

高等学校试用教材

机械零件

下册

北京钢铁学院 清华大学 天津大学 浙江大学
哈尔滨工业大学 北京航空学院 中国矿业学院 华中工学院 合编
北京钢铁学院 主编

人民教育出版社

7413

高等学校试用教材

机 械 零 件

下 册

北京钢铁学院 清华大学 天津大学 浙江大学
哈尔滨工业大学 北京航空学院 中国矿业学院 华中工学院
北京钢铁学院 主编

合编

人 民 教 育 出 版 社

全书共 18 章, 还有 5 个设计实例分析, 分上、下及附册三本出版。上册包括第一章至第十章, 主要内容是机械零件设计的基本理论、原则、方法, 以及弹簧、螺纹零件、齿轮传动的设计和计算。下册包括第十一章至第十八章以及 5 个设计实例分析, 主要内容是挠性件传动、轴、联轴器、轴承的设计和计算, 可靠性的初步概念。5 个设计实例分析供综合运用参考。多数章后附有习题。附册将各章计算用图表集中, 单独成册, 便于使用。

本书可作为高等工科院校机械类专业教学用书, 也可供相近专业师生及从事机械设计工作的工程技术人员参考。

高等学校试用教材

机 械 零 件

下 册

北京钢铁学院 清华大学 天津大学 浙江大学 合编
哈尔滨工业大学 北京航空学院 中国矿业学院 华中工学院

北京钢铁学院 主编

*

人民教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

人民教育出版社印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 15.25 字数 349,000

1980 年 1 月第 1 版 1981 年 4 月第 2 次印刷

印数 47,751—128,250

书号 15012·0239 定价 1.30 元

目 录

第 11 章 挠性件传动	1
11-1 带传动的的基本理论	1
11-2 三角胶带传动设计	8
11-3 其他带传动设计简介	15
11-4 链传动	18
第 12 章 机械传动型式的比较	33
第 13 章 轴、轴毂联接	39
13-1 概述	39
13-2 轴的材料及其选择	40
13-3 轴的计算简图	40
13-4 轴的强度计算	42
13-5 轴的刚度计算	49
13-6 轴的振动计算	52
13-7 轴的结构设计	55
13-8 轴毂联接计算	61
第 14 章 联轴器、离合器、制动器	68
14-1 联轴器和离合器概述	68
14-2 刚性联轴器	70
14-3 弹性联轴器	74
14-4 操纵式离合器	81
14-5 自动离合器	88
14-6 制动器	92
第 15 章 滑动轴承	99
15-1 轴承结构和材料	99
15-2 非液体润滑轴承计算	105
15-3 液体动压单油楔径向轴承计算	106
15-4 油膜振荡和紊流的影响	117
15-5 多油楔液体动压径向轴承简介	118
15-6 液体动压推力轴承	119
15-7 液体静压轴承简介	131
15-8 气体轴承简介	133
第 16 章 滚动轴承	135
16-1 滚动轴承的类型及特点	135
16-2 按额定动载荷计算滚动轴承	140
16-3 按额定静载荷计算滚动轴承	148

16-4	滚动轴承的极限转速	149
16-5	一个支点上安装两个同型号的向心推力轴承的计算	150
16-6	不稳定载荷下滚动轴承的计算	152
16-7	滚动轴承的组合设计	154
16-8	滚动轴承的弹性流体动压润滑计算	161
第 17 章 机械零部件的润滑与密封		164
17-1	润滑的作用	164
17-2	润滑剂	164
17-3	润滑方式	170
17-4	常用零部件的润滑	174
17-5	密封装置	179
第 18 章 可靠性概述		185
18-1	基本概念	185
18-2	失效率曲线和失效类型	188
18-3	系统可靠性	189
18-4	可靠性数据来源	192
18-5	安全系数和可靠性	194
设计实例分析		198
实例 1	螺旋压力机设计分析	198
实例 2	水泥磨机传动形式的选择	201
实例 3	减速器轴系设计分析	205
实例 4	透平压缩机增速器行星齿轮传动设计分析	215
实例 5	弹簧的优化设计分析	231

第11章 挠性件传动

挠性件传动包括带传动、链传动、绳传动等,其主动轮和从动轮通过中间挠性件来传递运动。它们常用于中心距较大的动力传动,在这种情况下,它们比其他机械传动可以减少零件数量,简化传动装置,降低机器成本;另外,带和绳有一定的弹性,故具有缓冲和吸振的作用,可以减缓机器的冲击载荷。由于上述优点使挠性件传动得到广泛的应用。本章主要介绍用得较多的带传动和链传动。

11-1 带传动的基本理论

一、带传动的工作原理

带传动由主动轮1、从动轮2和紧套在两轮上的传动带3所组成(图11-1)。由于传动带按一定的预拉力 F_0 紧套在两轮上,使带与带轮接触面间作用有正压力(图11-1a),当主动轮转动时,带与带轮接触面间便产生摩擦力 ΣF_f ,带上的摩擦力方向和主动轮运动方向相同,于是主动轮靠此摩擦力使带运动;在从动轮上,摩擦力的方向与带运动方向相同,带同样靠摩擦力 ΣF_f 使从动轮转动(图11-1b)。这样,通过传动带将主动轴上的运动和动力传给从动轴。

