v < 0.6m/s$ ) 链传动按静强度设计计算

# 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

## • 1) 确定链轮齿数和速比

- 链轮齿数的多少对传动平稳性和使用寿命有很大影响。小链轮齿数的选择应适中。若小链轮齿数过少，运动速度的不均匀性和动载荷都会很大；链节在进入和退出啮合时，相对转角增大，磨损增加，冲击和功率损耗也增大
- 当链速很低时，滚子链传动的小链轮最小齿数可选到 $z_{1min} = 9$ ，一般小链轮齿数 $z_1$ 可根据传动比按下表选取

表 5-14 小链轮齿数  $z_1$

传动比 $i$	1~2	3~4	5~6	>6
齿数 $z_1$	27~31	25~29	17~21	17

- 但小链轮齿数也不宜过多
  - 如 $z_1$ 选得太大，大链轮齿数 $z_2$ 则将更大，除了增大传动尺寸和重量外，也会因链条节距的伸长而发生脱链，导致使用寿命降低
- $z_1$ 确定后，从动轮齿数 $z_2 = iz_1$ ，通常之 $z_{2max} = 120$
- 链传动速比 $i$ 通常小于6，推荐 $i = 2 \sim 3.5$ 
  - 但在 $v < 3m/s$ 、载荷平稳、外形尺寸不受限制时， $i_{max}$ 可达到10

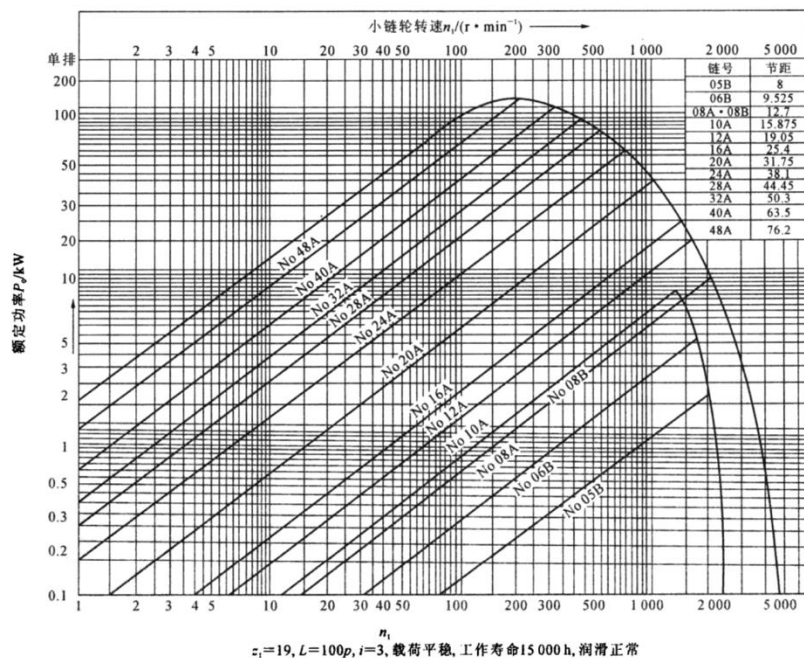
## 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

### 2) 选择型号，确定链节距和排数

- 链节距的大小直接决定了链的尺寸、重量和承载能力，而且也影响链传动的运动不均匀性，产生冲击、振动和噪声
- 为了既保证链传动有足够的承载能力，又减小冲击、振动和噪声，设计时应尽量选用较小的链节距
  - 在高速、重载时，宜用小节距多排链
  - 低速、重载时，宜用大节距排数较少的链

#### 链的型号确定

- 可先计算出  $P_0$  值
  - $P_0 \geq \frac{P_c}{K_z K_L K_p}$  (kW) |  $P_c = K_A P$  (kW)
- 再根据  $P_0$  和小链轮转速  $n_1$ ，由右图确定链条型号、链节距



# 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

## • 3) 确定中心距和链节数

- 中心距的大小对传动有很大影响
  - 中心距小时，链节数减少，链速一定时，单位时间内每一链节的应力变化次数和屈伸次数增多，因此，链的疲劳和磨损增加
  - 中心距大时，链节数增多，吸振能力大，使用寿命长
  - 中心距 $a$ 太大，又会发生链的颤抖现象（尤其在松边上），使运动的平稳性降低
- 设计时如无结构上的特殊要求，一般可初定中心距 $a = (30 \sim 50)p$ 
  - 最大中心距 $a_{max} \approx 80p$ ，最小中心距 $a_{min}$ 可按下列式取值：
    - 当 $i \leq 3$ 时， $a_{min} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{a2}) + (30 \sim 50)$  (mm)
    - 当 $i > 3$ 时， $a_{min} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{a2}) \times \frac{9+i}{10}$  (mm)
  - $d_{a1}$ 、 $d_{a2}$ ：小、大链轮的顶圆直径 (mm)

