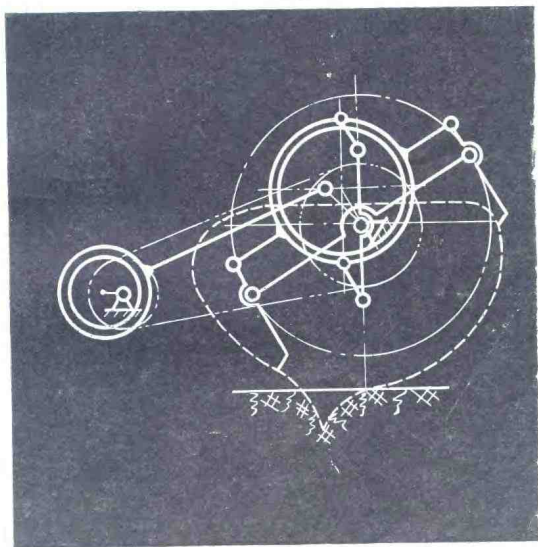


高等学校试用教材

机械设计

下 册

华中农学院 镇江农业机械学院 华南农学院 合编
武汉工学院 西南农学院
华中农学院 主编



人民教育出版社

TH122
7
3:2

高等学校试用教材

机 械 设 计

下 册

华中农学院 镇江农业机械学院 华南农学院 合编
武汉工学院 西南农学院
华中农学院 主编

人民教育出版社



A772722

本书分上、下册，共二十四章。上册为机械原理部分，包括机构的结构分析、平面机构的运动分析、平面机构动态静力分析、机械中的摩擦、连杆机构、凸轮机构、平面轨迹副机构、齿轮啮合原理、轮系、其他机构、机构的组合设计、机械的平衡和调速等十三章。下册为机械零件部分，包括带传动、链传动、齿轮传动、蜗杆传动、螺旋联结及螺旋传动、键及花键联接、轴、滚动轴承、滑动轴承、联轴器离合器及制动器、弹簧等十一章。

本书可作为高等学校农业机械类专业的试用教材，也可供其他有关专业师生及有关的工程技术人员参考。

高等学校试用教材

机械 设计

下 册

华中农学院 镇江农业机械学院 华南农学院 合编
武汉工学院 西南农学院
华中农学院 主编

人 民 交 通 出 版 社 出 版

新华书店北京发行所发行

湖北省新华印刷厂印装

开本 787×1092 1/16 印张 17.5 字数 110,000

1980年8月第1版 1981年1月湖北第1次印刷

印数 00,001—8,500

书号 15012·0260 定价 1.50 元

目 录

第二篇 机械零件

第十四章 带传动	5
§ 14-1 带传动的工作原理及其分类	5
§ 14-2 三角胶带的结构和标准	9
§ 14-3 带传动的工作情况分析	11
§ 14-4 三角胶带传动的设计计算	16
§ 14-5 三角带轮	24
§ 14-6 带传动的使用与维护	29
§ 14-7 多从动轮带传动	32
第十五章 链传动	34
§ 15-1 链传动的特点、功用及链的分类	34
§ 15-2 套筒滚子链和链轮	35
§ 15-3 链传动的多边形效应	46
§ 15-4 套筒滚子链传动的设计计算	49
§ 15-5 链传动的使用与维护	57
第十六章 齿轮传动	64
§ 16-1 渐开线直齿圆柱齿轮的强度计算	64
§ 16-2 渐开线斜齿圆柱齿轮的强度计算	102
§ 16-3 渐开线直齿圆锥齿轮的强度计算	119
第十七章 蜗杆传动	118
§ 17-1 蜗杆传动的特点与应用	118
§ 17-2 蜗杆传动的几何尺寸计算	120
§ 17-3 蜗杆传动的主要参数选择	125
§ 17-4 圆柱蜗杆传动的强度计算	128
§ 17-5 圆柱蜗杆的刚度校核	135
§ 17-6 蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算	138
§ 17-7 蜗杆与蜗轮的结构	139
§ 17-8 其他蜗轮蜗杆传动简介	145
第十八章 螺纹联接及螺旋传动	147
§ 18-1 螺纹	147
§ 18-2 螺纹联接的主要类型和联接零件	149
§ 18-3 螺纹联接的计算	153
§ 18-4 螺纹联接的防松装置	161
§ 18-5 螺旋传动	163
第十九章 键与花键联接	168