上述靠摩擦力来传动的传动带,按截面形状可分为矩形的平型带、梯形的三角带和特殊截面带三大类。近年来,又出现靠啮合传动的同步齿形带,这种带在第三节专门介绍。

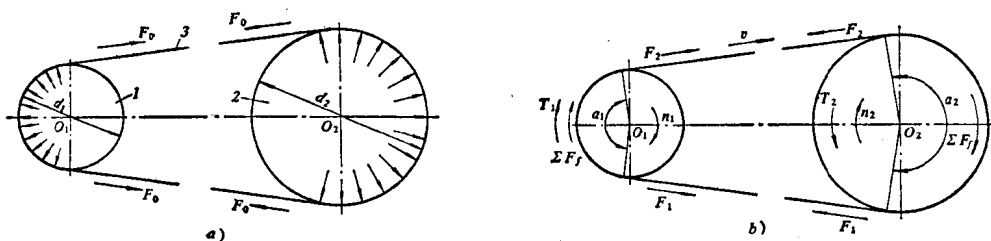


图 11-1 带传动的工作原理

二、带传动的受力分析

图11-1是靠摩擦力传动的传动带。静止时,带轮两边的带所受的拉力相等,均为预拉力 F_0 (图11-1a)。传动时,工作部分传给从动轮一个阻力矩 T_2 ,原动机给主动轮一个驱动力矩 T_1 ,由于带和带轮间的摩擦作用,带绕入主动轮的一边被进一步拉紧,拉力由 F_0 增大到 F_1 ,称为紧边;另一边则被放松,拉力由 F_0 降到 F_2 ,称为松边(图11-1b),两边拉力之差称为带传动的有效拉力 F_e ,也就是带所传递的圆周力。

$$F_1 - F_2 = F_e \quad (11-1)$$

有效拉力 F ，不是作用在某一个固定点的集中力，而是带和带轮接触面上各点摩擦力的总和。增加预拉力可以增加摩擦力，而在一定的预拉力情况下带和带轮之间的摩擦力有一极限值，如果需要传递的圆周力超过这一极限值时，带将在带轮上打滑，使传动失效。

下面以平型带为例研究带在主动轮上即将打滑时紧边拉力和松边拉力之间的关系。

在图 11-2a 中取无限小的一段带，长度为 dl ，所对应的包角为 $d\alpha$ ，其受力情况为：下端拉力 $F+dF$ 、上端拉力 F 、带轮对带的正压力 dN 、其摩擦力 fdN ， f 为带和带轮间的摩擦系数， dN 与 fdN 的合力为 dR 。

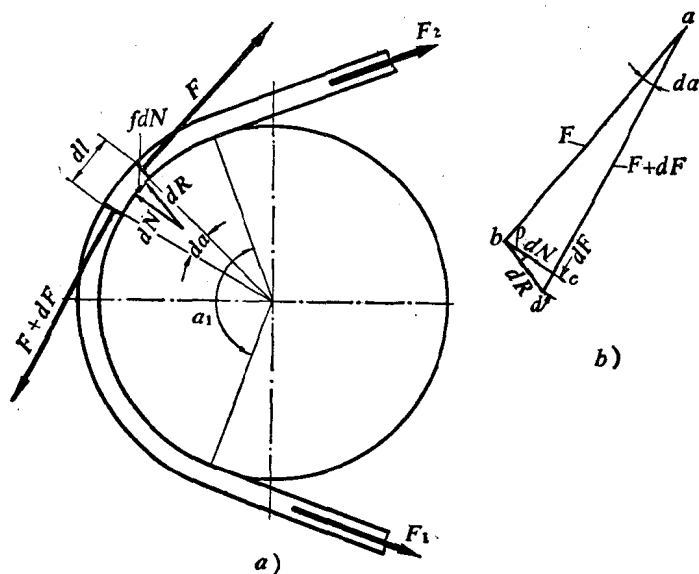


图 11-2 带的受力分析

这段带在 F 、 $F+dF$ 和 dR 三个力的作用下处于平衡，其力的平衡三角形如图 11-2b 所示。

由 $\triangle abc$ 可得

$$bc \approx Fd\alpha \quad (\because d\alpha \text{ 很小})$$

由 $\triangle bcd$ 可得

$$\angle bcd = 90^\circ + \frac{d\alpha}{2} \approx 90^\circ$$

$$bc = dF \operatorname{tg} \rho$$

$$\therefore dF = Fd\alpha \operatorname{tg} \rho$$

式中 ρ 是摩擦角， $\operatorname{tg} \rho = f$ ，上式可写为

$$\frac{dF}{F} = f d\alpha \quad (11-2)$$

式(11-2)两端积分得

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = \int_0^{\alpha_1} f d\alpha$$