# 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

## • 3) 确定中心距和链节数

### • 链节数 $L_p$ 的确定:

• 利用带传动中带长的计算公式:  $L = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0}$

• 将该式除以链节距 $p$ , 得链条的节数 $L_p$ ,  $L_p$ 应取整数, 且最好为偶数

• 按圆整的 $L_p$ 计算中心距 $a = \frac{p}{4} \left[ \left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$

• 为了保证链条有一定的垂度, 不致安装太紧, 实际安装中心距 $a'$ 应比计算值小0.2%~0.4%

• 若要求中心距可调整, 则其调整范围一般应大于或等于 $2p$ , 即 $\Delta a \geq 2p$ , 这时实际安装中心距为 $a' = a - \Delta a$

• 对于中心距固定又无张紧装置的链传动, 应注意中心距的准确性

## • 4) 计算作用在轴上的轴压力

• 由于链传动是啮合传动, 无须很大的张紧力, 故作用在轴上的压力 $F_a$ 也较小, 可取 $F_a = (1.2 \sim 1.3)F$ ,  $F$ 为链传动的工作拉力, 且 $F = 1000P/v$  (N)



## 低速 ( $v < 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

- 主要失效形式是链条受静力拉断，故应进行静强度校核
- 静强度安全系数应满足  $S = \frac{Q_n}{K_A F} \geq 4 \sim 8$ 
  - $Q_n$ : 链的极限拉伸载荷,  $Q_n = nQ$
  - 其中  $n$  为链的排数
  - $Q$ : 单排链的极限拉伸载荷

表 5-10 滚子链的规格及主要参数(摘自 GB/T 1243—2006)

链号	节距 $p/mm$	排距 $p_1/mm$	滚子外径 $d_1/mm$	内链节内宽 $b_1/mm$	销轴直径 $d_2/mm$	内链板高度 $h_2/mm$	极限拉伸载荷 (单排) $Q/N$	每米质量 (单排) $q/(kg \cdot m^{-1})$
05B	8.00	5.64	5.00	3.00	2.31	7.11	4 400	0.18
06B	9.525	10.24	6.35	5.72	3.28	8.26	8 900	0.40
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13 800	0.60
08B	12.70	13.92	8.51	7.75	4.45	11.81	17 800	0.70
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21 800	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31 100	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55 600	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86 700	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124 600	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169 000	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222 400	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.24	60.33	347 000	16.10
48A	76.20	87.93	47.63	47.35	23.80	72.39	500 400	22.60

注:① 极限拉伸载荷也可用 kgf 表示,取 1 kgf=9.8 N;

② 过渡链节的极限拉伸载荷按 0.8Q 计算。

# 其他挠性传动

绳传动

同步带传动

高速带传动

齿形链传动

# 绳传动

## 1. 传递动力和张力

- 如图所示，将钢丝绳装入绳轮的槽内，其传递动力和张力的关系与V带工作时相同
- 当绳轮的中心距较大时，由绳的自重可产生张力，当绳轮的中心距不大，张力不足时，可考虑用张紧轮