§ 19-1	概述	168
§ 19-2	键联接的分类及其特点	168
§ 19-3	键联接的高度计算	171
§ 19-4	花键联接	174
第二十章 轴		178
§ 20-1	概述	178
§ 20-2	轴的结构设计	181
§ 20-3	轴的强度校核计算	185
§ 20-4	轴的刚度校核	189
附录	附表 20-1~20-15	196
第二十一章 滚动轴承		204
§ 21-1	概述	204
§ 21-2	滚动轴承的基本类型及其选用	206
§ 21-3	滚动轴承的计算	209
§ 21-4	轴承组合设计	220
第二十二章 滑动轴承		229
§ 22-1	概述	229
§ 22-2	滑动轴承的结构和材料	229
§ 22-3	非液体摩擦滑动轴承计算	235
§ 22-4	滑动轴承的润滑	237
§ 22-5	液体摩擦滑动轴承简介	241
§ 22-6	滑动轴承和滚动轴承的比较	243
第二十三章 联轴器、离合器与制动器		245
§ 23-1	概述	245
§ 23-2	联轴器	246
§ 23-3	离合器	250
§ 23-4	制动器	257
第二十四章 弹簧		262
§ 24-1	概述	262
§ 24-2	圆簧丝圆柱螺旋拉压弹簧的设计计算	265
§ 24-3	圆簧丝圆柱螺旋扭转弹簧	270

第二篇 机械零件

本篇将着重研究机械零件的设计原理与计算方法。

一、“机械零件”研究的对象和任务

长期以来,劳动人民在生产实践中创造了许多机器,随着科学技术和生产的迅速发展,机器的种类愈来愈多,如机床、汽车、飞机、拖拉机、播种机、收割机等。各种各样的机器,尽管其型式和功用各不相同,但它们都是由一些基本结构单元所组成的。如内燃机就是由曲轴、连杆、气缸、活塞、齿轮……等组成的。组成机器的基本结构单元称为机械零件,简称零件。

许多机械零件组合在一起,按一定的规律协同工作,那么这些零件的组合就称为部件,如离合器、减速器等。

各类机器中经常使用的零件和部件,称为通用零件和通用部件,如齿轮、螺钉、联轴器;而只适合于某些特定类型机器使用的零件,称为专用零件,如曲轴、气缸、活塞等。

“机械零件”所研究的对象是一般机器中都可能用到的通用零件和部件。其主要任务是从工作能力出发,考虑结构工艺及使用维护等方面的条件,研究在一般条件下通用零(部)件的设计原理与计算方法,从而达到能正确地设计、改进这些零(部)件的目的。

二、机械零件设计的基本要求

设计机械零件应满足的基本要求是:既要工作可靠,又要成本低廉。要做到工作可靠,那么零件在强度、刚度等方面就必须满足一定的条件,这些条件就是判断零件工作能力的准则;要想降低零件的制造成本,在设计时就必须正确选择材料,合理规定精度等级以及认真考虑零件的加工工艺性和装配工艺性,以满足经济性要求。

1. 机械零件工作能力准则

机械零件由于某些原因不能正常工作的现象,称为失效。失效并不单纯意味着破坏,而具有更广泛的含意。常见的失效形式有:零件的各种破坏(包括断裂、工作表面的磨损、疲劳与腐蚀等),零件的塑性变形和过大的弹性变形,联接零件的松动,靠摩擦力工作的零件的打滑等等。组成机器的零件,如果发生任何一种形式的失效,机器就不能正常工作。

零件的工作能力是泛指在不发生失效条件下安全工作的限度。此限度一般是对载荷而言的,这时就称为承载能力;但有时也包括速度、温度、压力等。同一种零件可能有几种不同的失效形式,因而对应于各种失效形式也就各有其不同的工作能力。例如,轴的失效可能是由于疲劳断裂,也可能是由于过大的弹性变形。在前一种情况下,轴的承载能力决定于轴的持久强度;后一种情况则决定于轴的刚度。