$$\ln F_1 - \ln F_2 = f\alpha_1$$

由此得松、紧两边拉力关系为

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha_1} \quad (11-3)$$

或

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha_1}$$

式中: α_1 —— 小轮上的包角 (带与带轮接触弧所对的中心角), rad; e —— 自然对数的底, $e = 2.718$ 。

式(11-3)即为欧拉公式,它是挠性体摩擦的基本公式。

由式(11-1)和(11-3)得两边拉力与带传动有效拉力之间的关系为

$$\left. \begin{aligned} F_t &= F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}} \right) \\ F_1 &= F_t \frac{e^{f\alpha_1}}{e^{f\alpha_1} - 1} \\ F_2 &= F_t \frac{1}{e^{f\alpha_1} - 1} \end{aligned} \right\} \quad (11-4)$$

由式(11-3)和(11-4)可以看出,带传动的最大有效拉力即极限摩擦力 $F_{\max}$ 与带和带轮的材料、包角的大小、预拉力的大小等因素有关,摩擦系数大、包角大、预拉力大^①则极限摩擦力也大,所能传递的圆周力也大。

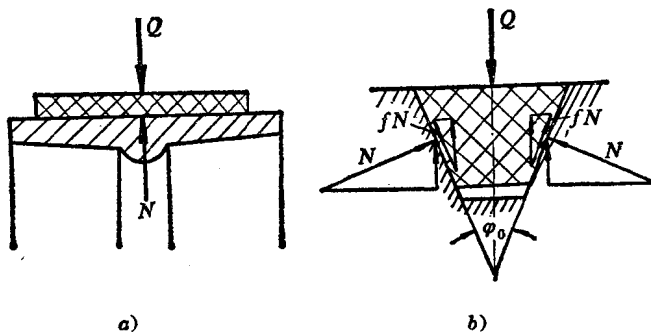


图 11-3 带与带轮的正压力

三角带的工作面是两侧面,因而与平型带相比在同样大的预拉力下,能传递较大的圆周力,因其工作面所受的正压力大。它除带与轮槽的切向摩擦外,还有沿带楔入楔出轮槽方向的摩擦力。从图 11-3b 径向的力平衡条件得

$$\begin{aligned} Q &= 2 \left(N \sin \frac{\varphi_0}{2} + f N \cos \frac{\varphi_0}{2} \right) \\ N &= \frac{Q}{2 \left(\sin \frac{\varphi_0}{2} + f \cos \frac{\varphi_0}{2} \right)} \end{aligned}$$

^① 在 $\alpha = \pi$ 时,松、紧边拉力的关系对三角带近似为 $\frac{F_1}{F_2} = 5$,平型带近似为 $\frac{F_1}{F_2} = 3$,而一般可认为 $F_1 + F_2 = 2F_t$,所以有效拉力可近似认为与预拉力成正比,预拉力越大,所能传递圆周力也越大。

所以,三角带的传动力(即因 N 而在带轮槽侧面所产生的摩擦力)

$$2fN = \frac{fQ}{\sin \frac{\varphi_0}{2} + f \cos \frac{\varphi_0}{2}}$$

相对于平型带的传动力为 Qf ,三角带传动的摩擦力为 Qf' ,则三角带的当量摩擦系数

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi_0}{2} + f \cos \frac{\varphi_0}{2}} \quad (11-5)$$

式中 φ_0 为三角带带轮轮槽的楔角(见表 F11-11)。

由式(11-5)可见当量摩擦系数 f' 与三角带轮轮槽的楔角有关,当楔角 $\varphi_0=40^\circ$ 时,摩擦系数较平型带可提高2倍左右,在相同的条件下,三角带能传递的功率也就大得多。

三角带的欧拉公式应以当量摩擦系数 f' 代替摩擦系数 f ,其表达形式为

$$F_1 = e^{f' \alpha_1} F_2 \quad (11-6)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_2 \left(1 - \frac{1}{e^{f' \alpha_1}} \right) \\ F_1 &= F_2 \frac{e^{f' \alpha_1}}{e^{f' \alpha_1} - 1} \\ F_2 &= F_1 \frac{1}{e^{f' \alpha_1} - 1} \end{aligned} \right\} \quad (11-7)$$

三、传动带工作时的应力分析

传动带在工作时,同时产生三种不同的应力:

1. 由拉力产生的应力

安装后,由预拉力产生的预应力为:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \text{ MPa}$$

式中: F_0 ——传动带的预拉力, N; A ——传动带的横截面积, mm^2 。

在工作时,紧边和松边由拉力产生的应力为:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} \text{ MPa}$$