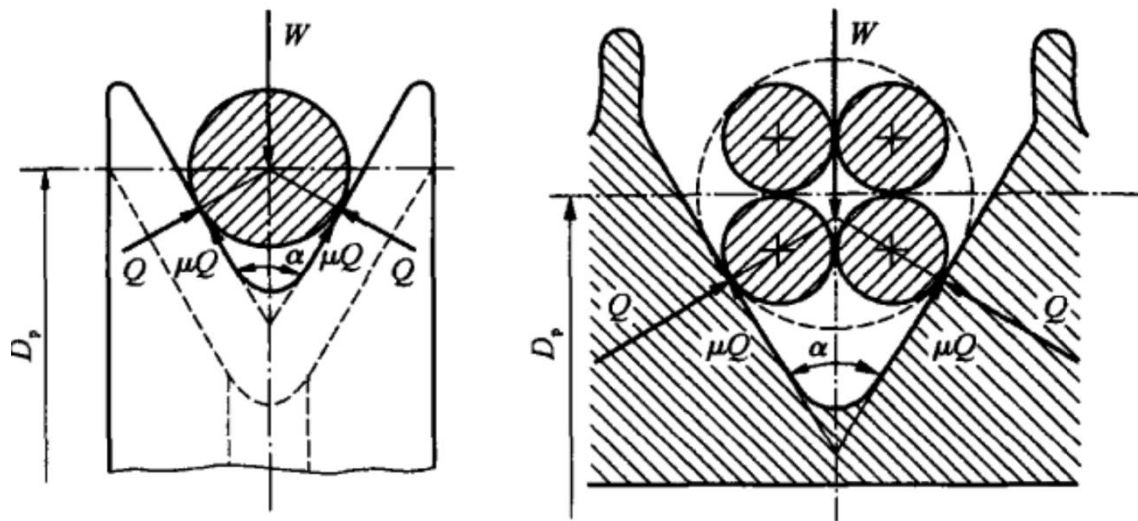


图 5-18 绳传动

# 绳传动

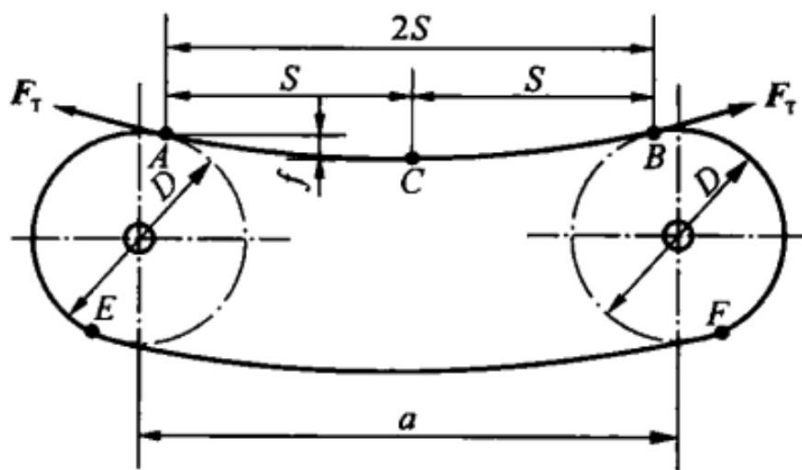
## 1. 传递动力和张力

• 对于两绳轮直径相等的情况，可求得A点的张力

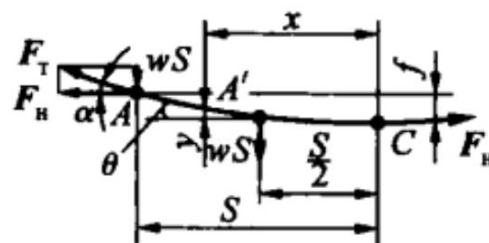
$$F_T = \omega S \sqrt{\left(\frac{S}{2f}\right)^2 + 1}$$

•  $\omega$ : 单位长度的绳重 (N/m)

•  $f$ : 自重引起的下垂量 (m),  $f = \frac{\omega a^2}{8H}$ , 取  $S \approx a/2$



(a)



(b)