机械零件工作能力虽然取决于多种因素,但归纳起来最主要的是强度、刚度、寿命和振

动稳定性等方面的问题。因此,在设计机械零件时,必须进行相应的计算,如强度计算、刚度计算、耐磨性计算以及热平衡计算等等,以满足一定的条件,使零件工作可靠。

(1) 强度 指零件承受载荷后不致发生断裂或超过允许的残余变形的能力。强度是零件工作能力最基本的准则。显然,如果机器中有一个零件发生断裂或产生过大的残余变形,机器就不能正常工作或发生严重事故。为了保证零件具有足够的强度,必须合理地设计结构尺寸,正确地选择材料。要避免盲目地加大零件的尺寸,以减轻机器的重量和缩小外廓尺寸,使机器结构不紧凑;也不要滥用高强度材料,以免造成浪费。

(2) 刚度 指零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。这一要求对于那些弹性变形量超过一定数值后,会影响机器工作质量的零件尤为重要,例如机床的主轴、收割机切割器的刀杆等。实践证明,凡是能满足刚度要求的零件,一般来说,强度总是没有问题的。

就原则上说,提高零件刚度的主要措施是适当地增大零件的截面尺寸;合理设计零件的截面形状,以增大截面的惯性矩;采用多支点结构及合理添置加强筋;适当增加贴合面积以降低单位压力等。

应当指出,以上只是对那些具有刚度要求的零件而言的。有些零件不仅不需要有过大的刚度,而且还要求有一定的柔度,如弹簧等。所以,决不能认为,不论什么零件,都是刚度愈大愈好。

(3) 寿命 指零件能够正常工作的时间。影响零件寿命的因素主要有三个方面:一是机器中有相对运动的零件的磨损;二是在变应力状态下工作的零件的疲劳;三是在高温情况下,机械零件的蠕变。零件的寿命与强度、刚度、精度等要求有一定的联系,有些零件在开始工作时虽然能满足这些要求,但在工作一定时期后,却可能由于上述因素的影响而失效。所以,对机械零件还得有一个寿命要求,即要求零件在完成预定时期的工作任务前不致报废。

机械零件磨损后,会改变结构形态和尺寸,因而使机器的精度降低、效率下降以及削弱零件的强度。据统计,机器报废的主要原因之一就是由于零件的过度磨损。所以提高零件的耐磨性是提高机器寿命的一个重要措施,在国民经济中具有重大意义。

引起磨损的原因可能是由于接触表面的凹谷凸峰(表面微观不平度)相互嵌合,及两接触表面分子间的相互吸附作用;也可能是坚硬微粒进入接触面之间而起磨料的作用。后者称为磨料性磨损(磨粒磨损)。当压力与滑动速度较大且润滑与冷却又不良时,由摩擦所产生的热量不能及时散逸,从而使接触表面的金属发生熔接,使较弱的金属表面被撕裂,这种磨损形式称为胶合。

零件的磨损不是简单的物理现象,而是相当复杂的物理-化学过程。同时,影响磨损的因素又很多(载荷的性质与大小,滑动速度,润滑条件等)且不能加以准确的估计。因此,目前按磨损计算零件的方法,只是近似的,有条件的。

提高零件的抗磨能力,除限制接触表面的单位压力与相对滑动速度外,还可根据不同情况采取表面强化(如表面淬火、渗碳等)以提高表面硬度;适当提高接触表面的加工光洁度等级;适当组合摩擦副材料;正确进行润滑;以及采用可靠的防护与密封装置等。

材料的疲劳对零件的寿命的影响也是十分明显的。由“材料力学”中交变应力的分析可知,当材料一定时,零件的寿命主要决定于循环的最大应力。而当材料、工作条件一定时,影响

最大应力的主要因素是应力集中、绝对尺寸、表面质量、强化工艺、腐蚀性介质等。

因此,提高零件疲劳强度的措施主要是:从设计上力求降低应力幅;从结构上力求降低应力集中;从加工上适当提高表面光洁度,采取表面强化工艺;以及防止工作环境中腐蚀性介质的影响等。

在高温环境中,或是在由于摩擦生热而形成高温的条件下,金属材料会发生蠕变,这对零件的工作能力是很不利的。所谓蠕变,是指零件的应力数值不变,其塑性变形缓慢而连续不断增长的现象。蠕变量随应力的加大、温度的提高以及时间的延长而增大。所以,在高温下工作的零件,需要进行蠕变计算,这是属于专门领域所研究的问题,本书不予讨论。在一般情况下,有些零件,如蜗杆传动,为避免工作温度过高时破坏了润滑条件,造成胶合,通常只进行热平衡计算,即根据热平衡条件来判定其工作温度是否低于许用值,如果温升过高,就必须采取散热措施。