其值不等,传动带在绕过主动轮时,拉应力由 σ_1 逐渐降为 σ_2 ,带在绕过从动轮时则情况相反,拉应力由 σ_2 逐渐增加为 σ_1 。

2. 由离心力产生的应力

当传动带在带轮上作圆周运动时将产生离心力,由离心力产生的拉力为

$$F_c = \frac{q}{g} v^2 \text{ N}$$

离心力虽只产生于带作圆周运动的部分,但它产生的拉力 F_c 却作用于带的全长,是一个定值。

由离心力产生的拉应力为:

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

或

$$\sigma_c = \rho v^2 \text{ MPa}$$

式中: q ——传动带单位长度的重量, N/m; v ——带速, m/s; g ——重力加速度, $g=9.8\text{m/s}^2$;
 A ——传动带截面积, mm^2 ; ρ ——传动带的密度, kg/cm^3 。

3. 带绕过带轮时产生的弯曲应力

如图 11-4 所示以三角带为例, 由材料力学知带的弯曲应力为:

$$\sigma_b = \frac{2E_b y_0}{d} \text{ MPa}$$

式中: y_0 ——带的最外层到中性层的距离, mm; d ——带轮节圆直径, mm; E_b ——带的抗弯弹性模量, MPa。

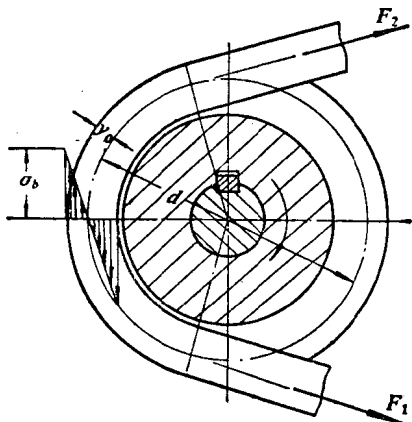


图 11-4 带的弯曲应力

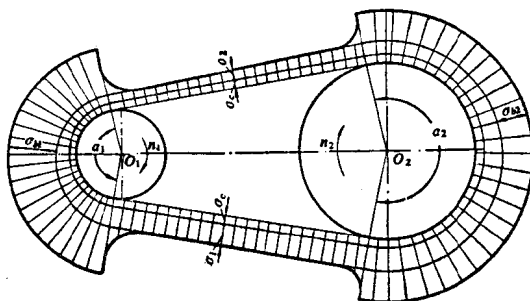


图 11-5 带的应力分布

弯曲应力 σ_b 只发生在带绕在带轮上的圆弧部分, 而且轮径越小, 带越厚, 弯曲应力也越大。

如果预拉力保持不变, 带在工作时各段的合成应力如图 11-5 所示, 带各段上的应力是不同的, 最大应力在紧边绕上小轮处, 即

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

带运行时, 作用在带上某点的应力, 是随它运行的位置变化而不断变化的, 尤其绕过小轮时变化最大, 所以传动带是在变应力作用下工作的, 容易产生疲劳破坏。

四、带传动的弹性滑动

传动带是弹性体, 在拉力作用下产生弹性伸长, 工作时由于紧边拉力 F_1 大于松边拉力 F_2 , 因此紧边弹性伸长量大于松边弹性伸长量。带在进入主动轮由紧边过渡到松边的过程中, 由于伸长量的减少, 带上 B' 点相对带轮上的 B 点往后缩了一点(图 11-6), 这时使带的速度 v 逐渐落后于主动轮的圆周速度 v_1 , 两者之间就出现微量弹性滑动。带在从动轮上也有这个现象, 但情况相反, 是由松边到紧边, 在这个过程中, 带的速度 v 逐渐领先于从动轮的圆周速度 v_2 。由于带传动存在弹性滑动, 使从动轮的圆周速度总低于主动轮的圆周速度。这种弹性滑动是不可避免

的,因而使带传动不能保证准确的传动比,并引起带的磨损和传动效率的降低。

从动轮与主动轮圆周速度的相对降低率称为滑动系数,用 ε 表示,即

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\pi d_1 n_1 - \pi d_2 n_2}{\pi d_1 n_1} \\ &= \frac{n_1 - i n_2}{n_1}\end{aligned}\quad (11-8)$$

式中 $i = \frac{d_2}{d_1}$, 理想的传动比。

在一般情况下,由于弹性滑动引起的滑动系数在(1~2)% 的范围内,可不考虑,但需要精确计算从动轮转速时则应考虑,这时从动轮转速为:

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

弹性滑动随有效拉力 F_t 的增减而增减,即滑动系数 ε 将随所传递的功率大小不同而变化。

五、带传动的失效形式和计算准则

带传动的主要失效形式有:

(1) 打滑 带传动靠摩擦工作,当需要传递的圆周力超过最大摩擦力时,带在带轮上出现过载打滑,使带传动失效。

(2) 带的疲劳破坏 带在工作中受变应力长时间作用,常会发生疲劳破坏。开始是在局部出现疲劳裂纹脱层,然后形成该处松散,以致最后断裂,使带传动失效。

在变应力作用下,必须保证传动带有一定的疲劳寿命。通常在设计时要求 $[\sigma] \geq \sigma_{\max}$, $[\sigma]$ 是在一定的条件下,由带的疲劳强度决定的许用拉应力。据此有如下关系:

$$[\sigma] \geq \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_b \quad (11-9)$$