# 绳传动

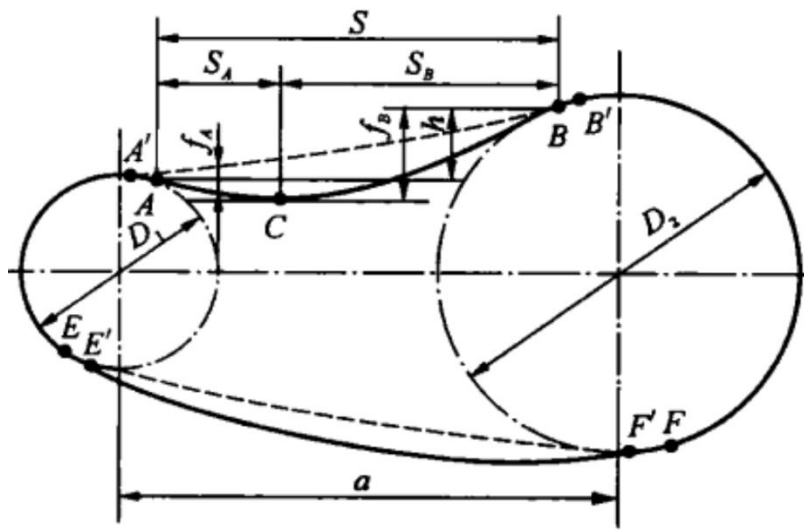
## 1. 传递动力和张力

• 若两绳轮直径不等，这时，A、B两点产生的张力分别为

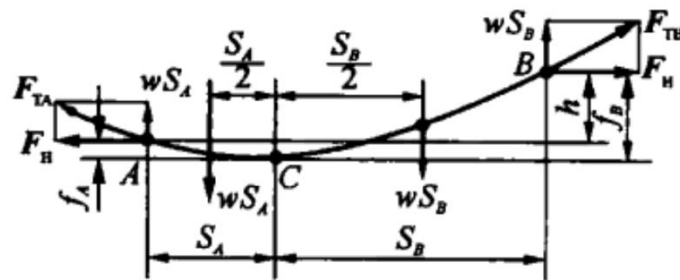
$$\bullet F_{TA} = \sqrt{F_H^2 + (\omega S_A)^2}, \quad F_{TB} = \sqrt{F_H^2 + (\omega S_B)^2}$$

$$\bullet F_H: \text{ A (或B) 点的水平分力, } F_H = \frac{\omega S^2}{h^2} \left[ f_B - \frac{h}{2} \pm \sqrt{f_B(f_B - h)} \right]$$

$$\bullet F_{SA}、F_{SB}: \text{ C点至A、B点的距离, } F_{SA} = \frac{S}{2} - \frac{hF_H}{\omega S}, \quad F_{SB} = \frac{S}{2} + \frac{hF_H}{\omega S}$$



(c)

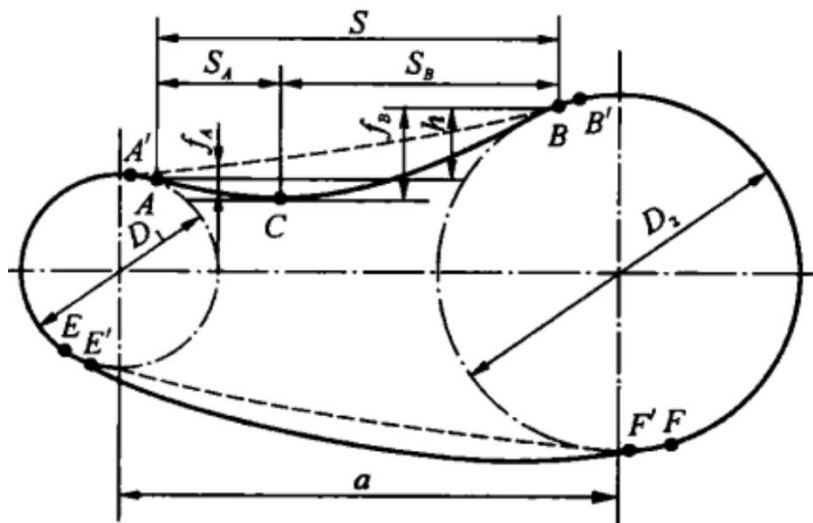


(d)

# 绳传动

## 1. 传递动力和张力

- 当  $F_H < \frac{\omega S^2}{2h^2}$  时,  $F_{SA}$ 、 $F_{SB}$  均为正值, 最大变形点C在A、B点的中间, 这时 
$$F_H = \frac{\omega S^2}{h^2} \left[ f_B - \frac{h}{2} - \sqrt{f_B(f_B - h)} \right] \quad (\text{取负号})$$
- 如果  $F_H = \frac{\omega S^2}{h^2} \left[ f_B - \frac{h}{2} + \sqrt{f_B(f_B - h)} \right]$  (取正号), 则  $F_{SA}$  为负值, 变形曲线如下图所示的虚线所示, C点移至A点的左方



- 在传递动力时, 绳与绳轮之间的摩擦系数一般为  $\mu = 0.15$  左右
  - 当绳径为25mm左右时, 其传动效率为90%~95%
  - 当绳径为50mm左右时, 其传动效率为85%~90%

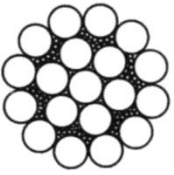

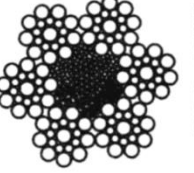
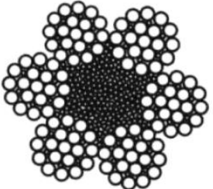