(4) 振动稳定性 现代机器发展的趋势是速度的提高及结构重量的减轻,这样,就容易产生振动现象。在一般情况下,机械零件的振幅是很小的。但是,当自振频率与周期性外力的变动频率相符合或接近时,就要发生共振。这时,振幅急剧增大,能在短期内导致零件的破坏,甚至造成重大事故,这种情况必须避免。

对于每种类型零件,并非都是一成不变地要进行上述各种工作能力的计算,而是根据具体情况决定一项主要工作能力要求,按照这一要求进行设计,必要时可对其他要求进行校核计算。例如,设计机床主轴时,应先按刚度条件确定尺寸,然后校核其强度。

2. 经济性要求

经济性是一个综合性的指标,它表现在设计、制造和使用的整个过程中。在设计制造上,要求成本低、生产周期短;在使用上,要求生产率高、效率高、消耗低、管理方便、维护费用低廉等。

为了改善和提高机械零件的经济指标,主要从以下几个方面考虑。

(1) 保证良好的工艺性 在一定的生产规模与生产条件下,如果能以最少的加工费用和很容易的加工方法制造出合乎技术要求并容易装配的零件来,则称这种零件具有良好的工艺性。工艺性包括的内容很广,设计人员必须深入生产实际,了解生产单位的工艺设备条件和生产水平,在设计时认真考虑各个零件的制造过程及方法,只有这样,才能设计出具有良好工艺性的零件来。否则,会造成所设计出来的零件无法加工制造或不能进行装拆的错误。

(2) 合理地选择材料 选择材料时,既要满足零件的使用要求,又要价格便宜,同时还要注意材料的供应情况,尽可能就地取材。为此,设计人员要熟悉各种材料的基本性能,根据实际需要进行选用。对于要求高的零件,不一定非得选用贵重的材料不可,而要充分利用热处理及其他先进工艺方法,以提高材料的性能。例如,设计齿轮时,要求轮齿工作表面耐磨,具有足够的接触强度,而对其芯部则要求具有良好的耐冲击韧性。因而通常只用碳钢或低合金钢制作并进行高频表面淬火处理,即可得到较好的使用质量,而不必采用高合金钢。

(3) 大力推广“三化”——品种系列化、部件通用化、零件标准化。

设计机械零件时,尽量采用标准零件,这在经济上有重大的意义。它便于用最先进的方法由专门化工厂来组织大批量生产,不但能保证零件的质量,而且可以大大节约材料和设备,

降低生产成本。此外，由于标准化简化了设计工作，就能大大缩短产品的设计制造周期，有利于产品的更新。同时，由于各有关工厂都按统一标准生产零（部）件，可以保证互换性要求，简化机器的安装与维修工作，进一步提高零（部）件和机器的利用率。

我国现行的各种标准，是在总结了先进经验并经过科学地分析与归纳后制订的，每个设计人员都必须严格执行。只有当已有的标准件确实不能满足使用要求时，才允许根据实际需要另行设计。

设计机械零件除了必须满足上述工作可靠，成本低廉的要求外，还应根据实际情况，考虑其他有关要求。如绝大多数零件都有重量小的要求；经常在泥水中工作的零件要有严密的防水防尘装置等。

第十四章 带 传 动

§ 14-1 带传动的工作原理及其分类

一、带传动的工作原理

带传动是应用很广泛的一种传动方式，图 14-1 所示为手扶拖拉机上的带传动，它由主动轮 1、从动轮 2 和张紧在两带轮上的带 3 所组成。

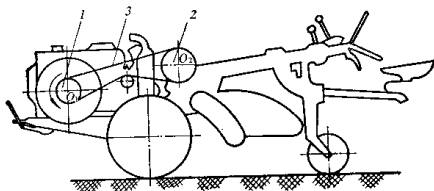


图 14-1

绝大部分带传动是靠带与带轮之间的摩擦力来传递运动和动力的，如靠两侧面工作的三角带和靠内周工作的平型带等；也有靠带和带轮上齿的啮合来传动的，如同步齿形带。前者结构简单、传动平稳、能缓和冲击和过载打滑，但传动比不准确；后者则可保证同步。本章研究的是靠摩擦力来传递运动和动力的带传动。