当最大应力达到许用拉应力时,也就是从保证疲劳寿命来看,传动带传递最大许用载荷时,带中各应力有如下关系:

$$\sigma_1 = [\sigma] - \sigma_c - \sigma_b \quad (11-10)$$

设计时应尽量达到或接近这个关系,以使传动带发挥最大效能。

所以,带传动的设计准则就是要使传动带在工作中不打滑,同时又有足够的疲劳强度。也就是要满足不出现打滑的临界条件——式(11-7)或(11-4),同时又要满足保证寿命的疲劳强度条件——式(11-9)。

在该条件下,带的有效拉力 F_t (N)、带所传递的功率 P (kW)、带速 v (m/s) 和紧边拉应力 σ_1 (MPa) 之间的关系为:

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{1000P}{v} \text{ N} \\ F_t &= F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}} \right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}} \right) \text{ N}\end{aligned}$$

• 6 •

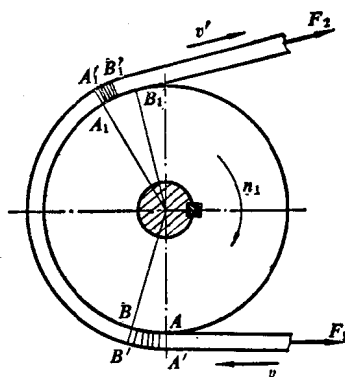


图 11-6 弹性滑动

合并得

$$P = \frac{\sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}}\right)}{1000} v \text{ kW}$$

将式(11-9)代入, 得到带既不打滑又有一定疲劳寿命时所能传递的功率 P_0

$$P_0 = \frac{([\sigma] - \sigma_b - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}}\right)}{1000} v \text{ kW} \quad (11-11)$$

P_0 应大于或等于所需传递的计算功率 P_c 。

计算各种传动带所能传递功率 P_0 的公式, 都由式(11-11)转化得来。现将标准单根三角胶带 P_0 的计算公式推导如下:

由实验得出, 在 $10^8 \sim 10^9$ 次循环应力下三角胶带的许用拉应力为:

$$[\sigma] = \sqrt[11.1]{\frac{CL}{3600mtv}} \text{ MPa}$$

式中: L —— 带长, m; m —— 带轮数; t —— 胶带寿命, h; C —— 由带的材质和结构决定的实验常数。

弯曲应力为:

$$\sigma_b = \frac{2E_b y_0}{d_e} \text{ MPa}$$

式中 d_e 为带轮的当量直径, $d_e = d_1 K_i$, mm。 K_i 为传动比系数, 见表 F11-7。

离心应力为:

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{gA} \text{ MPa}$$

将 $[\sigma]$ 、 σ_b 及 σ_c 代入式(11-11)得平稳工作、传动比 $i=1$ (即包角 $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$) 及特定带长情况下, 单根三角胶带所能传递功率的计算公式:

$$P_0 = 10^{-3} \left(\sqrt[11.1]{\frac{CL}{7200t}} v^{-0.09} - \frac{2E_b y_0}{d_e} - \frac{qv^2}{Ag} \right) A \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}}\right) v \text{ kW} \quad (11-12)$$

按照式(11-12)计算的各种型号的单根三角胶带所能传递的功率 P_0 见表 F11-5。

当 $i \neq 1$ 时, 要考虑大、小轮对弯曲应力的影响。在 $i > 1$ 时, 带在大轮上弯曲较小, 所以对同一胶带寿命来说可以相应增大一些所能传递的功率, 传递功率的增量 ΔP_0 由下式计算:

$$\Delta P_0 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i}\right) \text{ kW} \quad (11-13)$$

式中: K_b —— 弯曲影响系数, 见表 F11-6; n_1 —— 小轮转速, min^{-1} 。

因此, 在上述条件下, 单根三角胶带所能传递的功率为 $P_0 + \Delta P_0$, 此外, 根据实际工作条件考虑工作情况、带的长度、包角大小和强力层材质与试验条件不同, 还应引入相应的修正系数。

11-2 三角胶带传动设计

一、三角胶带的规格

三角胶带按其强力层结构可分为线绳和帘布结构两种(图 11-7), 线绳结构比较柔软, 可用于较小的带轮。三角胶带的规格尺寸、性能、使用要求等已有国家标准, 按截面尺寸由小到大共有 O、A、B、C、D、E、F 七种型别(表 11-1)。由于制造的原因, 三角胶带的内周长度 L_i 定为公称长度。而计算时, 三角胶带长度则按节线周长, 此长度为胶带梯形截面水平宽度为 b_p 处的周长。三角带轮节圆直径是带轮的公称直径, 它也是轮槽水平宽度为 b_p 处的直径, 三角带轮节圆直径常简称为三角带轮直径