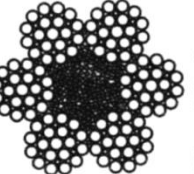


# 绳传动

## 1. 传动绳的类型、特性及选择

- 传动绳按材料分有麻绳、棉绳、尼龙绳、钢丝绳等
  - 麻、棉、尼龙等纤维材料绳用于一般的传动
  - 钢丝绳则常用于重物搬移，如起重、升降机等
- 以下主要介绍钢丝绳

表 5-15 常用钢丝绳的类型和特性

类 型	纤 维 芯	金 属 芯	特性和用途		类 型	纤 维 芯	金 属 芯	特性和用途	
点接触	单股		股内钢丝直径相等。各层之间钢丝与钢丝互相交叉，呈点接触，接触应力很高，使用寿命较低	包麻钢丝绳的股芯。可用作不运动的拉索，如用于张拉电线杆等	线接触	外粗式(X型)			由不同直径钢丝组成。股内各层之间钢丝全长上平行捻制，每层钢丝螺距相等，钢丝之间呈线状接触。消除了点接触的二次弯曲应力，降低了工作时的总弯曲应力，耐疲劳性能好。 结构紧凑，金属断面利用系数高。使用寿命长，比普通钢丝绳寿命高1~2倍。 用于各种起重、提升和牵引设备
	多股			用于各种起重、提升和牵引设备，为普通钢丝绳。当 $e < 20$ 时不宜采用		粗细式(W型)			
						填充式(T型)			

# 绳传动

## 1. 传动绳的类型、特性及选择

- 钢丝绳的绳芯分为有机纤维芯、石棉纤维芯和金属芯
  - 有机纤维芯的挠性和弹性较好，但承受横向压力差，不宜用在多层卷绕场合，其耐高温性也差
  - 石棉纤维芯宜用于高温环境
  - 金属芯强度高，可承受较大的横向压力，可用于多层卷绕场合，并能在高温环境下工作，但挠性和弹性较差
- 在室内工作的起重、升降机可用光面钢丝绳
- 在室外、潮湿空气与水中以及有酸性侵蚀的环境中工作的起重、升降机应选用镀锌钢丝绳
- 当钢丝的捻向与各股的捻向相反时，称为交互捻绳
  - 交互捻绳不易松散和扭转，但僵性较大，寿命较低，广泛用于起重机中
  - 当钢丝的捻向与各股的捻向相同时，称为同向捻绳。同向捻绳挠性好，磨损小，寿命较长，但较易松散和扭转，可用于有导轨的电梯中