在安装带传动时，须将带张紧，因而在带传动尚未工作时，在带的全长范围内就产生了大小相等的拉力 F_0 ，此力称为预紧力。由于 F_0 的存在，带与带轮的接触表面上就产生了正压力。当带传动开始工作时，带与带轮的接触表面有相对运动的趋势，因而在该接触面间就产生了摩擦力，如图 14-2 所示。设主动轮 1 以转速 n_1 逆时针方向转动，带受到摩擦力 F_f 的作用，摩擦力的方向与主动轮回转的方向相同，从而使带产生运动。同时，带又靠它与从动轮 2 之间的摩擦力 F_f 带动从动轮旋转，旋转方向和摩擦力的方向相同。这样就将主动轴上的运动和动力传递给了从动轴。带传动在工作过程中，由于上述摩擦力的作用，就产生了紧边（进入主动轮的一边）和松边（退出主动轮的一边）。于是，紧边的拉力由 F_0 增大到 F_1 ，而松边的拉力则由 F_0 减少至 F_2 。带两边的拉力差为

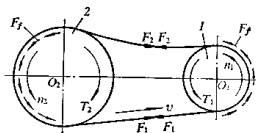


图 14-2

$$F = F_1 - F_2 \quad (14-1)$$

式中 F 为带的有效拉力(或称有效圆周力)，它不是一个具有一定作用点的集中力，而是带与带轮接触面上总摩擦力的等效力。当传递的功率 P (kW) 和带速 v (m/s) 已知时，有效拉力可按下式求得

$$F = 1000 \frac{P}{v} \text{ N} \quad (14-2)$$

由于有效拉力 F 取决于带与带轮间摩擦力的大小，而摩擦力在一定的条件下是会有一个极限值的，因而带传动所能传递的功率也会有一个极限值。当功率超过这个极限值时，带将在带轮上打滑，传动失效。

所以，极限摩擦力是带传动工作能力的表征，极限摩擦力愈大，则带传动的工作能力愈高。

根据本书 §4-5 中柔体摩擦的分析可知，带的紧边和松边拉力之间的关系可用欧拉公式表示为

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha_1} \quad (14-3)$$

式中 e ——自然对数的底 ($e \approx 2.718$)；

f ——摩擦系数；

α_1 ——小带轮的包角(带与带轮接触弧所对的中心角)。

于是，有效拉力亦可表示为

$$F = F_1 - F_2 = F_1 - \frac{F_1}{e^{f\alpha_1}} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}} \right) \quad (14-4)$$

如果近似地认为带在工作时的总长度不变，则带的紧边拉力的增加量，应等于松边拉力的减少量。即

$$F_1 - F_0 = F_1 - F_2$$

则

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (14-5)$$

将式(14-5)代入式(14-1)，可得

$$\begin{cases} F_1 = F_0 + \frac{F}{2} \\ F_2 = F_0 - \frac{F}{2} \end{cases} \quad (14-6)$$

以 $F_1 = F_0 + \frac{F}{2}$ 代入式(14-4)，整理后得

$$F = 2F_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1} \quad (14-7)$$

由式(14-7)可知，带传动的最大有效拉力即极限摩擦力与带和带轮的材料、包角及预紧力等因素有关。当其他条件相同时，预紧力 F_0 和包角 α_1 愈大，摩擦力的极限值就愈大，带传动所能传递的圆周力也就愈大。

由以上分析可知，带传动的工作原理是靠带与带轮之间的摩擦力来实现传动的，为了提高摩擦力的极限值以提高传动能力，应适当地控制预紧力 F_0 的大小和保证一定的包角 α 。

二、带传动的类型

1. 带的类型

按工作原理、截面形状、材料、结构和使用情况的不同,传动带分为三角带、平型带和特殊带等多种形式,其主要类型、特点和常用范围见表 14-1。本章将着重研究三角带传动的设计计算方法。