三角胶带长度系列见表 F11-3。

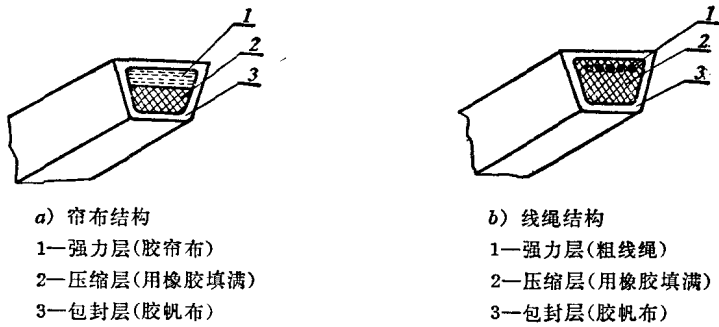


图 11-7 三角胶带结构

表 11-1 三角胶带截面尺寸

型 别	O	A	B	C	D	E	F
b mm	10	13	17	22	32	38	50
b_p mm	8.5	11	14	19	27	32	42
h mm	6	8	10.5	13.5	19	23.5	30
ϕ	40°						
q N/m	0.6	1.0	1.7	3.0	6.2	9.0	15.2

二、设计计算和参数选择

设计三角胶带一般已知条件是: 1) 传动的用途和工作情况; 2) 传递的功率 P (kW); 3) 大、小轮的转速 n_2, n_1 (min^{-1}); 4) 对外廓尺寸的要求。

设计的内容有: 1) 三角胶带的型别、长度和根数; 2) 带轮的材料、结构和尺寸; 3) 中心距 a ; 4) 作用在轴上的力 Q 。

设计计算步骤如下:

1. 确定计算功率 P_c 。

计算功率是根据需要传递的名义功率再考虑载荷性质和连续工作时间长短而确定的。

$$P_e = PK_A \text{ kW}$$

式中: P ——需要传递的名义功率, kW; K_A ——工作情况系数, 见表 F11-4。

2. 选择胶带型别

一般应根据计算功率 P_e 和小带轮转速 n_1 由图 F11-1 选取。当在两种型别交线附近, 可以两种型别同时计算, 最后选较好的。

3. 选取小轮及大轮的节圆直径 d_1 、 d_2

为了得到尽可能小的 $\frac{h}{d}$ 值以减小弯曲应力, 应就选定的胶带型别采用较大的小轮直径 d_1 , 由于带轮直径大, 圆周力随之减小, 胶带的根数还可以减少。但 d_1 大时传动尺寸也大, 所以应根据实际情况确定。

许用的带轮最小直径 $d_{\min}$ 见表 11-2, 当选用更小的带轮时, 对胶带寿命会有较大影响。所选 d_1 应按表 F11-10 推荐的轮径系列圆整。

大轮直径 $d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1$, 计算后也应圆整。

表 11-2 三角胶带带轮最小直径 $d_{\min}$

mm

胶 带 型 别	O	A	B	C	D	E	F
$d_{\min}$	71(63)	100(90)	140(125)	200	315	500	800

当传动比要求比较精确时, 应考虑弹性滑动系数 ε 来计算轮径, 此时轮径可不圆整。

$$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \varepsilon)$$

一般 $\varepsilon = 0.02$ 。

4. 验算胶带速度 v

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

由 $P = Fv$ 可知, 传递同样功率时, 带速越大, 圆周力就较小, 使胶带根数减少。但带速太高, 则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, 同时由于离心力过大而降低带的疲劳强度, 所以带速要适宜, 一般在 $v = 5 \sim 25 \text{ m/s}$ 内选取, 最适宜的速度是 $v = 20 \sim 25 \text{ m/s}$, 这时使用胶带根数最少。若用 O、A、B、C 型带速 $v > 25 \text{ m/s}$, D、E、F 型带速 $v > 30 \text{ m/s}$ 则应重选小轮直径 d_1 。

5. 计算传动中心距 a 和胶带长度 L_p

中心距过小, 虽使传动紧凑, 但带长亦小, 使单位时间内带绕经带轮次数多, 也就是带的应力变化快而容易导致寿命降低。同时, 中心距小会使包角减小(参看式 11-16), 降低摩擦力和传动的工作能力。中心距过大, 除有相反的利弊外, 速度较高时还易引起带的颤动, 所以初选中心距 a_0 时, 一般根据传动位置需要取 $0.7(d_1 + d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1 + d_2)$ 。

初选 a_0 后, 胶带初算的节线长度 L_0 可根据几何关系用下式计算:

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} \text{ mm} \quad (11-14)$$