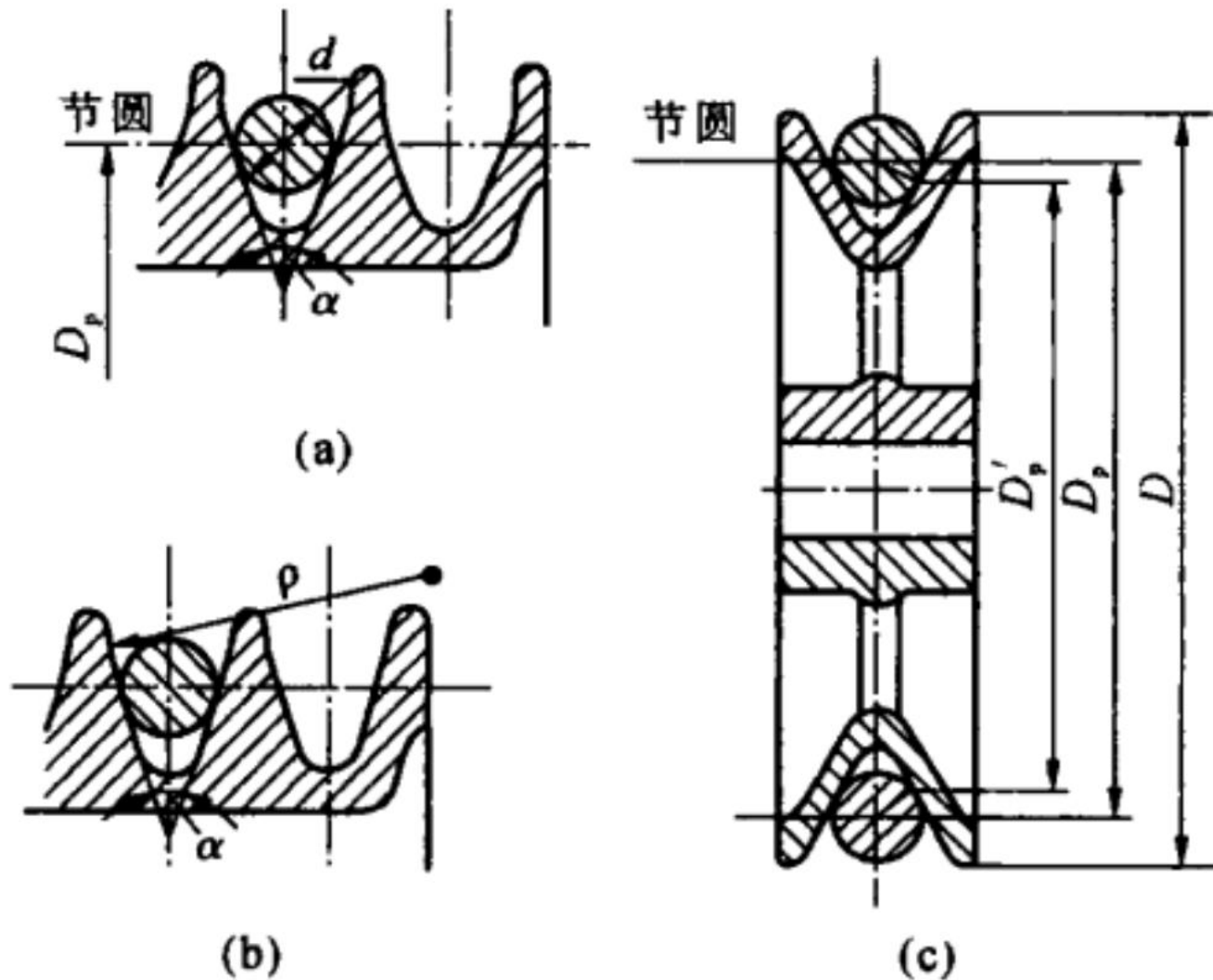


图 5-20 绳轮的槽形和节圆直径

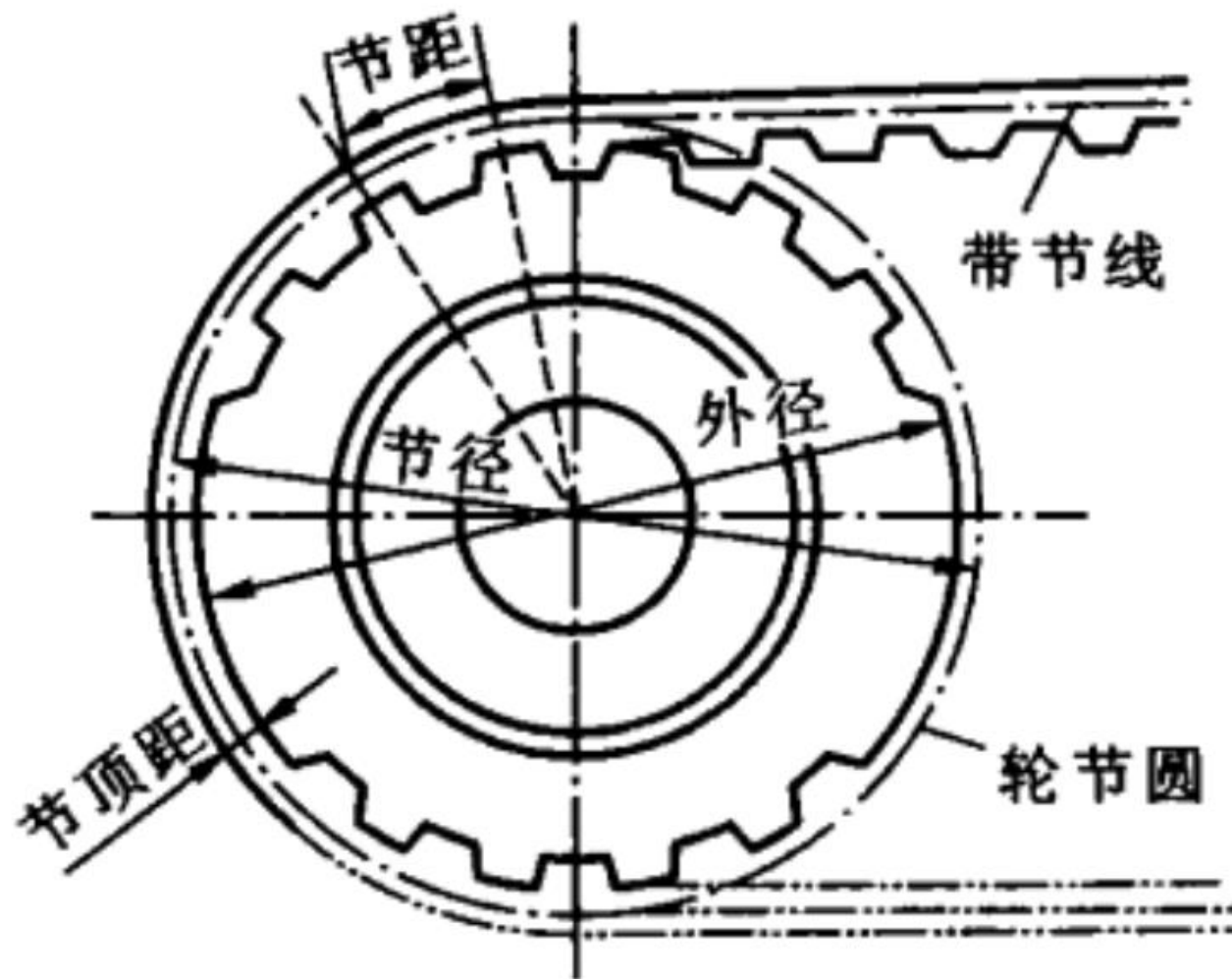


图 5-21 同步带传动

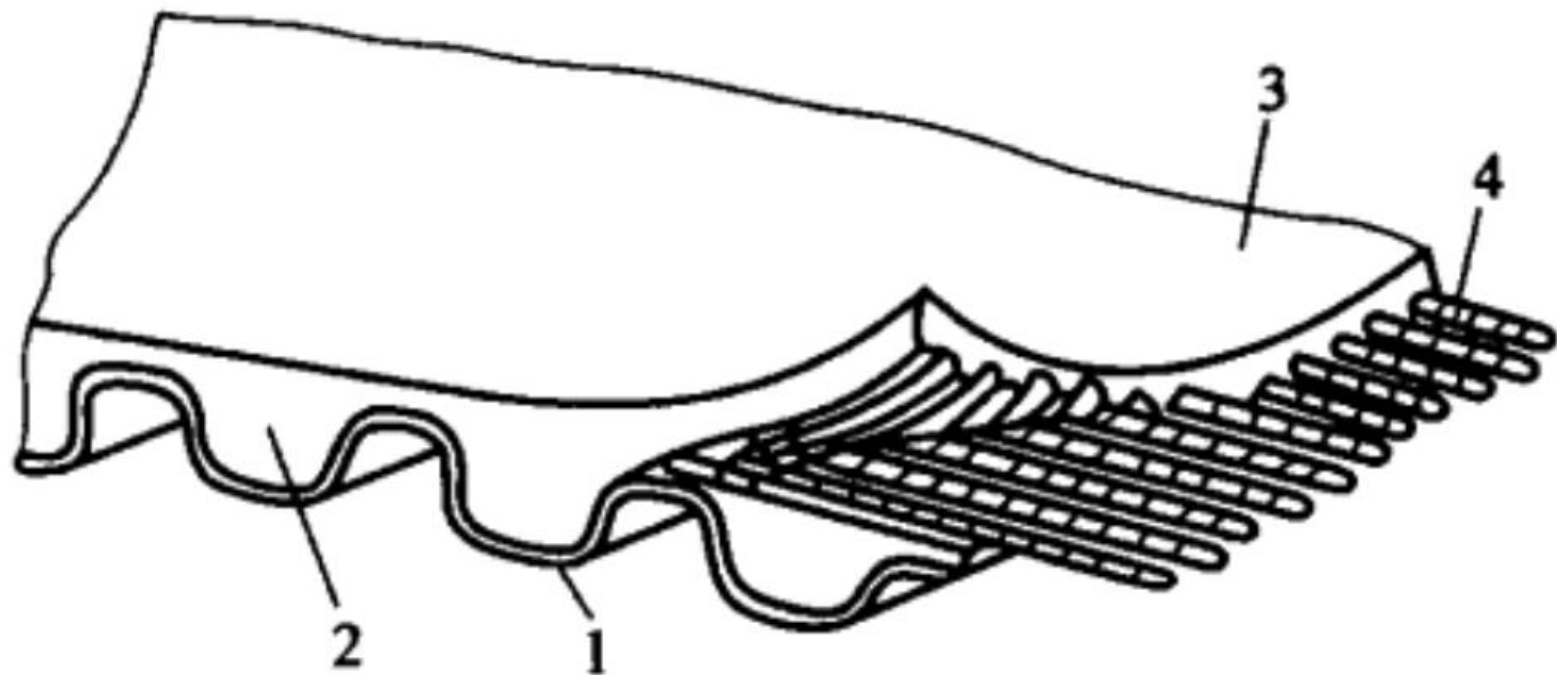


图 5-22 同步带结构

1--包布层; 2--带齿; 3--带背; 4--承载绳