表 14-1 带的主要类型、特点及常用范围

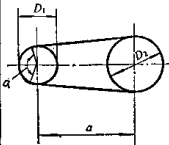
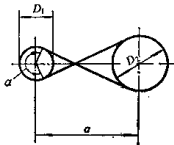
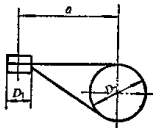
类	型	特	点	应	用	范	围
三 角 带	绳线三角胶带 	与平型带相比,摩擦阻力大,允许包角小,传动比大,预紧力小,外廓尺寸小		$v < 5 \sim 25 \text{ m/s}$, $i \leq 10$, $P < 700 \text{ kW}$ 的传动			
	内形三角带 	内面或外面做成齿形,与轮槽粘着性及散热性好,是曲挠性最好的三角带		用于带轮和中心距小、工作温度较高的传动			
	窄形三角带 	$\frac{b}{h} \approx 1.2$, 在同类三角带中,能承受较大的预紧力,允许速度和曲挠次数高,传递功率大,带轮中心距小		低速和高速,功率大且结构要求紧凑的传动			
	有接头三角带, 活络三角带  多孔三角带 	长度规格不受限制,局部损坏可以更换。强度受接头影响而削弱,平稳性差,单根带传递功率约为同型三角胶带的 70%。活络三角带结构复杂,重量大,易松散		不重要的或中心距不能调整的传动,也可在中小功率、低速传动中临时应用			
平 型 带	传动胶带 	强度高,价廉。叠层式较柔软		$v < 30 \text{ m/s}$, $i < 6$, $P < 500 \text{ kW}$ 中心距较大的传动			
	强力锦纶带 	强度高,不易松弛		大功率传动,薄型可用于高速传动			
	高速环形带 	带体轻薄而柔软,曲挠性好,无接头,强度较高,传动平稳,耐油、耐磨性好,不易松弛		高速传动			

类	型	特 点	应 用 范 围
特 殊 带	多楔带 	兼有三角胶带和传动胶带的优点,比三角胶带传动平稳,外形尺寸小	结构要求紧凑的传动,特别是要求三角胶带根数很多或轮轴垂直于地面的传动
	圆形带 	截面为圆形,结构简单	$v < 15 \text{ m/s}$, $i = 0.5 \sim 3$ 的小功率传动
	双面三角带 	可双面工作,带较厚,曲挠性差,寿命和效率较低	要求双面都工作的场合,为农业机械中多从动轮带传动
	同步齿形带 	传动比大而准确,承载能力大,轴压力小,结构紧凑,耐油耐磨性较好。但制造安装要求较高	$v < 50 \text{ m/s}$, $P < 50 \text{ kW}$, $i < 10$ 要求同步的传动。也可用于低速传动

2. 带传动的型式

按带轮轴的位置和回转方向的不同,带传动的常见型式有开口传动、交叉传动和半交叉传动,其中开口传动应用最广。各种传动型式的特性见表 14-2。

表 14-2 带传动的常见型式及其特性

型 式	开 口 传 动	交 叉 传 动	半 交 叉 传 动
简 图			
小带轮包角 α_1	$180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$	$180^\circ + \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$	$180^\circ + \frac{D_1}{a} 60^\circ$
带的几何长度 L	$2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$	$2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4a}$	$2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{2a}$

(续)

型 式	开 口 传 动	交 叉 传 动	半 交 叉 传 动
最大传动比 $i_{\max}$	5	6	3
最 大 带 速 $v_{\max}(\text{m/s})$	按带的材料而定	15	15
相对传递功率	100%	75~85%	70~80%
特 点	1. 两轴平行, 转向相同; 2. 双向传动; 3. 带只受单向弯曲	1. 两轴平行, 转向相反; 2. 双向传动; 3. 带受双向弯曲和附加扭转; 4. 带交叉处受到剧烈磨损	1. 两轴交错, 一般 90° ; 2. 只准单向传动; 3. 带受单向弯曲 及附加扭转

§ 14-2 三角胶带的结构和标准

三角胶带的应用最广, 其结构有下列两类:

(1) 帘布结构(图 14-3a) 由伸张层 1(胶料)、强力层 2(胶帘布)、压缩层 3(胶料)和包布层 4(胶帆布)组成。

(2) 线绳结构(图 14-3b)
由伸张层 1(胶料)、强力层 2(胶线绳)、缓冲层 3(胶料)、压缩层 4(胶料)和包布层 5(胶帆布)组成。

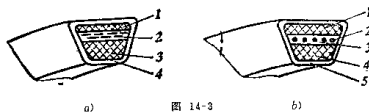


图 14-3

三角胶带工作时的拉力主要由强力层承受。帘布结构的三角胶带工作时, 各层胶布之间剪切应力较大, 易使其发热、脱层而损坏; 线绳结构的三角胶带带体较柔软, 曲挠疲劳性好, 有利于提高寿命。为了提高拉曳能力, 近来使用尼龙绳和钢丝绳作强力层。目前, 国产三角胶带仍多为帘布结构, 线绳结构的较少。