根据初算的 L_0 按表 F11-3 圆整到相近的节线标准长度 L_p 并取标准长度(内周长) L_i 。

然后再确定最后中心距, 可用下式近似计算:

$$a \approx a_0 + \frac{L_p - L_0}{2} \text{ mm} \quad (11-15)$$

当要求中心距可调时, 应考虑为安装三角胶带必需的最小中心距而留的调整余量, 因此最小中心距为:

$$a_{\min} = a - 0.015L_p \text{ mm}$$

如带的预拉力靠加大中心距获得, 则实际中心距应比计算中心距大些, 又考虑到使用中的多次调整, 其最大中心距应为:

$$a_{\max} = a + 0.03L_p \text{ mm}$$

6. 校核小轮包角 α_1

开口传动(表 F11-1)小轮包角可按下式计算:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 60^\circ \quad (11-16)$$

一般要求三角胶带小轮包角 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ 。如 α_1 小于此值, 则应增大 a 或加张紧轮。

从上式可知小轮包角 α_1 与传动比 i 有关, d_2 与 d_1 相差越大, 即 i 越大, 则 α_1 越小。通常为了在中心距不过大的条件下保证包角不致过小, 所用传动比不宜过大, 三角胶带传动 i 一般小于 7, 必要时可达 10, 而以小于 5 比较适宜。

7. 确定胶带根数 z

$$z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L K} \text{ 根} \quad (11-17)$$

式中: P_c ——计算功率, kW; P_0 ——当包角 $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$ ($i = 1$) 和在平稳工作情况下, 特定带长的单根三角胶带所能传递的功率, kW, 其值见表 F11-5; ΔP_0 ——考虑 $i \neq 1$ 时所能传递功率的增量, 见式(11-13); K_L ——长度系数, 考虑带长不为特定长度时对寿命的影响, 它影响应力变化次数, 见表 F11-8; K_a ——包角系数, 考虑 $\alpha \neq 180^\circ$ 时对传动能力的影响, 见表 F11-9; K ——强力层材质系数, 人造丝和棉的帘布及线绳结构三角胶带 $K = 1$, 聚酯、锦纶等合成纤维线绳结构三角胶带 $K = 1.33$ 。

8. 确定预拉力 F_0

适当的预拉力是保证带传动正常工作的重要因素。预拉力不足, 则摩擦力小, 可能出现打滑; 预拉力过大, 则会使胶带寿命降低, 轴和轴承的压力增大, 对于非自动张紧的带传动, 过高的预拉力胶带也不易保持。为了保证所能传递的功率, 又不出现打滑, 单根胶带适当的预拉力可按式确定:

$$F_0 = 500 \frac{P_c}{vz} \left(\frac{2.5 - K_a}{K_a} \right) + \frac{qv^2}{g} \text{ N} \quad (11-18)$$

式中各符号意义见前, q 值见表 11-1。

由于新带容易松弛, 所以对非自动张紧的带传动, 安装新带时的预拉力应为上述预拉力的 1.5 倍。

为了保证带传动达到所需的预拉力, 安装后通常在带和带轮切点跨距中点加一载荷 G , 测量带的挠度(图 11-8), 跨距 L 每 100mm 产生的挠度为 1.6mm(即挠角为 1.8°)时, 预拉力即为所需, 载荷 G 见表 11-3。

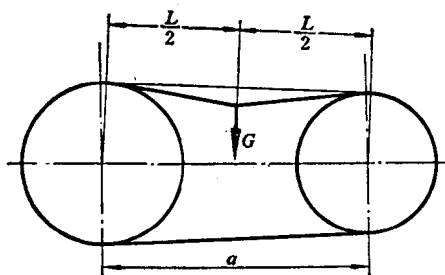


图 11-8 张紧力的测量

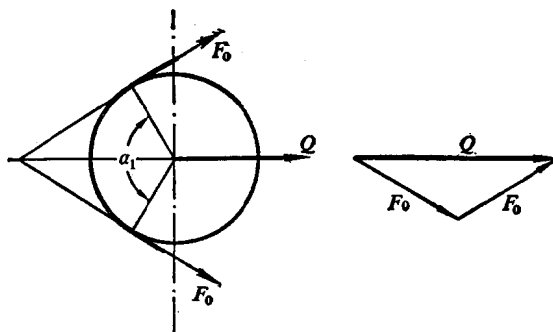


图 11-9 轴上的作用力

表 11-3 挠度 $f = 1.6 \frac{L}{100}$ mm 时的测量载荷 G

							N
胶 带 型 别	O	A	B	C	D	E	F
G	5~6	9~11	15~19	25~32	52~69	77~97	142~164

注 1. 小带轮直径小时 G 值取小值, 直径大时取大值, 中、高速时可适当减小。

2. 对新带, 张紧力应增加 1.5 倍, G 也应较表中数值增加约 1.5 倍。

9. 求对轴的压力 Q

为了对有张紧装置的带传动求出张紧装置应加多大的力, 也为了以后计算轴和轴承, 须计算三角胶带给轴的压力 Q , 它等于胶带两边拉力的合力。如忽略胶带两边拉力差, 则 Q 可近似由下式算出(图 11-9)。

$$Q = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} \text{ N} \quad (11-19)$$