# 齿形链传动

- 齿形链又称无声链，它是由若干齿形链板用铰链连接而成
  - 图中，1为齿形链板，2为导向板，3为销轴
  - 链板两侧工作边为直边，夹角一般为 $60^\circ$
- 由链板的工作边和链轮轮齿的啮合来实现传动
- 为了防止链相对于链轮作侧向移动，齿形链中设置了导向板
- 与滚子链相比，齿形链齿部受力均匀，传动平稳，振动、噪声小，承受冲击性能较好，其允许的线速度较高 ( $v \leq 30\text{m/s}$ )。齿形链的缺点是结构比较复杂，质量大，成本较高

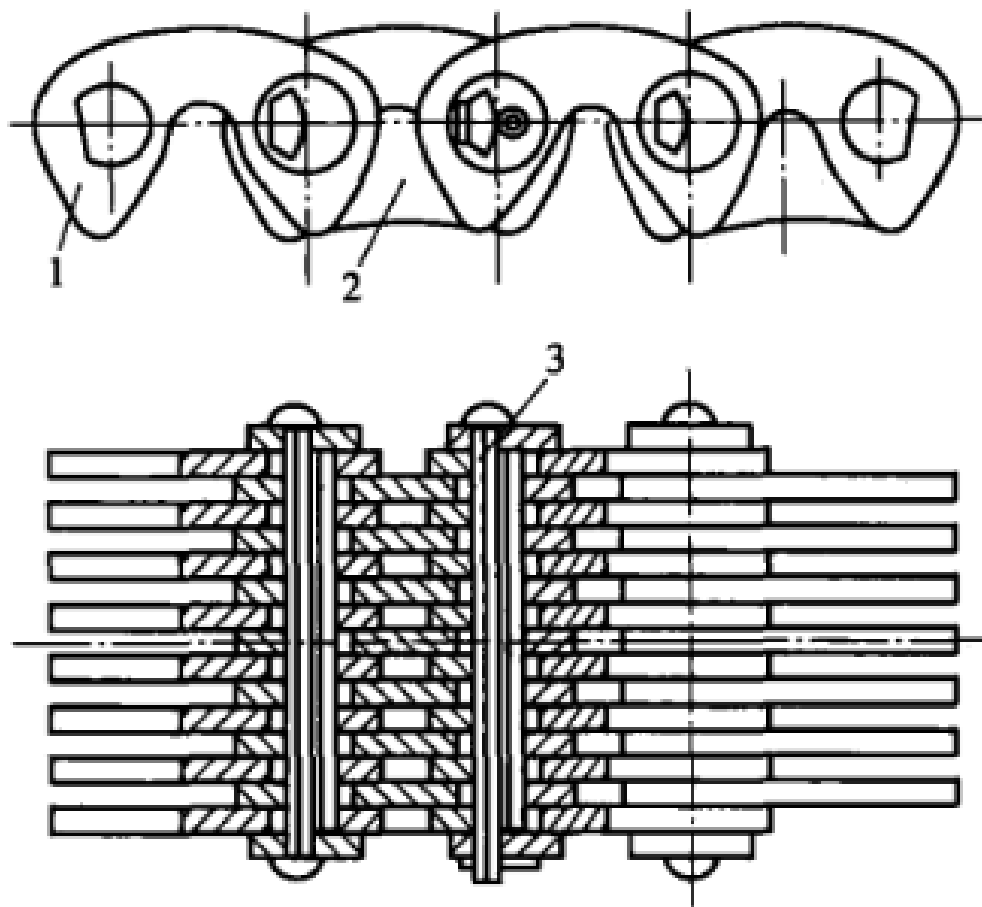


图 5-25 齿形链

1—齿形链板；2—导向板；3—销轴





机械设计

# Design & Learning Research Group

谢谢~

宋超阳  
[songcy@ieee.org](mailto:songcy@ieee.org)