表 14-3 三角胶带的截面尺寸

	型 号	O	A	B	C	D	E	F
	$b(\text{mm})$	10	13	17	22	32	38	50
	$b_p(\text{mm})$	8.5	11	14	19	27	32	42
	$h(\text{mm})$	6	8	10.5	12.5	19	23.5	30
	截面积 $A(\text{mm}^2)$	47	81	138	230	476	632	1170
	φ	均为 40°						
ISO 型号对照	Z	A	B	C	D	E	--	--

表 14-4 三角胶带的长度系列

mm

内 周 长 度 L_i	节 线 长 度 L_p						
	O	A	B	C	D	E	F
450	475						
500	525						
560	585	593					
630	655	663	670				
710	735	743	750				
800	825	833	840				
900	925	933	940				
1000	1025	1033	1040				
1120	1145	1153	1160				
1250	1275	1283	1290	1309			
1400	1425	1433	1440	1459			
1600	1625	1633	1640	1659			
1800	1825	1833	1840	1859			
2000	2025	2033	2040	2059			
2240		2273	2280	2299			
2500		2533	2540	2559			
2800		2833	2840	2859			
3150		3182	3190	3209	3226		
3550		3583	3590	3609	3626		
4000		4033	4040	4059	4076		
4500			4540	4559	4576	4596	
5000			5040	5059	5076	5096	
5600			5640	5659	5676	5696	
6300				6359	6376	6396	6419
7100				7159	7176	7196	7219
8000				8059	8076	8096	8119
9000				9059	9076	9096	9119
10000					10076	10096	10119
11200					11276	11296	11319
12500						12596	12619
14000						14096	14119
16000						16096	16119

三角胶带已经标准化了, 根据标准 GB1171-74 规定, 按横截面大小, 分为 O、A、B、C、D、E、F 共七种型号, 其基本尺寸见表 14-3。标准三角胶带是一个无接头的环形, 由于带有一定的厚度, 所以它的内周长度与外周长度是不一样的, 为了制造与测量方便, 三角胶带的公称长度是以内周长度 L_i 来表示的。当三角胶带受弯曲时, 伸张层将伸长, 压缩层将缩短, 只有在两者之间的中性层的长度不变。沿中性层量得的胶带长度叫做节线长度, 以 L_p 表示, 其值见表 14-4。三角胶带横截面上中性层的宽度以 b_p 表示, 见表 14-3。为便于选用, 在三角胶带成品中已将带的型号及公称长度标记在带的外表面上了。如 A-1400, 表示的是内周长度为 1400 mm 的 A 型三角胶带。

§ 14-3 带传动的工作情况分析

为了掌握带传动的规律, 本节将对其工作情况进行分析。

一、弹性滑动和打滑

如图 14-4 所示, 带传动在工作时, 带从 A 点绕上主动轮, 这时带和带轮表面的速度是相等的。由于紧边拉力 F_1 大于松边拉力 F_2 , 所以, 带自 A 点转到 B 点的过程中, 拉力就由 F_1 降到 F_2 , 带的拉伸弹性变形量就相应减小。也就是说, 主动轮旋转时, 带一方面靠摩擦力由主动轮带动它运动, 另一方面却又向后退缩。因此, 带的速度就低于主动轮的圆周速度。这种现象也发生在从动轮上, 只是情况恰好相反, 即带一方面带动从动轮运动, 另一方面又因其拉伸弹性变形逐渐增大而向前伸展, 于是从动轮的圆周速度也就低于带的速度。