三、带轮设计

带轮由轮缘、轮辐和轮毂三部分组成, 材料常用铸铁, 当 $v < 30\text{m/s}$ 时, 采用 HT15-33, 当 v 为 $30 \sim 35\text{m/s}$ 时采用 HT20-40, 高速带带轮和同步带带轮材料多为钢或铝合金。对带轮要求质量分布均匀、重量轻、与带接触的工作表面光洁度高(常用 $\nabla 6$), 以减少惯性力和减轻带的磨损。三角胶带带轮尺寸见表 F11-10, 轮槽尺寸见表 F11-11, 带轮结构见图 F11-2, 其他传动带带轮设计可参考有关资料。

三角胶带两侧面夹角均为 40° , 而轮槽楔角 φ_0 却是 34° 、 36° 或 38° , 其原因是三角胶带在轮上弯曲时截面形状发生了变化, 外边(宽边)受拉而变窄, 内边(窄边)受压而变宽, 因而使胶带的

楔角变小(图 11-10, 图中粗线为胶带弯曲后的断面, 细线为原始断面)。带轮直径越小, 这种作用越显著; 为使胶带侧面和轮槽有较好的接触, 应使轮槽楔角小于 40° , 且随轮径减小而减小。

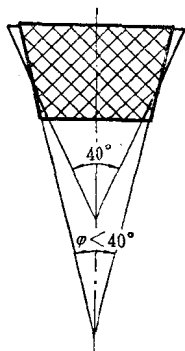


图 11-10 胶带弯曲后楔角减小

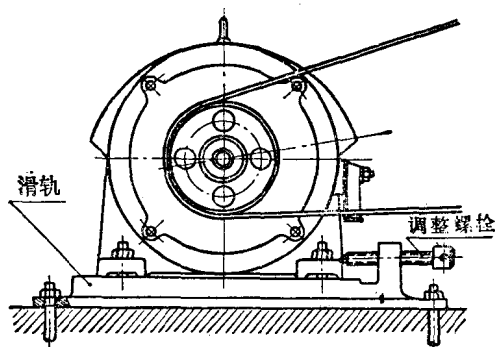


图 11-11 定期张紧装置

四、带的张紧

传动带不是完全弹性体, 张紧的带在取消预拉力后, 并不能恢复原有长度。所以传动带工作一段时间后其预拉力会逐渐减小, 这就是松弛现象, 其结果使传动能力下降, 甚至丧失。因此带传动须要定期张紧或采用自动张紧装置, 以保证必需的预拉力 F_0 。图 11-11 所示为一定期张紧装置, 电动机装在滑轨上, 旋动调整螺栓就能推移电动机, 调节中心距以控制预拉力, 然后固定。对于垂直或接近垂直的传动可用图 11-12 所示结构, 电动机固定在摇摆架上, 用调整螺杆来调节预拉力。图 11-13、11-14 是利用张紧轮进行张紧的结构。三角带传动张紧轮一般应压在松边内侧(图 11-13); 如压在松边外侧(图 11-14)使胶带反向弯曲, 寿命降低较多, 常用于需要增大包角或空间受限制及平型带传动中。图 11-14 还是自动张紧的一种形式, 自动张紧能保持一定的预拉力。图 11-15 是利用电机重量自动张紧。图 11-16 是根据负载大小来自动调节预拉力大小的张紧装置。它的带轮与齿轮 2 一体, 带轮通过系杆 3 可绕电机轴上的齿轮 1 摆动。传动时, 电机通过装在带轮内的齿轮副带动带轮, 齿轮 2 的齿面上的法向力 F_n 还能使带轮作逆时针摆动, 张紧传动带。当外载荷越大, F_n 就越大, 带张得越紧, 摩擦力和能传递的功率也就越大, 所以虽外载荷大了, 它并不易打滑。另外, 这种装置由于带轮不装在电机轴上而主要利用齿轮法向力来

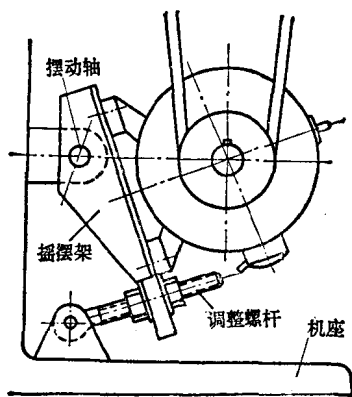


图 11-12 垂直传动张紧装置

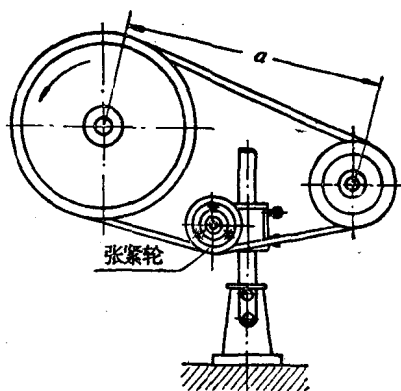


图 11-13 内侧张紧轮张紧