在带传动中, 这种由于主、从动边的拉力差而引起的带的微量缩短与伸长, 会造成带与带轮间的少量滑动, 这种滑动是由于带的弹性变形引起的, 故称为弹性滑动。

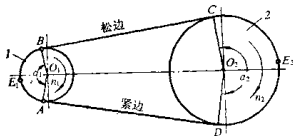


图 14-4

一般来说, 弹性滑动并不一定发生在全部的接触弧内。当带传递的载荷较小时, 弹性滑动只发生在带离开带轮前的 E_1B 和 E_2D 部分内。随着传递载荷的增加, 发生弹性滑动的区域亦相应扩大。当弹性滑动扩大到整个接触弧内时, 带与带轮间就发生显著的相对滑动, 这种现象称为“打滑”。显然, 打滑是由于带传动过载而引起的, 它会使带传动的效率急剧下降, 速度损失急剧增加, 造成带的严重磨损和发热, 使带传动不能正常工作。所以, 打滑是带传动的主要失效形式, 应当设法避免。

由上述分析可知, 弹性滑动必然导致从动轮的速度降低, 这种速度降低的程度可用弹性滑动率 ε 表示, 即

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\pi D_1 n_1 - \pi D_2 n_2}{\pi D_1 n_1} = 1 - i \frac{n_2}{n_1} \quad (14-8)$$

式中 $i = \frac{D_2}{D_1}$ 是理想传动比。

由式 (14-8) 可知, 当计入弹性滑动率后, 主、从动轮的转速间的关系应为

$$n_2 = \frac{(1-\epsilon)n_1}{i} \quad (14-9)$$

对于三角胶带传动，通常取 $\epsilon = 0.02$ 。

带传动的弹性滑动率 ϵ 与有效拉应力 σ_e 之间有一定的变化规律。所谓有效拉应力是指带的单位横截面上的有效拉力，即 $\sigma_e = \frac{F}{A}$ (N/mm^2)， A 为带的横截面积 (mm^2)。通过实验，可以得到一条表示滑动率 ϵ 和有效拉应力 σ_e 间的变化规律的曲线，如图 14-5 所示。该曲线称为滑动曲线。

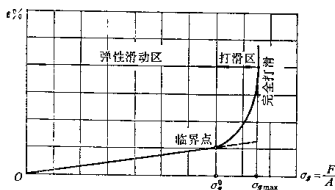


图 14-5

滑动曲线是表示带传动工作能力的曲线。由图 14-5 可知，当 $\sigma_e < \sigma_e^0$ 时， ϵ 与 σ_e 基本上呈线性关系，传动只出现弹性滑动；当 $\sigma_e^0 < \sigma_e < \sigma_{e,max}$ 时， ϵ 随 σ_e 的增加而迅速上升，除了弹性滑动外，还同时发生打滑；当 $\sigma_e \geq \sigma_{e,max}$ 时， ϵ 趋于 1，带传动完全打滑，即从动轮的圆周速度 $v_2 = 0$ 。

由此可知：

1) 临界点的有效拉应力 σ_e^0 是带传动发生质变的数量界限，为了充分发挥传动的工作能力，在设计时应使 σ_e 值等于或略小于 σ_e^0 值；

2) $\sigma_e^0 < \sigma_e < \sigma_{e,max}$ 时，虽然出现部分打滑，但带传动的有效拉应力 σ_e 仍有所增加，这说明带有一定的过载能力，对在起动时或工作过程中瞬时过载是有一定意义的；

3) $\sigma_e \geq \sigma_{e,max}$ 时，出现完全打滑，从而无法实现传动，即传动失效。但当传动突然超载时，打滑可以起到过载保护的作用，避免机器零件发生破坏。

二、带在工作过程中的应力

带在工作时的应力有：由于松边和紧边拉力产生的应力；由于离心力产生的应力；由于带弯曲产生的应力，如图 14-6 所示。

1. 拉应力 σ_1 和 σ_2

用 σ_1 和 σ_2 分别表示带的紧边和松边的拉应力，则

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} N/mm^2 \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} N/mm^2$$

式中 A ——带的横截面积 (mm^2)；

F_1 、 F_2 ——分别为紧边和松边的拉力 (N)。

根据有效拉应力的定义

$$\sigma_e = \frac{F}{A} = \frac{F_1 - F_2}{A} = \sigma_1 - \sigma_2 \quad (14-10)$$

即有效拉应力等于紧边和松边的拉应力之差。

2. 离心应力 σ_c

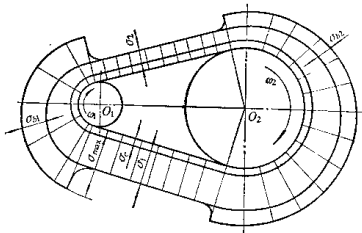


图 14-6